

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 автомобиля с гидромеханической трансмиссией на базе
автомобиля ВАЗ-2123

Студент

М.О. Луночкин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

В.Е. Епишкин

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты

канд. экон. наук., доцент О.М. Сярдова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. техн. наук., доцент А.Н. Москалюк

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук., доцент С.А. Гудкова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

Аннотация

В данной выпускной работе рассмотрен автомобиль на базе автомобиля Шевроле-Нива, а именно предлагается вместо стандартной механической ручной коробки переменных передач использовать гидромеханическую автоматическую коробку передач.

В первой части дипломного проекта представлено описание разрабатываемого узла, его конструкции и обоснование модернизации, т.е. самой сути проекта.

Во второй части проекта представлены конструкторские расчеты, и расчет тяговых, скоростных, мощностных и еще некоторых параметров автомобиля.

Третья часть дипломного проекта – раздел промышленной безопасности и экологии. В нем представлены организационные и технические меры необходимые для обеспечения безопасности труда при сборке автомобиля.

Четвертая часть проекта представляет собой раздел экономической эффективности проекта. В разделе приводятся расчеты затрат на проект, а также его себестоимости.

Данная работа содержит: 108 страниц, 45 таблиц, 13 рисунков, 25 источников, 8 листов графической части на формате А1.

Abstact

The car must have high efficiency, long service life, driving safety, ease of maintenance, and be stable on the road nowadays.

The graduation work is «Design of a car with a hydro-mechanical transmission based on the VAZ-2123 Car». The car must meet up-to-date demand, which means that the auto must have rapid acceleration, smooth-acting clutch, silent gearbox, dependable braking and steering systems, dependable ignition system.

The graduation work comprises 104 pages, including introduction, chapters of design, technological and economic parts, and the section of the security object. It also has a graphic supplement of 7 sheets A1.

The first part deals with the design of the developed unit, its current development trends, like the classification of existing types of constructions.

I dedicate the second part of the work to vehicle design calculations. This part contains dynamic computations of the motor vehicle, as well as calculating of the traction characteristics of the motor vehicle and the calculating of the developer unit.

The third part is the safety and environmental friendliness of the project.

The fourth part contains economic calculations of the cost of the developed unit. It also includes the computation of the breakeven point for this project and the calculating of economic efficiency.

Mass production can use this modernization, described in the graduation work.

Содержание

Введение.....	5
1 Состояние вопроса	7
1.1 Назначение и требования, предъявляемые к коробкам передач	7
1.2 Классификация конструкций коробок передач	10
1.3 Состав и описание вносимых изменений в конструкцию трансмиссии автомобиля.....	18
2 Конструкторская часть	20
2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля.....	20
2.2 Расчет планетарной коробки передач с двумя степенями свободы	37
3 Безопасность и экологичность объекта	68
3.1 Введение.....	68
3.2 Описание рабочего места, оборудования и выполняемых технологических операций.....	69
3.3 Идентификация опасных и вредных производственных факторов	71
3.4 Мероприятия по разработке безопасных условий труда на производственном участке	72
4 Экономическая эффективность проекта.....	81
4.1 Расчет себестоимости проектируемого узла автомобиля.....	82
4.2 Расчет точки безубыточности.....	87
4.3 Расчет коммерческой эффективности проекта.....	88
Заключение	97
Список используемых источников.....	99
Приложение А Графики тягово-динамического расчета.....	101

Введение

Автомобиль – нечто большее, чем просто средство передвижения, это настоящий феномен двадцатого века. Автомобили один из главных товаров массового спроса в мире. Ежегодно люди тратят на них несколько триллионов долларов и постоянно придумывают как еще получить удовольствие от этих четырех колес.

В данном дипломном проекте будет рассматриваться тема: разработка автомобиля с гидромеханической трансмиссией на базе автомобиля ВАЗ-2123.

Автоматические коробки передач неизбежно вытесняют механические. В 60-е годы прошлого века доля автомобилей, оснащенных автоматическими коробками передач, не достигала и 10%, но с каждым новым десятилетием использование "автоматических" машин неуклонно увеличивалось. К началу XXI века каждый второй автомобиль в мире был оснащен автоматической коробкой передач.

Тенденция к увеличению выпуска автомобилей с автоматической коробкой передач (АКПП) логична и вполне обоснована. Потребительские требования к автомобилю постоянно растут, с одной стороны, за легкость и четкость управления, а с другой – за топливную экономичность.

В настоящее время конструкция автоматической коробки передач постоянно совершенствуется. Если раньше их основное преимущество было связано с упрощением процесса вождения, то современные автоматические коробки передач обладают гораздо лучшими характеристиками с точки зрения виброустойчивости, обеспечивают высокую проходимость автомобиля по снегу, песку и другим неустойчивым грунтам, а также повышают безопасность вождения, так как снижают утомляемость водителя.

Автопроизводители постоянно работают над недостатками автоматических коробок передач, например, существуют современные семиступенчатые и даже восьмиступенчатые автоматические коробки передач, которые обеспечивают снижение расхода топлива по сравнению с механическими до 8-10%.

Совершенствование технологии изготовления новых автоматизированных коробок передач делает разницу в цене все меньше и меньше.

Цель дипломного проекта - улучшение показателей управляемости комфортности безопасности автомобиля ВАЗ-2123, при одновременном сохранении общей компоновки конструкции автомобиля.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение и требования, предъявляемые к коробкам передач

Трансмиссия (или коробка передач) — это мост между двигателем и ведущими колесами транспортного средства. Он преобразует крутящий момент и мощность в различные ограничения скорости. Проще говоря, он посылает энергию от первой части ко второй части, чтобы помочь автомобилю двигаться вперед и назад. Автоматическая версия коробки передач может переключать передачи с движением транспортных средств, водителю не нужно ничего делать, кроме выбора режимов [3].

«Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента и частоты вращения, развиваемых коленчатым валом двигателя для получения различных тяговых усилий на ведущих колесах при трогании автомобиля с места и его разгоне, при движении автомобиля и преодолении различных дорожных препятствий» [8].

«Коробка передач дает возможность двигаться с малыми скоростями, которые не могут быть обеспечены ДВС, коленчатый вал которого развивает невысокую минимально устойчивую частоту вращения. Коробка передач должна обеспечить возможность движения задним ходом и длительное отсоединение двигателя от трансмиссии при его пуске, на стоянке или при движении автомобиля накатом» [8].

«Коробка передач — это агрегат автомобиля, преобразующий крутящий момент двигателя для различных условий движения. Выключение сцепления и переключение передач составляют львиную долю физических усилий, затрачиваемых на управление автомобилем. Коробки передач с автоматическим переключением применяют для того, чтобы уменьшить эти физические усилия. Также повышается уровень активной безопасности благодаря тому, что все внимание водителя направлено на контроль ситуации на дороге» [8].

«Достижения в области электроники позволяют объединить работу электронных функциональных компонентов и гидравлической системы и обеспечить безопасное высокоэффективное автоматическое управление автомобилем» [11].

«Хотя конструктивно автоматические коробки передач существенно отличаются от механических коробок передач, но так как функция как узла у них одинаковая, то и требования к автоматическим коробкам передач предъявляются схожие:

- обеспечение необходимых динамических и экономических качеств автомобиля;
- создание условий для возможности длительного отсоединения двигателя от трансмиссии при нейтральном положении;
- обеспечение простоты и удобства управления;
- создание условий для бесшумной работы;
- обеспечение высокого КПД» [11].

«Кроме того, к автоматическим коробкам передач предъявляют требования, общие для большинства механизмов автомобиля, — надежность работы, простота обслуживания, малые габаритные размеры и масса, а также невысокая стоимость. И хотя как более сложный узел по данным параметрам АКП уступают механическим, автопроизводители постоянно совершенствуют как конструктивное исполнение АКП, так и принцип действия» [11].

В наше время нам предоставлен огромный выбор при покупке нового автомобиля. Поиск автомобиля обычно начинается с того, что вы видите рекламу нового автомобиля и понимаете, что это то, что вы, возможно, захотите получить. Затем начинается поиск других, более интересных альтернатив. Но у каждого автомобиля бывают различные сочетания опций, и иногда становится немного трудно сделать выбор из всего многообразия выбора [1].

Прежде чем углубиться в типы автоматической коробки передач, нужно знать, как работает автоматическая коробка передач, чтобы лучше понять

различные типы. Самое основное знание, которое есть у каждого, что автоматическая коробка передач автоматически переключает передачу и не нуждается в ручке переключения передач или работе сцепления водителем [2].

Двигатель соединяется с гидротрансформатором, который затем соединяется с системой передач, а затем с трансмиссией. Зубчатая система называется Планетарной зубчатой системой, которая состоит из шестерни в середине, называемой Солнечной шестерней, и трех шестерен вокруг нее, называемых планетарными шестернями, которые покрыты кольцевой шестерней (таким образом, название). Эти детали в сочетании составляют автоматическую коробку передач [10].

Гидротрансформаторы являются жизненно важным компонентом автоматической коробки передач. Это работает немного сложно, внутри гидротрансформатора есть детали, которые работают в тандеме друг с другом.

Самая внешняя сторона гидротрансформатора имеет маховик, который соединен с двигателем. Этот маховик вращает всю конструкцию. Вращение заставляет насос выталкивать жидкость с высокой скоростью. Эта жидкость заставляет турбину вращаться. Жидкость продолжает вращаться в направлении против часовой стрелки, разделенная на две секции, и продолжает вращаться с помощью статора в середине. Турбина соединена с валом, который соединяется с остальной системой. [6]

В насосе и турбине есть решетки, отверстия, если можно, и эти отверстия помогают с движением. В насосе жидкость поступает в одно из отверстий и затем выбрасывается со скоростью, с которой вращается двигатель, а в случае турбины жидкость поступает в отверстие и толкает турбину со скоростью, с которой жидкость была выброшена. Турбина вращается в противоположном направлении, таким образом поглощая крутящий момент, который несет жидкость. После того как жидкость остается почти без собственной энергии, она направляется к статору, который толкает ее к насосу. Затем энергия передается в систему передач. [13]

Работа планетарной зубчатой передачи. Как работает система

планетарных передач — это одно из лучших изобретений в автомобильной области, поскольку оно сделало возможной автоматическую коробку передач.

В планетарной системе передач имеется солнечная шестерня, три планетарные шестерни, одну кольцевую шестерню — коронная, которая охватывает их и соединена с тремя планетарными шестернями, и одно водило, которое соединяет планетарные шестерни.

Есть несколько случаев, как работает система передач. Там, где соединены две шестерни, они должны иметь одинаковую скорость, так как неравномерная скорость разрушит зубчатую систему, поскольку зубья будут пересекаться. Теперь, если две шестерни должны иметь одинаковую скорость контакта, это означает, что если размер неравномерен, то меньшая будет двигаться быстрее. Это важный момент в работе зубчатой системы. [14]

Планетарные шестерни меньше солнечных. Скорость, с которой вращается солнечная шестерня, будет медленнее, чем скорость вращения планетарной шестерни, что, в свою очередь, заставит кольцевую шестерню вращаться быстрее солнечной. Это позволяет использовать несколько скоростей только с одним возможным входом — это один из возможных случаев [9].

Второй возможный случай-когда кольцевая шестерня остается неподвижной, а солнечная шестерня движется. Это заставит планетарную шестерню одновременно двигаться и поворачиваться, так как кольцевая шестерня не может быть перемещена.

1.2 Классификация конструкций коробок передач

Канадский изобретатель Альфред Хорнер Манро первым запатентовал концепцию автоматической коробки передач и использовал сжатый воздух для переключения передач. Американский изобретатель Оскар Х. Банкер разработал эту концепцию и изобрел первую практическую автоматическую трансмиссию. В 1940 году автомобильный гигант General Motors представил

первую современную и массовую систему автоматического переключения передач Hydramatic.

Сейчас существует два типа систем передачи. Ручной и автоматический. И есть типы автоматической коробки передач.

Существует три типа автоматической коробки передач автомобиля:

Коробка передач с двойным сцеплением (DCT)

Бесступенчатая трансмиссия (вариатор)

Автоматическая механическая коробка передач (АМТ).

Типы автоматических коробок передач выпускаются в нескольких вариантах исполнения в зависимости от марки и модели автомобиля.

1.2.1 Традиционная автоматическая коробка передач

В основном известный как автоматический гидротрансформатор, это стандартный тип автоматической коробки передач, который можно найти в большинстве автомобилей в наши дни. В отличие от механической коробки передач, она не использует сцепление для переключения передач. Вместо этого эту работу выполняет гидравлическая муфта или гидротрансформатор. Он подключается к электронному блоку управления двигателем и позволяет точно управлять автомобилем [5].

На рисунке 1 представлена гидромеханическая коробка передач заднеприводного автомобиля.

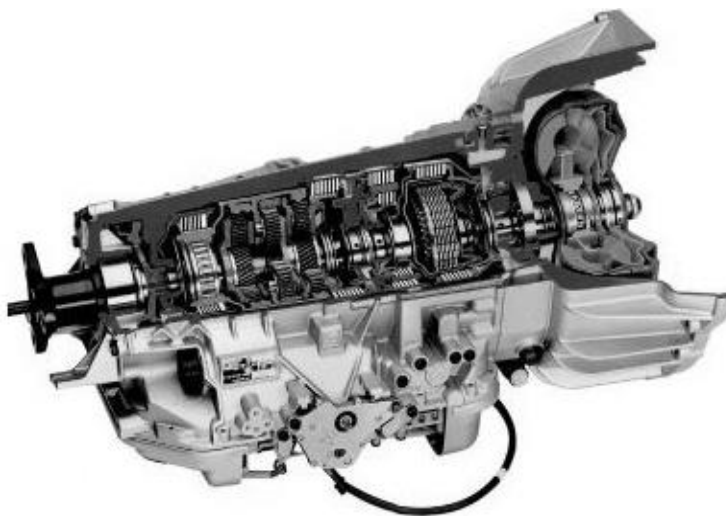


Рисунок 1 – Гидромеханическая коробка передач заднеприводного

автомобиля

Автоматические автомобили работают плавно, но переключение передач происходит не всегда быстро, за что их называют "slushbox". Тем не менее, впечатление изменилось, благодаря некоторым блестящим моделям трансмиссии, таким как ZF 8-speed, которые вы найдете во многих автомобилях, начиная от Jaguars и заканчивая BMW, некоторые из популярных моделей-Porsche Panamera, BMW X1, Kia Sportage и другие.

1.2.2 Автоматизированная механическая коробка передач

Также известный как полуавтоматическая коробка передач (SAT) и несколько других имен, этот тип автоматической коробки передач использует обычную настройку сцепления и передачи, но автоматизирует действие с помощью датчиков, исполнительных механизмов, процессоров и пневматики.

Автомобили с такой трансмиссией обеспечивают лучшую производительность на шоссе. Они не рекомендуются для езды по городу, потому что двигатели чувствуют себя рывками при резком ускорении. [15]

Некоторые из популярных моделей-Ford Kuga, Volvo V40, Audi A5 и другие.

1.2.3 Бесступенчатая трансмиссия (вариатор)

Эти коробки передач используют либо ремни шкивов, а не стальные шестерни, встречающиеся в традиционной автоматической трансмиссии, для переключения передач. Он обеспечивает плавное переключение передач с большим диапазоном передаточных чисел и облегчает вращение двигателя на максимальных оборотах (оборотах). Вариатор бездушен. Большинство мотоголовых считают это плохим. Потому что это не дает никакого ответного результата от автомобиля. Когда заводите машину и чувствуете, как увеличивается скорость, тот момент, когда вы переключаете передачу, когда обороты в самый раз и звук, который она издает. Если вам нравятся эти вещи, и вы не водили вариатор, вы тоже его возненавидите [12].

Вариатор имеет шкивную систему, которая обеспечивает ему бесконечное передаточное число, что позволяет ему иметь наилучший КПД в

системах автоматической коробки передач лучше, чем DCT. В зависимости от частоты вращения коленчатого вала изменяется длина шкива, одновременно меняя передачу. Даже миллиметровый сдвиг шкива означает, что в люфте находится новое передаточное число, которое в основном дает ему бесконечное передаточное отношение [16].

На рисунке 2 представлена принципиальная конструкция клиноременного вариатора.



Рисунок 2 – Принципиальная конструкция клиноременного вариатора

Есть еще два типа вариаторов. Гидростатический вариатор использует гидростатические двигатели и насосы переменного объема для передачи мощности двигателю. С другой стороны, тороидальные вариаторы используют для этой цели диски и силовые ролики [18].

Трансмиссия позволяет двигателю работать с максимальной эффективностью при плавном разгоне. Это хорошо для экономии топлива, а ремонт и техническое обслуживание не стоят дорого. Однако двигатель

создает много шума при разгоне и нагрузке. Многие модели используют эту коробку передач, и некоторые из фаворитов толпы-Chevrolet Spark, Ford C-Max, Nissan Sentra и многие другие.

1.2.4 Коробка передач с двойным сцеплением (DCT)

Это гибрид автоматической и механической коробок передач. В DCT нет гидротрансформатора. Вы будете использовать два отдельных вала для переключения передач, один для нечетных и другой для четных передач. Оба вала имеют собственную муфту сцепления. DCT или коробка передач с двойным сцеплением-действительно интересная деталь оборудования. Он немного тяжелее, так как имеет много движущихся частей и шестеренок.

Вы можете переключиться на более высокую или более низкую передачу за долю секунды, и преобразование из автоматического в ручное также плавно. Однако коробки передач DCT не могут избежать жалоб на шумные сцепления, царапающий звук и грубые сдвиги [19].

Возьмем случай с 6 передачами DCT. Он имеет две муфты, которые управляют четным и нечетным передаточным отношением, причем первая получает нечетный набор передач. Он также имеет два трансмиссионных вала, которые управляют теми передаточными числами, которые уже разделены нечетным, находящимся внутри четного и более длинного. Он также имеет часть, называемую собачьими муфтами, которые находятся близко к шестерне и вступают в зацепление, когда необходимо использовать соответствующее им передаточное отношение.

Когда автомобиль заводится, двигатель заводится и режим переключается в режим привода, ЭБУ включает первую передачу. Это означает, что первая муфта будет действовать, и собачья муфта на первой передаче включится. Теперь интересная часть заключается в том, что собачья муфта следующей второй передачи также включена, однако она не будет вращать свой собственный вал, потому что муфта для нее второй передачи не включена (есть две муфты, главная и собачья). Этот процесс продолжается, и именно так работает трансмиссия с двойным сцеплением [21].

Преимущества заключаются в комфорте водителя и экономичности. Переключатель передач настолько плавный, что вы не почувствуете рывка при переключении передач. И поскольку в передаче нет перерывов, она имеет лучшую эффективность. Люди, которые предпочитают ручное управление из-за топливной экономичности, могут взять это в руки и быть беззаботными. DCT также является самым быстрым и используется на высококлассных автомобилях и гоночных автомобилях [17].

Примерами таких автомобилей являются Ford Fiesta, Chrysler Dodge Dart и многие другие.

1.2.5 DSG (Коробка передач с прямым переключением передач)

Он почти похож на DCT, но без его раздражающих проблем. Он использует две муфты вместо гидротрансформатора, и его механизм работает простым отключением одной муфты и включением второй для переключения передач. Эта трансмиссия обеспечивает более быстрое переключение передач и более плавное оттягивание, чем традиционные модели.

Современные агрегаты DSG обеспечивают лучшую топливную экономичность, чем даже ручные коробки передач. DCT-это сухая трансмиссия, которая никогда не нуждается в том, чтобы водитель менял жидкость коробки передач. Это оставляет сцепления сухими и в конечном итоге изнашивает их фрикционные качества. Результатом являются резкие переключения передач, медленные реакции на переключение передач и рывки передачи. С другой стороны, DSG — это мокрая трансмиссия, которая держит сцепления смазанными. Результатом является десятилетняя служба с производительностью смены осветительных приборов. Тем не менее, вы должны регулярно менять жидкость (каждые 40 тысяч миль), что может быть дорогостоящим [22].

Многие производители автомобилей, такие как Skoda, VW, Porsche и Audi, используют эту модель в своих автомобилях, но под разными названиями. Например, Porsche называет его коробками передач PDK, в то время как название меняется на DSG S-Tronic для моделей Audi.

1.2.6 Типтронная передача

Это один из типов автоматической коробки передач, который функционирует так же, как и механическая коробка передач. Однако он отличается от ручного управления тем, что использует гидротрансформатор вместо педали сцепления, имеет возможность автоматического переключения передач и не позволяет водителю полностью контролировать передачу.

Уникальность этого устройства заключается в том, что оно имеет возможность переопределить автоматический режим. Это означает, что вы можете управлять своим автомобилем как автоматическим, так и переключаться в ручной режим, когда это необходимо, например, поднимаясь на холм или спускаясь вниз по крутой дороге.

Автомобили, использующие это устройство, имеют встроенную функцию безопасности, так что любая ошибка водителя не приведет к повреждению коробки передач. Ряд производителей используют этот тип автоматической коробки передач, но впервые он был замечен в Porsche 911 (в 1990 году), а затем принят на вооружение BMW и Chrysler. Различные типы автоматических коробок передач используются на разных марках, моделях и типов производительности автомобилей. Кроме того, бюджет — это тоже проблема. Некоторые передачи стоят дороже, чем другие.

АМТ-самая успешная автоматическая трансмиссия в Индии. Maruti Suzuki продала огромное количество автомобилей, которые были оснащены АМТ. Значит ли это, что он лучший из всех. На самом деле нет, это одна из самых слабых систем, и единственное преимущество, которое она имеет перед другими, заключается в том, что она дешевле. Нажатие на сцепление отключает двигатель от коробки передач, позволяя переключать передачу, и этот процесс происходит каждый раз, когда вы меняете скорость. Выключение сцепления происходит автоматически с помощью гидравлических приводов. АМТ является хорошим выбором и легко доступен, так как больше автомобилей начального уровня имеют его и дешевле по сравнению с DCT и

CVT. Не так гладко, как CVT, и так же быстро, как DCT, он все еще имеет свое применение.

Это более дорогие и дорогие автомобили, но это стоит того, если вы жаждете скорости и плавных поездок с небольшой экономией топлива.

Если вы хотите добиться эффективности, выберите вариатор, так как он более эффективен. При почти полном отсутствии задержек в переключении передач и меньшем количестве движущихся частей почти без простоев он обладает большей эффективностью, чем две другие системы, и является хорошим выбором, который может не понравиться некоторым людям, поскольку они требуют, чтобы автомобиль давал выход во время движения, чтобы полностью насладиться этим опытом.

Если вы хотите ощутить переключение передач и получить выход от автомобиля, а также быстрое ускорение, DCT лучше, чем все остальное. Он сам по себе обладает приличной эффективностью, но по сравнению с вариатором ему не хватает КПД.

Инженеры компании Dana Rexroth Transmission Systems завершили окончательные валидационные испытания гидромеханической переменной трансмиссии R2 (HVT), начало производства которой ожидается в третьем квартале 2015 года. По данным компании, полевые испытания на работающих автомобилях показали экономию топлива до 25% по сравнению с традиционными конструкциями трансмиссий, причем дополнительная экономия возможна за счет дальнейшей оптимизации подсистем оборудования. Продукт совместного предприятия Dana Holding Corp. и Bosch Rexroth, HVT R2 имеет модульную конструкцию, которая может быть адаптирована для различных внедорожных применений с чистой входной мощностью от 135 до 195 кВт (от 180 до 260 л. с.), включая фронтальные погрузчики, автогрейдеры, промышленные подъемники, ричстакеры, лесные трелевочные машины и другие внедорожные приложения. HVTs от Dana Rexroth снижают расход топлива за счет снижения оборотов двигателя на протяжении всего рабочего цикла и на холостом ходу, где обороты могут быть

снижены до 600 об / мин. Анализ применения демонстрирует возможность дальнейшей экономии без ущерба для производительности за счет уменьшения размеров двигателя.

HVTS Dana Rexroth обеспечивают чувствительное и точное позиционирование автомобиля с бесступенчатым приводом, который обеспечивает улучшенное ускорение при сохранении тягового усилия. Они оптимизируют рабочую точку дизельного двигателя, отделяя частоту вращения двигателя от частоты вращения привода, а затраты на техническое обслуживание снижаются за счет использования гидростатического торможения и безизносного направленного реверса без сцеплений.

HVT R2-это модульная платформа, которая предоставляет полный набор опций конфигурации и программных средств управления, таких как прямое или удаленное крепление, гибкость в управлении переключением и параметрах стратегии привода, а также развертывание до трех насосов отбора мощности.

Система HVT, разработанная Dana Rexroth, помогает снизить сложность для производителей оборудования, поскольку вся система шестерен, муфт и гидростатических узлов управляется передовым электронным блоком управления и оптимизируется для эффективности одним поставщиком [24].

1.3 Состав и описание вносимых изменений в конструкцию трансмиссии автомобиля.

«Гидромеханическая коробка представляет собой последовательное соединение трансформатора, планетарного узла с фрикционами гидравлической системы управления. Ее основное достоинство – отсутствие необходимости водителю переключать передачи вручную. Электроника делает это точно, благодаря чему отсутствует дискомфорт при движении, а двигатель не подвергается перегрузкам. Их отсутствие помогает сохранить его в целости на долгое время. При начале движения передача мощности также

происходит без прерывания и рывков, что делает гидромеханику более совершенной, превосходящей по своим характеристикам механические коробки передач. Не зря их используют не только в автомобилестроении, но и устанавливают на танки» [25].

Вывод: для движения преимущественно по городу, именно гидромеханическая АКПП будет самым оптимальным выбором. Исходя из этого принято решение использовать для установки на проектный автомобиль именно этот вариант автоматической трансмиссии.

2 Конструкторская часть

2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

2.1.1 Исходные данные

«Число ведущих колес» [20]	$n_k = 4$
«Собственная масса, кг» [20]	$m_o = 1400$
«Количество мест» [20]	5
«Максимальная скорость, м/с» [20]	$V_{max} = 34,72$
«Максимальная частота вращения колен. вала, рад/с» [20]	$\omega_{max} = 628$
«Минимальная частота вращения колен. вала, рад/с» [20]	$\omega_{min} = 0$
«Коэффициент аэродинамического сопротивления» [20]	$C_x = 0,41$
«Величина максимально преодолеваемого подъема» [20]	$\alpha_{max} = 0,32$
«Коэффициент полезного действия трансмиссии» [20]	$\eta_{TP} = 0,92$
«Площадь поперечного сечения, м ² » [20]	$H = 2,34$
«Коэффициент сопротивления качению» [20]	$f_{ko} = 0,014$
«Число передач в коробке передач» [20]	5
«Распределение массы автомобиля по осям, %» [20]:	
«передняя ось» [20]	45
«задняя ось» [20]	55
«Плотность воздуха, кг/м ³ » [20]	$\rho = 1,293$
«Плотность топлива, кг/л» [20]	$\rho_t = 0,72$

2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

«Определение полного веса и его распределение по осям» [20]:

$$G_A = G_o + G_{II} + G_B, \quad (1)$$

«где G_o – собственный вес автомобиля;

G_{II} – вес пассажиров;

G_B – вес багажа» [20].

$$G_0 = m_0 \cdot g = 1400 \cdot 9,807 = 13730 \text{ Н} \quad (2)$$

$$G_{II} = G_{II1} \cdot 5 = m_{II1} \cdot g \cdot 5 = 75 \cdot 9,807 \cdot 5 = 3678 \text{ Н} \quad (3)$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 5 = m_{B1} \cdot g \cdot 5 = 10 \cdot 9,807 \cdot 5 = 490 \text{ Н} \quad (4)$$

$$G_A = 13730 + 3678 + 490 = 17898 \text{ Н}$$

$$G_1 = G_A \cdot 45 = 17898 \cdot 45 = 8054 \text{ Н} \quad (5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 55 = 17898 \cdot 55 = 9844 \text{ Н} \quad (6)$$

Подбор шин.

«Шины выбираются по нагрузке, приходящейся на колесо с помощью «Краткого автомобильного справочника»» [20].

«На автомобиле установлены радиальные шины 205/55 R16» [20].

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

«где r_k – радиус качения колеса;

r_{CT} – статический радиус колеса;

$B = 205$ – ширина профиля, мм;

$\kappa = 0,55$ – отношение высоты профиля к ширине профиля;

$d = 406,4$ – посадочный диаметр, мм;

$\lambda = 0,85$ – коэффициент типа шины» [20].

$$\ll r_k = r_{CT} = (0,5 \cdot 406,4 + 0,55 \cdot 0,85 \cdot 205) \cdot 10^{-3} = 0,299 \text{ м} \gg [20].$$

2.1.3 Определение передаточного числа главной передачи

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

«где U_K – передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость (примем значение передаточное число высшей передачи КП равным 0,750)» [20];

« U_{PK} – передаточное число раздаточной коробки передач (максимальная скорость автомобиля достигается на высшей передачи раздаточной коробки автомобиля, значение которой примем равным 1,2)» [20].

$$\ll U_0 = (0,299 \cdot 628) / (0,750 \cdot 1,2 \cdot 34,72) = 6,009 \gg [20]$$

2.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

«Определяем мощность двигателя, обеспечивающую движение с заданной максимальной скоростью при заданном дорожном сопротивлении» [20]:

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

«где ψ_v – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля» [20]:

«Для легковых автомобилей принимается, что максимальная скорость достигается на прямолинейном участке, из чего следует, что» [20]:

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

$$\ll \psi_v = 0,014 \cdot (1 + 34,72^2 / 2000) = 0,022$$

$$N_v = (17898 \cdot 0,022 \cdot 34,72 + 0,41 \cdot 1,293 \cdot 2,34 \cdot 34,72^3 / 2) / 0,92 = 43381 \text{ Вт} \gg$$

[20].

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

«где a, b, c – эмпирические коэффициенты (для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем $a, b, c = 1$), $\lambda = \omega_{MAX} / \omega_N$ (примем $\lambda = 1,05$)» [20].

$$\ll N_{MAX} = 43381 / (1 \cdot 1,05 + 1 \cdot 1,05^2 - 1 \cdot 1,05^3) = 43604 \text{ Вт} \gg [20]$$

«Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана» [20]:

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

«где $C_1 = C_2 = 1$ – коэффициенты, характеризующие тип двигателя» [20].

«Определение значений крутящего момента производится по формуле» [20]:

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

В таблице 1 представлена внешняя скоростная характеристика.

Таблица 1 – Внешняя скоростная характеристика

Обороты дв-ля, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность, кВт	Момент, Н*м
1	0	0,0	170,0
450	47	7,7	164,3
900	94	14,9	158,3
1350	141	21,4	151,7
1800	188	27,0	143,3
2250	236	31,8	135,0
2700	283	35,3	125,0
3150	330	38,3	116,0
3600	377	40,2	106,7

Продолжение таблицы 1

Обороты дв-ля, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность, кВт	Момент, Н*м
4050	424	41,7	98,3
4500	471	42,4	90,0
4950	518	42,3	81,7
5400	565	41,5	73,3
5850	613	36,8	60,0
5997	628	28,5	45,3

«Число оборотов двигателя в минуту» [20]:

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

2.1.5 Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению и максимальному динамическому фактору на первой передаче» [20].

В соответствии с этим должны выполняться следующие условия:

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

«где ψ_{MAX} – коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вытеснены преодолеваемого подъёма ($\psi_{MAX} = f_{V_{max}} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}$)» [20];

« U_{PK} – передаточное число раздаточной коробки передач (максимальный динамический фактор реализуется на низшей ступени раздаточной коробки, значение которой равно 2,1)» [20].

$$\psi_{MAX} = 0,022 + 0,32 = 0,342 \quad (16)$$

$$U_1 \geq 17898 \cdot 0,342 \cdot 0,299 / (170,0 \cdot 0,92 \cdot 6,009 \cdot 2,1) = 0,929$$

$$U_1 \leq \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\text{MAX}} \cdot \eta_{\text{TP}} \cdot U_0 \cdot U_{\text{П}}},$$

«где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля ($G_{\text{сц}} = G_1 \cdot m_1 = 8054 \cdot 0,9 = 7249$ Н,
 m_1 – коэффициент перераспределения нагрузки на передние колёса);

φ – коэффициент сцепления ($\varphi = 0,8$)» [20].

$$U_1 \leq 7249 \cdot 0,8 \cdot 0,299 / (170,0 \cdot 0,92 \cdot 6,009 \cdot 2,1) = 2,169$$

«Значение первой передачи примем равным: $U_1 = 3,330$ » [20].

«Значения промежуточных ступеней КП рассчитываются на основании закона геометрической прогрессии» [20]:

«Знаменатель геометрической прогрессии равен» [20]:

$$q = (U_1 / U_5)^{1/4} = (3,330 / 0,750)^{1/4} = 1,452 \quad (17)$$

$$U_2 = U_1 / q = 3,330 / 1,452 = 2,294; \quad (18)$$

$$U_3 = U_2 / q = 2,294 / 1,452 = 1,580; \quad (19)$$

$$U_4 = U_3 / q = 1,580 / 1,452 = 1,089; \quad (20)$$

$$U_5 = 0,750. \quad (21)$$

«Дальнейшие расчёты проводятся для высшей ступени раздаточной коробки передач» [20].

2.1.6 Скорость движения автомобиля на различных передачах

«В данном подразделе находим возможные значения скорости на каждой передаче в зависимости от оборотов колен вала» [20]:

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{U_{\text{КП}} \cdot U_0} \quad (22)$$

В таблице 2 представлена скорость автомобиля на различных передачах.

Таблица 2 – Скорость автомобиля на различных передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость на 1ой передаче, м/с	Скорость на 2ой передаче, м/с	Скорость на 3ей передаче, м/с	Скорость на 4ой передаче, м/с	Скорость на 5ой передаче, м/с
1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
450	0,6	0,9	1,2	1,8	2,6
900	1,2	1,7	2,5	3,6	5,2
1350	1,8	2,6	3,7	5,4	7,8
1800	2,3	3,4	4,9	7,2	10,4
2250	2,9	4,3	6,2	9,0	13,0
2700	3,5	5,1	7,4	10,8	15,6
3150	4,1	6,0	8,7	12,6	18,2
3600	4,7	6,8	9,9	14,4	20,8
4050	5,3	7,7	11,1	16,2	23,4
4500	5,9	8,5	12,4	17,9	26,1
4950	6,5	9,4	13,6	19,7	28,7
5400	7,0	10,2	14,8	21,5	31,3
5850	7,6	11,1	16,1	23,3	33,9
5997	7,8	11,4	16,5	23,9	34,7

2.1.7 Сила тяги на ведущих колёсах

«Сила тяги на ведущих колёсах определяется по формуле» [20]:

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{К.П.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (23)$$

«Сила тяги возникает в результате работы двигателя и вызвана взаимодействием ведущих колес и дороги. К силам сопротивления относят силу трения в трансмиссии, силу сопротивления дороги и силу сопротивления воздуха. Силу тяги определяют как отношение момента на полуосях к радиусу ведущих колес при равномерном движении автомобиля» [20]:

В таблице 3 представлен тяговый баланс.

Таблица 3 – Тяговый баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Сила тяги на 1-ой передаче, Н	Сила тяги на 2-ой передаче, Н	Сила тяги на 3-ей передаче, Н	Сила тяги на 4-ой передаче, Н	Сила тяги на 5-ой передаче, Н
1	12559	8652	5960	4106	2829
450	12141	8364	5762	3969	2734
900	11698	8058	5551	3824	2635
1350	11205	7719	5318	3663	2524
1800	10589	7295	5025	3462	2385
2250	9974	6871	4733	3261	2246
2700	9235	6362	4383	3019	2080
3150	8570	5904	4067	2802	1930
3600	7880	5429	3740	2576	1775
4050	7265	5005	3448	2375	1636
4500	6649	4581	3156	2174	1498
4950	6033	4156	2863	1973	1359
5400	5418	3732	2571	1771	1220
5850	4433	3054	2104	1449	998
5997	3349	2307	1589	1095	754

2.1.8 Силы сопротивления движению

«Сила сопротивления воздуху определяется по данной формуле» [20]:

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_x \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (24)$$

«Сила сопротивления воздуха R_w обусловлена трением в прилегающих к поверхности автомобиля слоях воздуха, сжатием воздуха движущейся машиной, разрежением за машиной и вихреобразованием в окружающих автомобиль слоях воздуха. На величину аэродинамического сопротивления автомобиля влияет ряд и других факторов, главным из которых является его форма» [20].

«Сила сопротивления качению» [20]:

$$F_f = G_A \cdot f_k; \quad (25)$$

$$f_k = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (26)$$

Найденные данные записываем в таблицу, затем строим графики зависимости сил сопротивления от скорости (таблица 4).

Таблица 4 – Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
0	0	251	251
5	16	254	269
10	62	263	325
15	140	279	418
20	248	301	549
25	388	329	717
30	558	363	922
35	760	404	1164
40	992	451	1443
45	1256	504	1760
50	1551	564	2114
55	1876	630	2506
60	2233	702	2935
65	2621	780	3400

2.1.9 Динамический фактор

«Динамический фактор — это соотношение свободной силы тяги к весу автомобиля, т.е. удельное свободное тяговое усилие» [20]:

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A} \quad (27)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A} \quad (28)$$

«По этим формулам и данным силового баланса рассчитывают и строят 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 расчёта заносят в таблицу и представляют графически» [20].

Динамический фактор на передачах представлен в таблице 5.

Таблица 5 – Динамический фактор на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Динамический фактор на 1ой передаче	Динамический фактор на 2ой передаче	Динамический фактор на 3ей передаче	Динамический фактор на 4ой передаче	Динамический фактор на 5ой передаче
1	0,702	0,483	0,333	0,229	0,158
450	0,678	0,467	0,322	0,222	0,153
900	0,654	0,450	0,310	0,213	0,146
1350	0,626	0,431	0,297	0,204	0,139
1800	0,591	0,407	0,280	0,192	0,129
2250	0,557	0,383	0,263	0,179	0,120
2700	0,516	0,355	0,243	0,165	0,108
3150	0,478	0,329	0,225	0,151	0,096
3600	0,440	0,302	0,206	0,137	0,084
4050	0,405	0,278	0,188	0,124	0,072
4500	0,370	0,253	0,171	0,110	0,060
4950	0,336	0,229	0,154	0,097	0,047
5400	0,301	0,205	0,136	0,083	0,034
5850	0,246	0,166	0,109	0,062	0,016
5997	0,185	0,124	0,079	0,041	0,000

2.1.10 Ускорения автомобиля

«Ускорение – это величина, которая характеризует быстроту изменения скорости. Например, автомобиль, трогаясь с места, увеличивает скорость движения, то есть движется ускоренно» [20].

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (29)$$

«где δ_{BP} – коэффициент учета вращающихся масс,
 Ψ – коэффициент суммарного сопротивления дороги» [20].

$$\Psi = f + i$$

« i – величина преодолеваемого подъёма ($i = 0$)» [20].

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{кп}^2), \quad (30)$$

«где δ_1 – коэффициент учёта вращающихся масс колёс;

δ_2 – коэффициент учёта вращающихся масс двигателя: $\delta_1 = \delta_2 = 0,015$ » [20]. Данные коэффициента представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Коэффициент учета вращающихся масс

U	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$	$U5$
$\delta_{\mathcal{R} \angle}$	1,181	1,094	1,052	1,033	1,023

«Коэффициент учета вращающихся масс двр показывает, во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, больше силы, необходимой для разгона только его поступательно движущихся масс. Автомобиль не является сплошным телом. Кроме поступательно движущихся частей, у него есть детали, которые участвуют в относительном вращательном движении. К ним относятся детали двигателя, трансмиссии, колеса. Поэтому кинетическая энергия автомобиля состоит из кинетической энергии поступательно движущихся масс и кинетической энергии деталей, участвующих в относительном (вращательном) движении» [20].

В таблице 7 ускорение автомобиля на передачах.

Таблица 7 – Ускорение автомобиля на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускорение на 1ой передаче, м/с ²	Ускорение на 2ой передаче, м/с ²	Ускорение на 3ей передаче, м/с ²	Ускорение на 4ой передаче, м/с ²	Ускорение на 5ой передаче, м/с ²
1	5,71	4,21	2,97	2,05	1,38
450	5,52	4,06	2,87	1,97	1,33
900	5,31	3,91	2,76	1,89	1,27
1350	5,08	3,74	2,63	1,80	1,19
1800	4,79	3,52	2,48	1,68	1,10
2250	4,51	3,31	2,32	1,57	1,00
2700	4,16	3,05	2,13	1,42	0,88
3150	3,85	2,82	1,96	1,29	0,77
3600	3,53	2,58	1,78	1,15	0,64
4050	3,24	2,36	1,62	1,02	0,52
4500	2,96	2,14	1,45	0,89	0,40
4950	2,67	1,92	1,29	0,76	0,27
5400	2,38	1,71	1,12	0,62	0,13
5850	1,92	1,36	0,86	0,42	-0,06
5997	1,42	0,98	0,59	0,22	-0,21

2.1.11 Величины обратные ускорениям автомобиля

В таблице 8 представлены величины обратные ускорениям автомобиля.

Таблица 8 – Величины обратные ускорениям автомобиля

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с ² /м	1/j на 2ой передаче, с ² /м	1/j на 3ей передаче, с ² /м	1/j на 4ой передаче, с ² /м	1/j на 5ой передаче, с ² /м
1	0,18	0,24	0,34	0,49	0,72
450	0,18	0,25	0,35	0,51	0,75
900	0,19	0,26	0,36	0,53	0,79
1350	0,20	0,27	0,38	0,56	0,84
1800	0,21	0,28	0,40	0,59	0,91
2250	0,22	0,30	0,43	0,64	1,00
2700	0,24	0,33	0,47	0,70	1,13
3150	0,26	0,35	0,51	0,77	1,30
3600	0,28	0,39	0,56	0,87	1,56
4050	0,31	0,42	0,62	0,98	1,91
4500	0,34	0,47	0,69	1,12	2,52

Продолжение таблицы 8

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с2/м	1/j на 2ой передаче, с2/м	1/j на 3ей передаче, с2/м	1/j на 4ой передаче, с2/м	1/j на 5ой передаче, с2/м
4950	0,37	0,52	0,78	1,32	3,77
5400	0,42	0,59	0,89	1,60	7,75
5850	0,52	0,74	1,16	2,38	-17,36
5997	0,71	1,02	1,69	4,51	-4,73

2.1.12 Время и путь разгона

«Время и путь разгона автомобиля до максимальной скорости являются самыми распространенными и наглядными характеристиками динамичности автомобиля. Их определение производят графоаналитическим способом с использованием графика ускорений автомобиля. При проведении расчетов полагаем, что разгон автомобиля на каждой передаче производится до достижения двигателем максимальных оборотов» [20].

«Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин» [20]:

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

«С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = const$, которому соответствуют значения $(1/j) = const$. Эти величины можно определить следующим образом» [20]:

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

«где k – порядковый номер интервала» [20].

«Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $(1/j_{CP})_k$, переходим к приближённому интегрированию» [20]:

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

$$\langle t_1 = \Delta t_1, t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k \rangle [20].$$

«где t_1 – время разгона от скорости V_0 до скорости V_1 ,
 t_2 – время разгона до скорости V_2 » [20].

Результаты представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Время разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Время, с
0-5	288	1,4
0-10	692	3,5
0-15	1370	6,9
0-20	2797	14,0
0-25	5330	26,7
0-30	9184	45,9
0-35	14670	73,4
0-40	22103	110,5
0-45	31795	159,0

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

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

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» [20]:

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

«где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m = n$)» [20].

«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 : $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$ » [20].

Результаты расчета приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Путь разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Путь, м
0-5	72	4
0-10	375	19
0-15	1222	61
0-20	3720	186
0-25	9419	471
0-30	20016	1001
0-35	37847	1892
0-40	65720	3286
0-45	106911	5346

2.1.13 Мощностной баланс

«Мощностной баланс автомобиля — это уравнение, показывающее как расходуется мощность, развиваемая автомобильным двигателем, на преодоление различных сопротивлений движению автомобиля» [20]:

«Для решения ряда вопросов, как, например, выбор передаточного числа главной передачи, исследование топливной экономичности автомобиля, удобным является анализ мощностного баланса автомобиля, который выражается уравнением» [20]:

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j, \quad (35)$$

«где N_f – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_{II} – мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_{II} = 0$);

N_j – мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля ($N_j = 0$).

Это уравнение показывает, как распределяется мощность, развиваемая на ведущих колесах автомобиля, по различным сопротивлениям движению» [20]. Мощностной баланс представлен в таблице 11. Мощность сопротивления движению представлена в таблице 12.

Таблица 11 – Мощностной баланс

Скорость, м/с	Мощность на колесе, кВт
1	0,0
450	7,1
900	13,7
1350	19,7
1800	24,9
2250	29,3
2700	32,5
3150	35,2
3600	37,0
4050	38,4
4500	39,0
4950	38,9
5400	38,2
5850	33,8
5997	26,2

Таблица 12 – Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха	Мощность сопротивления качения	Суммарная мощность сопротивления
0	0,0	0,0	0,0
5	0,1	1,3	1,3
10	0,6	2,6	3,3
15	2,1	4,2	6,3
20	5,0	6,0	11,0
25	9,7	8,2	17,9
30	16,7	10,9	27,6
35	26,6	14,1	40,7
40	39,7	18,0	57,7
45	56,5	22,7	79,2
50	77,5	28,2	105,7
55	103,2	34,6	137,8
60	134,0	42,1	176,1
65	170,3	50,7	221,0

2.1.14 Топливоно-экономическая характеристика

«Для получения топливоно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной» [20].

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e\min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}, \quad (36)$$

«где $g_{e\min} = 290$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива» [20].

$$K_H = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523, \quad (37)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227, \quad (38)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}, \quad (39)$$

$$E = \frac{w_e}{w_{eN}}. \quad (40)$$

Результаты расчётов сводят в таблицу и наглядно показывают в виде графика. Расход топлива на высшей передаче представлен в таблице 13.

Таблица 13 – Путь расход топлива на высшей передаче

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость, м/с	И	Е	КИ	КЕ	QS
1	0,0	0,089	0,000	1,379	1,277	5,9
450	2,6	0,093	0,079	1,372	1,221	5,7
900	5,2	0,103	0,158	1,358	1,172	5,8
1350	7,8	0,117	0,236	1,336	1,129	6,0
1800	10,4	0,139	0,315	1,305	1,092	6,3
2250	13,0	0,168	0,394	1,265	1,063	6,8
2700	15,6	0,208	0,473	1,213	1,039	7,3
3150	18,2	0,258	0,552	1,154	1,023	7,9
3600	20,8	0,324	0,630	1,084	1,013	8,4
4050	23,4	0,404	0,709	1,013	1,010	9,0
4500	26,1	0,505	0,788	0,944	1,013	9,7
4950	28,7	0,635	0,867	0,890	1,022	10,5
5400	31,3	0,803	0,945	0,878	1,039	12,0

2.2 Расчет планетарной коробки передач с двумя степенями свободы

2.2.1 Исходные данные

«Передаточные отношения КП:

$$i_{0x}^1 = 3,33; i_{0x}^2 = 2,17; i_{0x}^3 = 1; i_{0x}^R = -3,33» [20].$$

2.2.2 Построение плана угловых скоростей

План угловых скоростей представлен на рисунке 3.

«Построение производится по ординатам зависимостей угловых скоростей угловых скоростей основных звеньев от угловой скорости ведомого звена» [20]:

$$\langle\omega_1 = \frac{1}{1-i_{0x}^1} = -0,442; \quad \omega_2 = \frac{1}{1-i_{0x}^2} = -0,855\rangle [20]. \quad (41)$$

$$\langle\omega_x = 0; \quad \omega_R = \frac{1}{1-i_{0x}^{-1}} = 0,235\rangle [20].$$

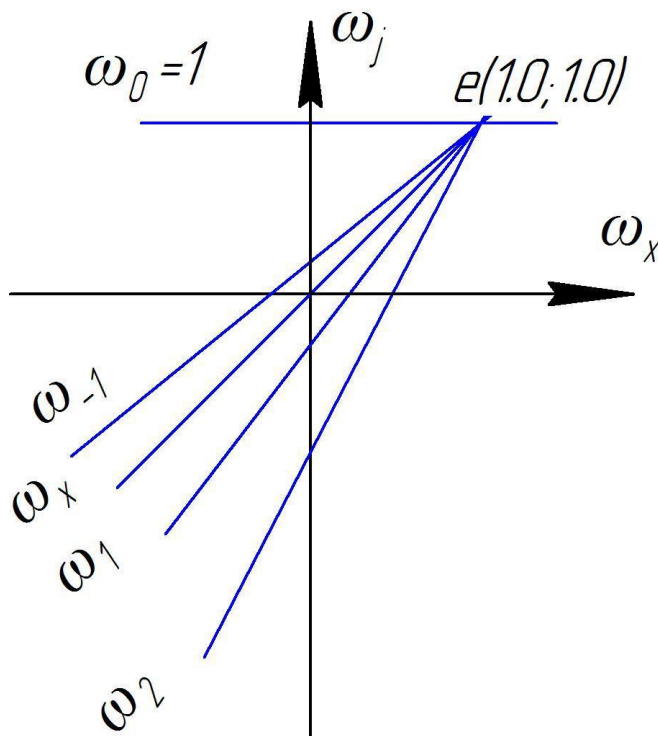


Рисунок 3 – План угловых скоростей

2.2.3 Максимальное число простых планетарных рядов

$$\langle C_t^3 = \frac{t!}{3!(t-3!)} = C_5^3 = \frac{5!}{3!(5-3!)} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 2} = 10\rangle [20], \quad (42)$$

«где t – число основных звеньев в планетарной КП» [20].

2.2.4 Отбраковка планетарных рядов по значению параметра “к”

«По абсолютному значению следует обеспечить $1,4 \leq |k| \leq 5$, а при

«идеальном» варианте $1,5 \leq |k| \leq 3,5$.

Значение кинематического параметра можно определить по плану угловых скоростей, используя формулу Виллиса» [20]:

$$\ll k_j = \frac{\omega_{pj} - \omega_{rj}}{\omega_{qj} - \omega_{rj}} k_j = \frac{\omega_{pj} - \omega_{rj}}{\omega_{qj} - \omega_{rj}}, \gg [20], \quad (43)$$

«где ω – угловая скорость соответствующего основного звена;

j – номер планетарного ряда» [20].

Результаты сводим в таблицу 14.

Таблица 14 – Структура простых планетарных рядов и отбраковка их по значению параметра “к”

№	Структура	Параметр “к”	Оценка
1	$\frac{x}{0}R$	$k_1 = \frac{\omega_0 - \omega_R}{\omega_x - \omega_R} = \frac{1 - 0,235}{0 - 0,235} = -3,25$	+
2	$\frac{1}{0}R$	$k_2 = \frac{\omega_0 - \omega_R}{\omega_1 - \omega_R} = \frac{1 - 0,235}{-0,442 - 0,235} = -1,67$	-
3	$\frac{0}{2}R$	$k_3 = \frac{\omega_2 - \omega_R}{\omega_0 - \omega_R} = \frac{-0,855 - 0,235}{1 - 0,235} = -1,46$	-
4	$\frac{1}{0}x$	$k_4 = \frac{\omega_0 - \omega_x}{\omega_1 - \omega_x} = \frac{1 - 0}{-0,442 - 0} = -2,26$	+
5	$\frac{2}{0}x$	$k_5 = \frac{\omega_0 - \omega_x}{\omega_2 - \omega_x} = \frac{1 - 0}{-0,855 - 0} = -1,13$	-
6	$\frac{2}{0}1$	$k_6 = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{1 - (-0,442)}{-0,855 - (-0,442)} = -3,49$	-
7	$\frac{R}{1}x$	$k_7 = \frac{\omega_1 - \omega_x}{\omega_R - \omega_x} = \frac{-0,442 - 0}{0,235 - 0} = -1,88$	+
8	$\frac{R}{2}x$	$k_8 = \frac{\omega_2 - \omega_x}{\omega_R - \omega_x} = \frac{-0,855 - 0}{0,235 - 0} = -3,77$	-
9	$\frac{2}{R}1$	$k_9 = \frac{\omega_R - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{0,235 - (-0,442)}{-0,855 - (-0,442)} = -1,53$	+
10	$\frac{x}{2}1$	$k_{10} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_x - \omega_1} = \frac{-0,855 - (-0,442)}{0 - (-0,442)} = -1,00$	-

«Таким образом, в результате первой отбраковки для дальнейшего

рассмотрения осталось 4 планетарных ряда» [20].

2.2.5 Отбраковка планетарных рядов по относительным угловым скоростям сателлитов

«Отбраковка планетарных рядов по указанному признаку производится из условия обеспечения работоспособности подшипников сателлитов. При отбраковке используется формула» [20]:

$$\omega_{sj} = \frac{2}{1+k_j} \cdot (\omega_{pj} - \omega_{rj}), \quad (44)$$

когда $x_{ps} = x_{qs}$ – равенство суммарных коэффициентов смещения в зацеплениях.

«Угловые скорости солнца и водила определяются по плану угловых скоростей при $\omega_{-1} = 0$:

$$\omega_0 = 1,00; \quad \omega_1 = -0,5; \quad \omega_2 = -1,7; \quad \omega_x = -0,25 \text{ » [20].}$$

«Примем $|\omega_{sj}| \leq 3,5$. Результаты отбраковки по ограничению угловых скоростей сателлитов приведены в таблицу 15» [20].

Таблица 15 – Отбраковка по ограничению относительных угловых скоростей сателлитов

№	Относительная угловая скорость сателлита			Оценка
	$\frac{2}{1+k_j}$	$\omega_{pj} - \omega_{rj}$	ω_{sj}	
1	-0,89	$1 - 0,235 = 0,765$	0,68	+
4	-1,59	$1 - 0 = 1$	-1,59	+
7	-2,27	$-0,442 - 0 = -0,442$	1,00	+
9	-3,77	$0,235 + 0,442 = 0,677$	-2,55	+

Из результатов видно, что использоваться при дальнейшем анализе будут те же 4 планетарных ряда.

2.2.6 Выбор наилучшей схемы

В результате проверки схем мной была выбрана следующая кинематическая схема, представленная на рисунке 4 (параметр k_3 был

подогнан для оптимального числа зубьев в третьем ряду):

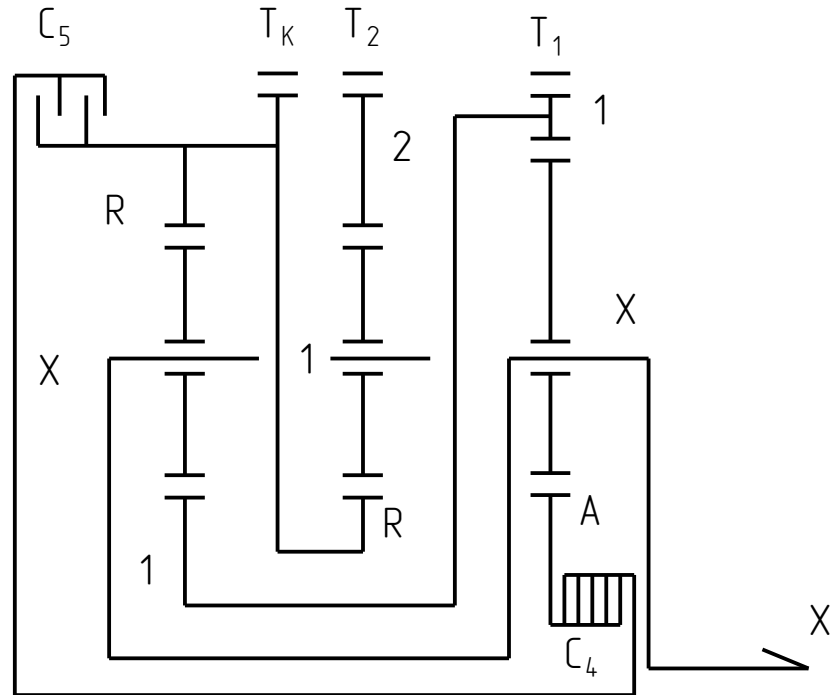


Рисунок 4 – Кинематическая схема

Остальные схемы либо не компонуются вообще, либо не поддаются модификации в трехступенную схему, что в дальнейшем необходимо сделать для получения пяти передач вперед. Модификация производится добавлением в схему двух дополнительных фрикционных муфт. Для выбора оптимальной схемы с учетом модификации использовалась программа «2-3».

Определение дополнительных передач представлена на рисунке 5.

Определение дополнительных передаточных отношений коробки передач при постановке второй блокирующей муфты.

М Е Н Ю		Исходные данные			
Результаты		Число режимов 2-степенной КП	3		
Число режимов 2-степенной КП		Передаточные отношения режимов 2-степенной КП	T1	3.330	
			T2	2.170	
			T3	-3.33	
Передаточные отношения режимов 2-степенной КП		Звено, связанное муфтой С" с ведущим звеном	3		
Звено, связанное муфтой С" с ведущим звеном					
Выход		Результаты			
		T1 C'	3.330	T2 C"	1.270
		T2 C'	2.170	C' C"	1.000
		T1 C"	1.538	T3 C'	-3.330

Рисунок 5 – Определение дополнительных передач

$k_1 = -1,88;$

$k_2 = -1,53;$

$k_3 = -2,33;$

1 передача: 3,33;

2 передача: 2,17;

3 передача: 1,00;

задний ход: -3,33.

2.2.7 Анализ планетарной КП

Кинематический анализ

Кинематический и силовой анализ планетарной коробки передач производится в программе KСAN (рисунки 6, 7, 8). Результаты приведены ниже.

F1 - помощь Esc-Выход

Схема коробки передач

0	0	R	2	1
C4	C5	X	1	X
A	R			
		1	R	A

Пл. мех. номер	1	2	3
Параметр пл.мех	-1.880	-1.530	-2.330
Имя параметра	z	k	m
Внутренний КПД	.980	.980	.980

F1 - помощь Esc-Выход

Включенные тормоза и муфты	Передат. отношен. режимов	Разби-вка	К П Д	Аналитические зависимости передаточных отношений режимов КП от параметров планетарных механизмов
C4 1	3.330		.986	$-(m-1)$
C4 2	2.164	1.54	.982	$((k-1)m+(m-1)+(1-z)k(1-m))/(-1+(1-z)k)$
C5 1	1.532	1.41	.993	$(k-1)/k$
C5 2	1.266	1.21	.994	$(1-z)(1-k)/(1+(z-1)k)$
C4 C5	1.000	1.27	1.000	$((k-1)m+(m-1))/(-1+km)$
C4 R	-3.380		.949	$-((k-1)m+(m-1))$

F1 - помощь ↓, PgDn

Рисунок 6 – Print Screen данных из программы расчета KSAN

Моменты опоры включенных тормозов и муфт

Номер режима	Включаемые тормоза и муфты				
	C4	R	C5	Z	1
1	1.000				2.330
2	1.000			1.164	
3			1.000		.532
4			1.000	.266	
5	-.296		1.296		
6	1.000	-4.380			

Угловые скорости звеньев и муфт

Номер режима	звенья и муфты						
	X	A	C4	R	C5	Z	1
1	.300	1.000	.000	.460	-.540	-.301	.000
2	.462	1.000	.000	.585	-.415	.000	.231
3	.653	2.174	1.174	1.000	.000	-.654	.000
4	.790	1.710	.710	1.000	.000	.000	.395
5	1.000	1.000	.000	1.000	.000	1.000	1.000
6	-.296	1.000	.000	.000	-1.000	-1.409	-.852

Рисунок 7 – Print Screen данных из программы расчета KSAN

Относительный момент Первых звеньев

Номер режима	Номер планет. механизма		
	N=1	N=2	N=3
1	.000	.000	1.000
2	.761	-.405	1.000
3	.000	.532	.000
4	.174	.440	.000
5	.000	.689	-.296
6	.000	-2.330	1.000

Относительная скорость сателлитов

Номер режима	Номер планет. механизма		
	N=1	N=2	N=3
1	-1.736	.683	-1.052
2	-1.335	.525	-.809
3	-3.774	1.484	-2.287
4	-2.282	.897	-1.383
5	.000	.000	.000
6	-3.215	1.264	-1.949

Рисунок 8 – Print Screen данных из программы расчета KSAN

2.2.8 Описание кинематической схемы трансмиссии

В данном подразделе подробнее рассмотрим кинематическую схему «Кинематическая схема трансмиссии состоит из следующих агрегатов:

- Двигатель внутреннего сгорания;
- Узел гидротрансформатора;
- Планетарная коробка передач, включающая три простых планетарных

- ряда, и обеспечивающая пять передач вперед и одну назад;
- Карданные валы с шарнирами равных угловых скоростей;
- Дифференциал в сборе с РКП» [8].

2.2.9 Выбор плавающих звеньев

«Для выравнивания нагрузок между сателлитами планетарных механизмов и уменьшения перекосов в зацеплении желательно в каждом планетарном механизме иметь плавающие звенья. Это позволяет повысить долговечность передачи за счет более равномерного распределения нагрузки по сателлитам планетарных механизмов. В данной конструкции плавающими звеньями являются солнечные шестерни всех планетарных рядов» [11].

2.2.10 Расстановка подшипников опор

«Все не плавающие звенья планетарных передач устанавливаются на двух подшипниковых опорах. Иногда в качестве опор звена используют одну подшипниковую опору и одну опору на сателлиты или шлицы другого опертого звена. При использовании двух подшипниковых опор последние устанавливают на корпусе или на звене, опертом на корпус. Установка опор на двух разных опорах не желательна, так как при этом потребуются более высокая точность изготовления» [11].

2.2.11 Описание конструкции, системы смазки и управления

Узел ГТК и КП сконструированы в одном корпусе.

«Система смазки принудительная под давлением. Система смазки и управления состоит из шестеренчатого насоса внутреннего зацепления, соединенного с насосным колесом ГТК, подводящих каналов и уплотнительных колец, системы управления движением масла. Давление в системе смазки 8 атмосфер. Давление в системе управления тормозами 12 атмосфер. Каналы масла управления тормозами выполнены в виде проточек в корпусе КП и соединены с соответствующими бустерами» [11].

2.2.12 Выбор чисел зубьев колес планетарных механизмов

2.2.12.1 Выбор модуля зубчатых колёс

«Модуль зубчатых колес на первых этапах проектирования выбираем по зависимости от массы машины» [20]:

«Для автомобиля массой 1400 кг выбираем модуль $m=1,5$ мм» [20].

2.2.12.2 Подбор чисел зубьев колес планетарных механизмов

Результаты подбора чисел зубьев представлены на рисунке 9, а планетарных механизмов на рисунке 10.

«Выбор чисел зубьев проведен вручную. Проверялись все условия существования передачи: условия сборки, отсутствие подрезания и т.д.» [20].

Z_p – количество зубьев солнечной шестерни;

Z_q – количество зубьев эпицикла;

Z_s – количество зубьев сателлита.

Выбор числа зубьев ЗК					
1 ряд		2 ряд		3 ряд	
$z_p=$	64	$z_p=$	52	$z_p=$	42
$z_q=$	98	$z_q=$	98	$z_q=$	98
$z_s=$	17	$z_s=$	23	$z_s=$	28
$k=$	-1,53	$k=$	-1,88	$k=$	-2,26
$\Delta k=$	-0,0765	$\Delta k=$	-0,094	$\Delta k=$	-0,113
$ k -\Delta k=$	1,4535	$ k -\Delta k=$	1,786	$ k -\Delta k=$	2,147
$ k +\Delta k=$	1,6065	$ k +\Delta k=$	1,974	$ k +\Delta k=$	2,373
$z_q/z_p=$	1,53125	$z_q/z_p=$	1,884615385	$z_q/z_p=$	2,3333333
$N=$	54	$N=$	50	$N=$	35
$z_q+z_p=$	162	$z_q+z_p=$	150	$z_q+z_p=$	140
$as*N=$	162	$as*N=$	150	$as*N=$	140
$as=$	3	$as=$	3	$as=$	4

Рисунок 9 – Print Screen результатов подбора чисел зубьев

2.2.12.3 Определение размеров планетарных механизмов

m – модуль зубчатых колёс;

β – угол наклона зубьев.

Т.к. зацепление в планетарных рядах косозубое, то все диаметры увеличиваем на 3% ($\beta_{+3\%}$).

Делительный диаметр:

$$d_{\text{дел}} = zi + m + \beta_{+3\%}d_{\text{дел}} = zi + m + \beta_{+3\%}, \quad (45)$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{\text{верш}} = d_{\text{дел}} + 2m, \quad (46)$$

Диаметр впадин:

$$d_{\text{впад}} = d_{\text{дел}} - 2,5m, \quad (47)$$

Определение размеров ЗК									
Угол наклона	$\beta=$	15	Угол наклона	$\beta=$	15	Угол наклона	$\beta=$	15	
	+3%	1,04		+3%	1,04		+3%	1,04	
Солнышко	m=	1,5	Солнышко	m=	1,5	Солнышко	m=	1,5	
	dдел=	99,39		dдел=	80,75		dдел=	65,22	
	dверш=	102,39		dверш=	83,75		dверш=	68,22	
	dвпад=	95,64		dвпад=	77,00		dвпад=	61,47	
	V=	15		V=	15		V=	15	
Эпицикл	m=	1,5	Эпицикл	m=	1,5	Эпицикл	m=	1,5	
	dдел=	152,19		dдел=	152,19		dдел=	152,19	
	dверш=	149,19		dверш=	149,19		dверш=	149,19	
	dвпад=	155,94		dвпад=	155,94		dвпад=	155,94	
	V=	15		V=	15		V=	15	
Сателлит	m=	1,5	Сателлит	m=	1,5	Сателлит	m=	1,5	
	dдел=	26,40		dдел=	35,72		dдел=	43,48	
	dверш=	29,40		dверш=	38,72		dверш=	46,48	
	dвпад=	22,65		dвпад=	31,97		dвпад=	39,73	
	дп п/ш=	15,90		дп п/ш=	25,22		дп п/ш=	32,98	
	V=	15		V=	15		V=	15	

Рисунок 10 – Print Screen размеров планетарных механизмов

2.2.13 Проверочные расчеты элементов трансмиссии

2.2.13.1 Расчёт входного вала

«Расчет производим в режиме максимальной нагрузки, вал проверяется на кручение. $M_{к\max} = 551 \text{ Нм}$ – максимальный момент с турбинного колеса

с учетом запаса по сцеплению, вырабатываемый трансформатором. Вал изготавливается из стали 18Х2Н4ВА ($\sigma_B = 1400$ МПа, $\sigma_T = 1100$ МПа)» [20].

«Минимальный запас прочности:

$$n_{min} = 1,2 + 1,143 \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_B} - 0,45 \right) = 1,2 + 1,143 \left(\frac{1100}{1400} - 0,45 \right) = 1,584 \text{» [20];}$$

«Минимальный наружный диаметр вала» [20]:

$$\ll d_H = \sqrt[3]{\frac{M_k n_{min}}{0,2 \tau_t}} = \sqrt[3]{\frac{551 \cdot 10^3 \cdot 1,584}{0,2 \cdot 510}} \approx 18 \text{ мм} \text{» [20].} \quad (48)$$

«Примем $d_H = 25$ мм, $d_B = 17$ мм.

τ_t – касательное напряжение вала, МПа ($\tau_t = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 1100 = 660$ МПа)» [20].

«Момент сопротивления кручению» [20]:

$$\ll W_{кр} = 0,2 \cdot d_H^3 \left(1 - \left(\frac{d_B}{d_H} \right)^4 \right) \text{» [20]:} \quad (49)$$

«Где d_B – диаметр отверстия вала, мм» [20];

« d_H – наружный диаметр вала, мм» [20].

$$\ll W_{кр} = 0,2 \cdot 25^3 \left(1 - \left(\frac{17}{25} \right)^4 \right) = 2457 \text{ мм}^3 \text{» [20]:}$$

«Напряжение кручения» [20]:

$$\ll \tau_{кр} = \frac{T \cdot 10^3}{W_{кр}} \text{» [20],} \quad (50)$$

$$\ll \tau_{кр} = \frac{605 \cdot 10^3}{2457} = 246 \text{ Н/мм}^2 \text{» [20].}$$

«Запас прочности» [20]:

$$\langle n = \frac{\tau_t}{\tau_{кр}} \rangle [20], \quad (51)$$

$$\langle n = \frac{660}{246} = 2,678 \geq n_{min} \rangle [20]$$

Прочность входного вала обеспечена.

2.2.13.2 Расчёт выходного вала

«Расчет производим в режиме максимальной нагрузки, вал проверяется на кручение. $M_{к max} = 605 \text{ Нм}$ – максимальный выходной. Материал - сталь 18Х2Н4ВА ($\sigma_B = 1400 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 1100 \text{ МПа}$)» [20].

«Минимальный запас прочности» [20]:

$$\langle n_{min} = 1,2 + 1,143 \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_B} - 0,45 \right) = 1,2 + 1,143 \left(\frac{1100}{1400} - 0,45 \right) = 1,584 \rangle [20];$$

«Минимальный наружный диаметр вала» [20]:

$$\langle d_H = \sqrt[3]{\frac{M_{к n_{min}}}{0,2 \tau_t}} = \sqrt[3]{\frac{605 \cdot 10^3 \cdot 1,584}{0,2 \cdot 510}} \approx 19 \text{ мм} \rangle [20], \quad (52)$$

«Примем $d_H = 25 \text{ мм}$, $d_B = 17 \text{ мм}$ » [20].

« τ_t – касательное напряжение вала, МПа ($\tau_t = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 1100 = 660 \text{ МПа}$)» [20]:

«Момент сопротивления кручению» [20]:

$$\langle W_{кр} = 0,2 \cdot d_H^3 \left(1 - \left(\frac{d_B}{d_H} \right)^4 \right) \rangle [20]: \quad (53)$$

«где d_B – диаметр отверстия вала, мм;

d_H – наружный диаметр вала, мм» [20].

$$\ll W_{кр} = 0,2 \cdot 25^3 \left(1 - \left(\frac{17}{25}\right)^4\right) = 2457 \text{ мм}^3 \gg [20]:$$

«Напряжение кручения» [20]:

$$\ll \tau_{кр} = \frac{T \cdot 10^3}{W_{кр}} \gg [20]: \quad (54)$$

$$\ll \tau_{кр} = \frac{551 \cdot 10^3}{2457} = 246 \text{ Н/мм}^2 \gg [20].$$

«Запас прочности» [20]:

$$\ll n = \frac{\tau_t}{\tau_{кр}} \gg [20]: \quad (55)$$

$$\ll n = \frac{660}{246} = 2,678 \geq n_{min} \gg [20]$$

Прочность входного вала обеспечена.

2.2.13.3 Расчёт фрикционных элементов управления

«Размеры фрикционных накладок выбираем конструктивно» [20].

«Количество пар трения во фрикционных элементах выбирается из условия обеспечения передачи максимального расчетного момента» [20].

«Моменты опоры, действующие на ФЭУ, определены в KСАН в долях момента на входном валу и представлены в таблице 16» [20].

Таблица 16 – Моменты опор, действующие на ФЭУ

Номер режима	Включаемые тормоза и муфты			
	С4	R	С5 2	1
1	1.000	-	-	2.330
2	1.000	-	1.164	-
3	-	-	1.000	.532
4	-	-	1.000 .266	-
5	-.296	-	1.296	-
6	1.000	-4.380	-	-

«Момент на входном валу ПКП определим как минимальный из максимальных моментов двигателя и сцепления, приведенных к входному валу ПКП» [20].

«Максимальный момент двигателя, приведенный к входному валу ПКП, есть ни что иное как максимальный момент на турбинном колесе гидротрансформатора, равный $T_{max} = 551 \text{ Нм}$ » [20].

«Максимальный момент по сцеплению» [20]:

$$\langle T_{\psi max} = 0,5 \cdot \varphi \cdot m_a \cdot g \cdot r_k \rangle [20]; \quad (56)$$

$$\langle T_{\psi max} = 0,5 \cdot 0,8 \cdot 1615 \cdot 9,81 \cdot 0,292 = 1889 \text{ Нм} \rangle [20];$$

«Максимальный момент по сцеплению приведенный к входному валу ПКП» [20]:

$$\langle T_{\psi max}^{прив} = \frac{T_{\psi max}}{i_{кпн} \cdot i_{гп}} \rangle [20], \quad (57)$$

«Момент включённых тормозов и муфт» [20]:

$$\langle T_n = T_{min}^{прив} \cdot T_i \rangle [20], \quad (58)$$

«где $T_{min}^{прив}$ – минимальный момент по сцеплению или по двигателю, приведенный к входному валу» [20];

« T_i – момент опоры включенного тормоза или муфты» [20].

Результаты расчётов заносим в таблицу 17.

Таблица 17 – Моменты, действующие на ФЭУ

Передача	Мом. Опоры		Тд мах. Нм	Тсц прив мах.	Тприв, Нм	Т, Нм
1	П1=	2,33	551	145	145	338
	С4=	1				145
2	Т2=	1,164	551	273	273	317
	С4=	1				273
3	П1=	0,532	551	313	313	166
	С 5=	1				313
4	Т2=	0,266	551	378	378	101
	С5=	1				378
5	С 4=	-0,256	551	476	476	-141
	С5=	1,296				617
R	R =	-4,38	551	-151	-151	660
	С4=	1				-151

Требуемое число пар трения:

$$z = \frac{3\beta M_{\text{расч}}}{2\pi\mu k_a q (R_n^3 - R_b^3)} \quad (59)$$

где $k_a = 0,75$ – коэффициент, учитывающий активную площадь трения (канавки на поверхности дисков трения уменьшают активную площадь трения на 25-50 %);

$\mu = 0,09$ – коэффициент трения Сталь – МК5 (на медной основе);

q – удельное давление на дисках трения;

R_n и R_b – наружный и внутренний радиусы фрикционных дисков;

$\beta = 1.1$ – коэффициент запаса;

$M_{\text{расч}}$ – расчетный момент.

Реальное значение давления на дисках:

$$q = \frac{0,95 p_m F_{\text{б}}}{k_a F_d} \quad (60)$$

Площадь бустера:

$$F_{\text{б}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (61)$$

Площадь диска трения:

$$F_d = \pi(R_H^2 - R_B^2), \quad (62)$$

Результаты расчета сведены в таблице 18.

Пример расчёта ФЭУ T_R :

Определяем площадь бустера, $D = 0,178$ м, $d = 0,146$ м:

$$F_6 = \frac{3,14 \cdot (0,178^2 - 0,146^2)}{4} = 0,0081 \text{ м}^2;$$

Определяем площадь диска трения, $R_B = 0,088$ м, $R_H = 0,071$ м:

$$F_d = 3,14 \cdot (0,088^2 - 0,071^2) = 0,0075 \text{ м}^2;$$

Реальное давление на дисках:

$$q = \frac{0,95 \cdot 1,2 \cdot 0,0081}{0,75 \cdot 0,0075} = 1,64 \text{ МПа};$$

Момент, действующий на ФЭУ: $M_{\text{расч}} = 660$ Нм;

Расчетное число пар трения:

$$z = \frac{3 \cdot 1,1 \cdot 660}{2 \cdot \pi \cdot 0,09 \cdot 0,75 \cdot 1,64 \cdot 10^6 \cdot (0,089^3 - 0,073^3)} = 9,91.$$

Принимаем $z = 10$

Таблица 18 – Параметры ФЭУ

	T1	T2	TR	C4	C5
Передаваемый момент, Нм	338	317	660	273	617
Размеры бустера:					
D, м	0,11	0,176	0,178	0,107	0,112
d, м	0,075	0,141	0,146	0,036	0,064
Размеры дисков:					
R _H , м	0,0056	0,0089	0,0089	0,0089	0,0089
R _B , м	0,004	0,0073	0,0073	0,0073	0,0073
Расчетное число пар трения	13,2	3,9	9,91	5,47	13,95
Принятое число пар трения	14	4	10	6	14

2.2.13.4 Расчёт шлицевых соединений

Моменты, передаваемые шлицевыми соединениями представлены в таблицах 19, 20.

Таблица 19 – Моменты зубчатых венцов солнечных шестерен и моменты по сцеплению и по двигателю, приведённые ко входному валу

Передачи	Ряд			Тприв, Нм
	1	2	3	
1	0	0	1	145
2	0,761	-0,405	1	272
3	0	0,532	0	313
4	0,174	0,44	0	378
5	0	0,689	-0,296	476
R	0	-2,33	1	-151

Таблица 20 – Моменты на солнечных шестернях

Передачи	Ряд		
	1	2	3
1	0	0	145
2	206,992	-110,16	272
3	0	166,516	0
4	65,772	166,32	0
5	0	327,964	-140,896
R	0	351,83	-151

«Напряжения смятия и среза» [20]:

$$\langle \sigma_{см} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{k_{ш} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot r_{ср}} \rangle [20]; \quad (63)$$

$$\langle \tau_{ср} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{k_{ш} \cdot z \cdot b \cdot l \cdot r_{ср}} \rangle [20], \quad (64)$$

«где $T_{кр}$ – крутящий момент, Нм;

$k_{ш}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по шлицам ($k_{ш} = 0,75$);

$r_{ср}$ – средний радиус шлицевого соединения, мм;

z – число шлицов;

l – длина шлицов, мм;
 h – высота шлицов, мм;
 b – толщина шлицов, мм» [20].

«Условия прочности» [20]:

$$\langle n_{см} = \frac{\sigma_{см max}}{\sigma_{см}} \geq n_{min} \rangle [20]; \quad (65)$$

$$\langle n_{ср} = \frac{\tau_{ср max}}{\tau_{ср}} \geq n_{min} \rangle [20], \quad (66)$$

«где $\sigma_{см max}$ – допустимое напряжение смятия ($\sigma_{см max} = 0,2 \cdot \sigma_t$)» [20];

« $\tau_{ср max}$ – допустимое напряжение среза ($\tau_{ср max} = 0,6 \cdot \sigma_{см max}$)»

[20].

Результаты расчета сведены в таблицу 21.

Таблица 21 – Результаты расчета шлицевых соединений на прочность

№	1		2	3	4	5	6	7		9
Профиль	эвольвента		прямобочные	эвольвента			прямобочные		эвольвента	
Звено	ГТК	С4	С5	солнце	солнце 2	солнце 3	водило 3	паркинг	выход	
Момент,	551	617	273	207	352	272	605	605	605	
Материал	18Х2Н4ВА									
Модуль	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	
Z	15	24	8	46	58	28	8	6	15	
d, мм	22,5	36	36	69	87	42	32	26	22,5	
гср, мм	11,875	18,5	19	32,25	44,25	21,75	17	13	11,87	
h, мм	1,25	1	2	1,5	1,5	1,5	2	2	1,25	
l, мм	25	32	15	18	19	16	22	25	31	
b, мм	3,136	2,558	7	3,136	3,136	3,136	21	6	2,847	
$\sigma_{см}$, МПа	132,0	57,9	79,8	6,9	6,4	24,8	134,8	206,8	116,9	
$\tau_{ср}$, МПа	52,6	22,6	22,8	3,3	3,1	11,9	12,8	68,9	51,3	
псм	1,7	3,8	2,8	31,9	34,3	8,9	1,6	1,1	1,9	
пср	2,5	5,8	5,8	40,0	43,0	11,1	10,3	1,9	2,6	

2.2.13.5 Расчёт зубчатых колёс

«При однопарном зацеплении на зуб действует удельная нагрузка (на мм длины зуба), $H/мм$ » [20]:

$$\langle p = \frac{2000 \cdot M_{рас} \cdot k_v \cdot k_\beta}{b_w \cdot d_w} \rangle [20], \quad (67)$$

«где $M_{рас}$ – расчётный момент, $Нм$;

k_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении;
 k_β – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба ($k_\beta = 1$);

b_w – ширина зубчатого венца, мм;

d_w – диаметр начальной окружности солнца, мм» [20].

$$\langle k_v = 1 + \frac{p_v \cdot b_w \cdot d_w}{2000 \cdot M_{\text{рас}} \cdot k_\beta} \rangle [20], \quad (68)$$

«где p_v – динамическая нагрузка в зацеплении, Н/мм» [20]:

$$\langle p_v = 0,15 \cdot g_0 \cdot V \cdot \left(\frac{a_w}{i}\right)^{\frac{1}{2}} \leq p_{v \max} \rangle [20], \quad (69)$$

«где g_0 – коэффициент, учитывающий точность изготовления зубчатого колеса» [20];

« V – линейная скорость в зацеплении, м/с;

a_w – межосевое расстояние, мм» [20]:

$$\langle a_w = m \frac{z_s + z_p}{2} + X_1 + X_2 \rangle [20], \quad (70)$$

«где z_s – число зубьев сателлита;

z_p – число зубьев солнца;

X_1, X_2 – коэффициенты смещения исходного контура;

i – передаточное отношение в зубчатой передаче;

$p_{v \max}$ – максимально возможная динамическая нагрузка, Н/мм» [20].

«Окружная скорость в полюсе зацепления» [20]:

$$\langle V = \frac{d_{ws} \cdot \omega_s}{2} \rangle [20], \quad (71)$$

«где d_{ws} – диаметр начальной окружности сателлита, мм» [20];

« ω_s – угловая скорость вращения сателлита, рад/с» [20]:

$$\omega_s = \omega_0 \cdot \omega_s', \quad (72)$$

«где ω_0 – угловая скорость входного вала, рад/с» [20];

« ω_s' – относительная угловая скорость сателлита, рад/с» [20];

«Принимаем $\omega_0 = \omega_{Tmax} = 722$ рад/с – максимальная скорость турбины ГТК» [20].

«Расчет на контактную прочность ведется по контактными напряжениям в полюсе зацепления, МПа» [20]:

$$\langle\langle \sigma_H = 270 \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{p(i+1)}{d_w \cdot i}} \rangle\rangle [20], \quad (73)$$

$$\langle\langle Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \rangle\rangle [20], \quad (74)$$

$$\langle\langle Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \rangle\rangle [20]. \quad (75)$$

«Условие прочности на контакт» [20]:

$$\langle\langle \sigma_H \leq \sigma_{Hmax} = 40HRC \rangle\rangle [20]: \quad (76)$$

«Напряжение на переходной поверхности зуба со стороны растяжения, МПа» [20]:

$$\langle\langle \sigma_F = Y_F \frac{p}{m} \rangle\rangle [20], \quad (77)$$

«где Y_F – коэффициент формы зуба, берется из справочника» [20].

«Условие прочности на изгиб» [20]:

$$\langle\langle \sigma_F \leq \sigma_{Fmax} = \frac{2650}{S_{FM}} \rangle\rangle [20]: \quad (78)$$

«где S_{FM} – коэффициент, безопасности ($S_{FM} = 1,75$)» [20].

Исходные данные представлены таблице 22. Приведенные моменты на всех передачах представлены в таблице 23, а относительные моменты первых звеньев в таблице 24.

Моменты первых звеньев и относительная скорость сателлитов представлены в таблицах 25 и 26 соответственно.

Таблица 22 – Исходные данные

Исходные данные	Обозначение	1 ряд	2 ряд	3 ряд
«Число зубьев сателлита» [20]	z_s	17	23	28
«Число зубьев солнца» [20]	z_p	64	52	42
«Модуль, мм» [20]	$m, мм$	1,5		
«Угол наклона зубьев, град» [20]	$\beta, ^\circ$	15		
«Угол главного контура, град» [20]	$\alpha, ^\circ$	20		
«Угол зацепления, град» [20]	α_w	18,680	18,990	19,02
«Коэффициент перекрытия» [20]	ε_α	1,65	1,69	1,7
«Коэффициент смещения исходного контура» [20]	X1	0	0	0
	X2	0	0	0
«Межосевое расстояние, мм» [20]	α_w	60,75	56,25	52,5
«Материал солнца и сателлита» [20]		20X2H4A		
«Степень точности» [20]		7-X		
Твердость	HRC	65		

«Расчетный момент определим, как минимальный из максимальных моментов двигателя и сцепления, приведенных ко входному валу» [20].

Таблица 23 – Приведенные моменты на всех передачах

Передача	$T_d \text{ max, Нм}$	$T_{сц} \text{ прив max, Нм}$	$T_{прив, Нм}$	$n_{шг} \text{ рад/с}$
1	551	145	145	722
2	551	273	273	722
3	551	313	313	722
4	551	378	373	722
5	551	476	476	722
R	551	-151	-151	722

Таблица 24 – Относительные моменты первых звеньев

Номер режима	Номер планет. механизма		
	N=1	N=2	N=3
1	.000	.000	1.000
2	.761	-.405	1.000
3	.000	.53Z	.000
4	.174	.440	.000
5	.000	.689	-.296
6	.000	-2.330	1.000

Таблица 25 – Моменты первых звеньев

Передачи	Ряд		
	1	2	3
1	0	0	145
2	206,992	-110,16	272
3	0	166,516	0
4	65,772	166,32	0
5	0	327,964	-140,896
R	0	351,83	-151

Таблица 26 – Относительная скорость спутников

Номер режима	Номер планет. механизма		
	N=1	N=2	N=3
1	-1.736	.683	-1.052
2	-1.335	.5Z5	-.809
3	-3.774	1.484	-2.287
4	-2.282	.897	-1.383
5	.000	.000	.000
6	-3.215	1.264	-1.949

«Пример расчёта для первого планетарного ряда

$$V = \frac{0,0264 \cdot 722 \cdot 1,335}{2} = 12,72 \text{ м/с};$$

$$p_v = 0,15 \cdot 4,7 \cdot 12,72 \cdot \left(\frac{60,75}{3,76}\right)^{\frac{1}{2}} = 36 \text{ Н/мм};$$

$$k_v = 1 + \frac{36 \cdot 15 \cdot 99,39}{2000 \cdot 69 \cdot 1} = 1,39;$$

$$p = \frac{2000 \cdot 269 \cdot 1,39 \cdot 1}{15 \cdot 99,39} = 128 \text{ Н/мм};$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} = 0,875;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 18,68)}} = 1,81;$$

$$\sigma_H = 270 \cdot 0,885 \cdot 1,81 \cdot \sqrt{\frac{128 \cdot (3,765 + 1)}{99,39 \cdot 3,765}} = 547 \text{ МПа} \gg [20];$$

«Условие прочности на контакт» [20]:

$$\langle 547 \leq \sigma_{H \max} = 40 \cdot 65 = 2600 \text{ МПа} \rangle [20].$$

$$\langle \sigma_F = 3,38 \cdot \frac{128}{1,5} = 288 \text{ МПа} \rangle [20].$$

«Условие прочности на изгиб» [20]:

$$\langle 288 \leq \sigma_{F \max} = \frac{2650}{1,75} = 1614 \text{ МПа} \rangle [20].$$

Результаты прочностного расчета представлены в таблице 27.

Таблица 27 – Результаты прочностного расчета

Параметр	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
«Диаметр начальной окружности солнца d_w , мм» [20]	99,39	80,75	65,22
«Диаметр начальной окружности сателлита d_{ws} , мм» [20]	26,4	35,71	43,48
«Межосевое расстояние a_w , мм» [20]	60,75	56,25	52,5
«Передаточное число i » [20]	3,76	1,88	2,33
«Относительная угловая скорость сателлита ω_{os} , рад/с» [20]	1,335	1,264	0,809
«Угловая скорость сателлита ω_s , рад/с» [20]	964	913	584
«Линейная скорость V , м/с» [20]	12,72	16,42	12,67
«Динамическая нагрузка в зацеплении p_v , Н/мм» [20]	36	63	42
«Расчетный момент $M_{рас}$, Нм» [20]	69	117	68
«Коэффициент неравномерности нагрузки k_β » [20]	1		
«Коэффициент динамической нагрузки k_v » [20]	1,13	1,11	1,07
«Удельная нагрузка p , Н/мм» [20]	128	235	205
Z_ϵ	0,885	0,877	0,875
Z_H	1,81	1,8	1,8
«Контактные напряжения σ_H , МПа» [20]	547	994	1113
«Допускаемое контактное напряжение $\sigma_{H \max}$, МПа» [20]	2600		
«Коэффициент формы зуба Y_F » [20]	3,38	3,30	3,2
«Изгибные напряжения σ_F , МПа» [20]	288	579	518
«Допускаемое изгибное напряжение $\sigma_{F \max}$, МПа» [20]	1614		

2.2.13.6 Расчет на долговечность подшипников сателлитов

«При расчете подшипников в качестве расчетных нагрузок принимаем нагрузки, возникающие при средней скорости движения $V = 23$ м/с, $\omega = 722$ рад/с, $T_{рас} = T_{прив}$.» [20].

«Угловые скорости вращения подшипников и водил, а также моменты на водилах определяются из расчетов программы KSAN, представлены в

таблицах 28, 29 и 30» [8].

Таблица 28 – Угловые скорости вращения подшипников

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	-1253	493	-759
2	-964	379	-584
3	-2725	1071	-1651
4	-1648	648	-998
5	0	0	0
R	-2321	913	-1407

Таблица 29 – Угловые скорости водил в долях угловой скорости входного вала

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	0,3	0	0,3
2	0,462	0,231	0,462
3	0,653	0,00	0,653
4	0,790	0,395	0,790
5	1	1	1
R	-0,296	-0,852	-0,296

Таблица 30 – Угловые скорости водил

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	217	0	217
2	333	167	333
3	471	0	471
4	570	285	570
5	722	722	722
R	-214	-615	-214

«Моменты водил, представленные в таблицах 31 и 32 считаются с использованием таблицы моментов зубчатого венца программы KSAN и известных формул для планетарных механизмов:

$$M_c = a,$$

$$M_{\varepsilon} = -ka,$$

$$M_b = -a(1-k),$$

где M_c – относительный момент на солнце, M_{ε} – относительный момент на эпицикле, M_b – относительный момент на водиле» [20].

Таблица 31 – Момент на водилах в долях момента на первых звеньях

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	0	0	-3,33
2	-1,925	1,166	-3,33
3	0	-1,532	0
4	-0,44	-1,267	0
5	0	-1,984	0,986
R	0	6,71	-3,33

Таблица 32 – Момент на водилах

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	0	0	-483
2	-525	318	-909
3	0	-479	0
4	-166	-479	0
5	0	-944	469
R	0	1013	-502

«Окружное усилие от передаваемого водилом крутящего момента» [20]:

$$P_{st} = \frac{2000M_r k_s}{d_r a_s} \quad (79)$$

«где M_r – крутящий момент, передаваемый водилом, Нм;

k_s – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по сателлитам ($k_s = 1,05$);

d_r – диаметр расположения осей сателлитов, мм;

a_s – число сателлитов» [20].

Расчет окружного усилия представлен в таблице 33, центробежной силы – в таблице 34, а радиального усилия – в таблице 35.

Таблица 33 – Окружное усилие

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	0	0	-2348
2	-3168	1780	-4418
3	0	-2682	0
4	-1002	-2682	0
5	0	-5286	2280
R	0	5672	-2440

«Центробежное усилие от массы сателлита» [20]:

$$\langle P_j = 0,5M_s d_r \omega_r^2, \text{Н} \cdot 10^{-3} \rangle [20] \quad (80)$$

Таблица 34 – Центробежная сила

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	101	0	94
2	238	64	221
3	476	0	443
4	697	187	649
5	1118	1205	1041
R	98	874	91

«Суммарное радиальное усилие» [20]:

$$\langle P_{sum} = \sqrt{P_{st}^2 + P_j^2}, \text{Н} \rangle [20] \quad (81)$$

Таблица 35 – Радиальное усилие

Передача	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1	101	0	2350
2	3177	1781	4424
3	476	2682	443
4	1221	2689	649
5	1118	5422	2506
R	98	5739	2442

«Расчет подшипников на долговечность выполнен с помощью программы podship. Результаты расчета:

Ряд 1 (таблица 36)

Поверочный расчет стандартного подшипника;

Подшипник роликовый;

Трансмиссия гидромеханическая;

Вращ. наружное кольцо.

Параметры по режима» [20].

Таблица 36 – Параметры по режимам ряд 1

Режим	Угл. скор. вращ. подшипника(рад/с)	Радиальная нагрузка(Н)	Осевая нагрузка(Н)	Относительное время работы
Режим №1	% 1253.0	101.0	0.0	0.050
Режим №2	964.0	3177.0	0.0	0.110
Режим №3	% 2725.0	476.0	0.0	0.195
Режим №4	% 1648.0	1221.0	0.0	0.375
Режим №5	0.0	1118.0	0.0	0.280
Режим №6	(зх) %2321.0	98.0	0.0	0.025

«Средняя скорость движения v (м/с): 23.0

Температурный коэффициент kt : 1.00

Коэффициент радиальной нагрузки X : 0.50

Коэффициент осевой нагрузки Y : 0.00

Заданная грузоподъемность (Н): 10000

Результаты расчета:

Ресурс подшипника $L = 271790$ (км)

Ряд 2 (таблица 37)

Поверочный расчет стандартного подшипника.

Подшипник роликовый

Трансмиссия гидромеханическая

Вращ. наружное кольцо» [20].

Таблица 37 – Параметры по режимам ряд 2

Параметры по режимам:			Осевая нагрузка (Н)	Относительное время работы
	Угл. скор. вращ. подшипника (рад/с)	Радиальная нагрузка (Н)		
Режим №1	493.0	0.0	0.0	0.050
Режим №2	379.0	1781.0	0.0	0.110
Режим №3	1071.0	2682.0	0.0	0.195
Режим №4	648.0	2689.0	0.0	0.375
Режим №5	0.0	5422.0	0.0	0.280
Режим № 6 (зх) 913.0 5739.0 Средняя скорость движения v (м/с): 23.0 Температурный коэффициент кт: 1.00 Коэффициент радиальной нагрузки X: 0.50 Коэффициент осевой нагрузки Y: 0.00 Заданная грузоподъемность (Н): 12500	913.0	5739.0	0.0	0.025

«Средняя скорость движения v (м/с): 23.0

Температурный коэффициент кт: 1.00

Коэффициент радиальной нагрузки X: 0.50

Коэффициент осевой нагрузки Y: 0.00

Заданная грузоподъемность (Н): 12500

Результаты расчета:

Ресурс подшипника L= 177060 (км)

Ряд 3 (таблица 38)

Поверочный расчет стандартного подшипника.

Подшипник роликовый

Трансмиссия гидромеханическая

Вращ. наружное кольцо» [20].

Таблица 38 – Параметры по режимам ряд 3

Угл. скор. вращ. подшипника(рад/с)	Радиальная нагрузка(Н)	Осевая нагрузка(Н)	Относительное время работы
Режим № 1 759.0	2350.0	0.0	0.050
Режим № 2 584.0	4424.0	0.0	0.110
Режим № 3 %1651.0	443.0	0.0	0.195
Режим № 4 998.0	649.0	0.0	0.375
Режим № 5 0.0	2506.0	0.0	0.280
Режим № 6 (зх) %1407.0	2442.0	0.0	0.025
«Средняя скорость движения» [20]	v (м/с): 23.0	-	-
«Температурный коэффициент» [20]	КТ : 1.00	-	-
Коэффициент радиальной нагрузки X : 0.50		-	-
Коэффициент осевой нагрузки Y : 0.00		-	-
«Заданная грузоподъемность» [20]	(Н): 11000	-	-

Результаты расчета:

Ресурс подшипника $L = 220585$ (км).

Вывод: Полученные значения находятся в допуссаемом диапазоне.

3 Безопасность и экологичность объекта

3.1 Введение

В прошлом веке доля автомобилей, оснащенных автоматическими коробками передач, не достигала и 10%, но с каждым новым десятилетием использование "автоматических" машин неуклонно увеличивалось. К началу XXI века каждый второй автомобиль в мире был оснащен автоматической коробкой передач.

Тенденция к увеличению выпуска автомобилей с автоматической коробкой передач (АКПП) логична и вполне обоснована. Потребительские требования к автомобилю постоянно растут, с одной стороны, за легкость и четкость управления, а с другой – за топливную экономичность.

В настоящее время конструкция автоматической коробки передач постоянно совершенствуется. Если раньше их основное преимущество было связано с упрощением процесса вождения, то современные автоматические коробки передач обладают гораздо лучшими характеристиками с точки зрения виброустойчивости, обеспечивают высокую проходимость автомобиля по снегу, песку и другим неустойчивым грунтам, а также повышают безопасность вождения, так как снижают утомляемость водителя.

Автопроизводители постоянно работают над недостатками автоматических коробок передач, например, существуют современные семиступенчатые и даже восьмиступенчатые автоматические коробки передач, которые обеспечивают снижение расхода топлива по сравнению с механическими до 8-10%. Совершенствование технологии изготовления новых автоматизированных коробок передач делает разницу в цене все меньше и меньше.

Эскиз рабочего места (Участок сборки АКПП) на рисунке 11.

3.2 Описание рабочего места, оборудования и выполняемых технологических операций

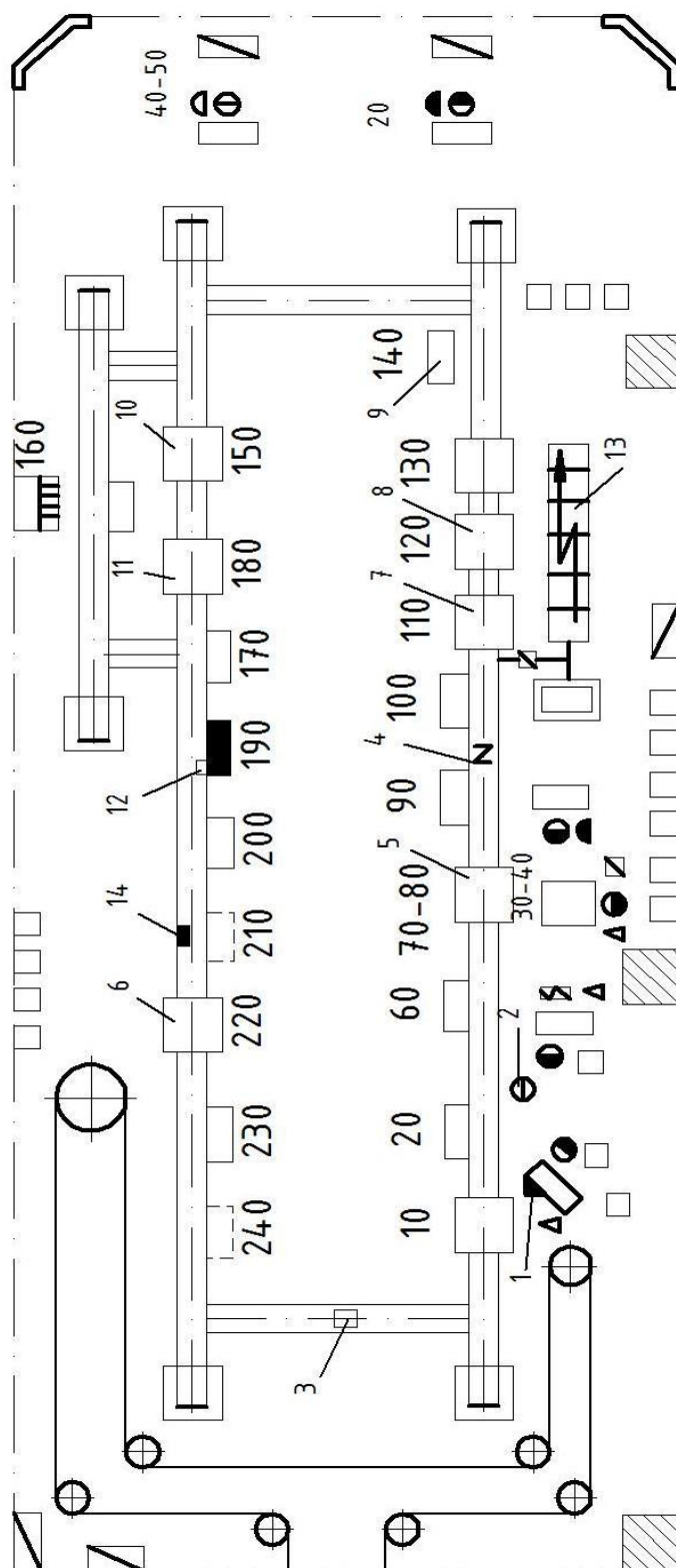












Рисунок 11 – Эскиз рабочего места (Участок сборки АКПП)

Условные обозначения:

	Горизонтально замкнутый конвейер.
	Стеллаж.
	Рабочий стол сборщика.
	Контейнер для деталей.
	Рабочее место.
	Подвод сжатого воздуха.
	Местное освещение.
	Бампер.
	Колонны.
	Границы участка.

Описание технологического оборудования.

- 1 – устройство для смазки подшипников.
- 2 – устройство для смазки шестерен.
- 3 – приспособление спутник для фиксации картера.
- 4 – пневмогайковерт.
- 5 – пресс для запрессовки шестерен.
- 6 – автоматический гайковерт.
- 7 – автомат для смазки и установки шайб.
- 8 – пресс для запрессовки пыльников.
- 9 – стенд для регулировки осевого зазора.
- 10 – стенд испытательный.
- 11 – устройство для смазки внутренних поверхностей чехлов.
- 12 – устройство для смазки наружных поверхностей картера.
- 13 – электрический шкаф.
- 14 – приспособление для маркировки.

3.3 Идентификация опасных и вредных производственных факторов

Вредный производственный фактор – фактор среды и трудового процесса, воздействие которого на работающего при определенных условиях (интенсивность, длительность и др.) может вызвать профессиональное заболевание, временное или стойкое снижение работоспособности, повысить частоту соматических и инфекционных заболеваний, привести к нарушению здоровья потомства. Опасные и вредные факторы представлены в таблице 39.

Таблица 39 – Опасные и вредные факторы

ОВПФ	Оборудование, приспособление, инструмент	Воздействие на организм
1. Физические		
«движущие машины и механизмы» [4]	Электропогрузчики, поточная линия	«Запыленность воздуха, общая вибрация, шум, повышенное движение воздуха, травмоопасность для организма человека» [4]
«подвижные части производственного оборудования» [4]	Транспорт поточной линии, вращающиеся части инструмента	«Шум, общая вибрация, повреждения частей тела» [4]
передвигающиеся изделия	Детали и сборочные единицы в приспособлении	Повреждение частей тела
«Повышенная запыленность и загрязненность воздуха» [4]	Электропогрузчики	«Воздействие на органы дыхания, утомляемость» [4]
«повышенные уровни шума, вибрации, ультразвука, ультразвуковых колебаний» [4]	Электроинструмент, электропогрузчики	«Шумовое воздействие на органы слуха, внутренние расстройства организма, влияние на сердечно-сосудистую систему, повышенная утомляемость» [4]
«Повышенное напряжение электросети» [4]	Электрические сети, электроустановки, технологическое оборудование с электроприводом	«Поражение электротоком» [4]

Продолжение таблицы 39

ОВПФ	Оборудование, приспособление, инструмент	Воздействие на организм
«Отсутствие или недостаток естественного освещения, недостаточная освещенность рабочей зоны» [4]	Производственные помещения, осветительное оборудование	«Влияние на органы зрения, повышенная утомляемость, травмоопасность для организма человека» [4]
«Острые кромки, дреяинжа заусенцы, шероховатость поверхности заготовок, инструмента, оборудования» [4]	Заготовки, детализащитгноо и сборочные единицы, инструмент, контейнеры	«Повреждение частей тела, травмоопасность для организма человека» [4]
2. Химические		
Раздражающие вещества	Смазкабеоспеечные пыль	«Раздражение кожи, воздействие на органы дыхания» [4]
3. Психофизиологические		
физические перегрузки	-	«Статические и динамические перегрузки, утомление, нагрузка на ноги» [4]
нервно-психические	-	«Общение в коллективе, утомление, усталость, эмоциональное» [4]

3.4 Мероприятия по разработке безопасных условий труда на производственном участке

Для безопасных условий труда на производственном участке необходимы организационные мероприятия.

«В целях охраны труда следует проводить инструктаж рабочих и служащих по технике безопасности, производственной санитарии, противопожарной охране и другим правилам охраны труда» [4].

«Существует несколько видов инструктажа:

- Вводный инструктаж обязаны пройти все вновь поступающие на предприятие, а также командированные и учащиеся, прибывшие на практику. Его проводит инженер по охране труда.
- Первичный инструктаж на рабочем месте проводят со всеми вновь принятыми на предприятие, переводимыми из одного подразделения в

другое, командированными и др.

– Повторный инструктаж проводится не реже чем через шесть месяцев.

Цель этого инструктажа – восстановить в памяти рабочего правила по охране труда, а также разобрать конкретные нарушения из практики цеха или предприятия.

– Внеплановый инструктаж проводят при изменении технологического процесса, изменении правил по охране труда, внедрении новой техники, нарушении работниками требований безопасности труда, которые могут привести или привели к травме, аварии, взрыву или пожару; при перерывах в работе – для работ, к которым предъявляются дополнительные требования безопасности труда более чем на 30 календарных дней, для остальных работ – 60 дней.

Важное значение для обеспечения безопасности труда имеет профессиональный отбор, цель которого – выявить лиц, непригодных по своим физическим и антропометрическим данным к участию в том или ином процессе.

На рабочих и служащих, в свою очередь, возлагаются также обязанности: соблюдение инструкций по охране труда, установленных требований, обращения с машинами и механизмами и пользования средствами индивидуальной защиты.

Рабочий день длится с 7: 00 до 15-45, с обеденным перерывом с 11- 00 до 11- 45» [4].

«График рабочей недели: 5 рабочих дней в неделю, суббота и воскресенье – выходной.

Для обеспечения оптимальной работоспособности и сохранения здоровья профессиональных пользователей на протяжении рабочей смены надо устанавливать регламентированные перерывы. Для работников участка с учетом их категории работы и уровня тяжести следует установить регламентированные перерывы через два часа от начала рабочей смены и через $1,5 \div 2,0$ часа после обеденного перерыва продолжительностью 15 минут

каждый или продолжительностью 10 минут через каждый час работы.

Во время регламентированных перерывов с целью снижения нервно-эмоционального напряжения, утомления зрительного анализатора, устранения влияния гиподинамии и гипокинезии, предотвращения развития познотонического утомления необходимо выполнять комплексы упражнений физкультурных минуток общего воздействия или физкультурных пауз. В этих целях следует оборудовать специальную комнату психологической разгрузки.

Для безопасных условий труда на производственном участке необходимы планировочные мероприятия:

- Размещение производственного оборудования должно отвечать требованиям действующих нормативных правовых актов и настоящих Правил и обеспечивать последовательность операций технологического процесса.
- Размещение производственного оборудования, исходных материалов, заготовок, деталей, агрегатов, готовой продукции, отходов производства и тары в производственных помещениях и на рабочих местах не должно представлять опасности для персонала.
- Расстояния между единицами оборудования, а также между оборудованием и стенами производственных зданий, сооружений и помещений должно соответствовать требованиям действующих норм технологического проектирования, строительным нормам и правилам» [4].
- «Расстановка в цехах и перестановка действующего технологического оборудования должна отражаться на технологической планировке. Технологические планировки на проектируемые и вновь строящиеся цеха, участки и отделения должны быть согласованы с местными органами Госсанэпиднадзора и пожарного надзора.
- При размещении производственного оборудования должны учитываться устройство транспортных проездов для доставки к рабочим местам агрегатов, узлов, деталей и материалов. Ширина

проезда устанавливается в зависимости от габаритов транспортируемых объектов и транспортных средств и принимается в соответствии с действующим нормативным правовым актом.

- Ширина основных проходов на рабочем месте должна определяться с учетом габаритов ремонтируемых агрегатов и обрабатываемых изделий.
- Рабочие места, проезды, проходы и оборудование должны быть свободными и не загромождаться материалами, агрегатами, деталями, отходами производства и тарой, которые затем забираются погрузчиками и увозятся в общие контейнеры.
- Рабочие места должны обеспечивать удобство работы, свободу движений, минимум физических напряжений и безопасные высокопроизводительные условия труда.
- Инструмент, приспособления и комплектующие изделия должны располагаться в непосредственной близости от работающего: то, что берется левой рукой - слева от него, правой рукой - справа; исходя из этого размещают и вспомогательное оборудование (инструментальные шкафы, стеллажи и т.п.).
- Материалы, детали, агрегаты, готовые изделия у рабочего места должны укладываться на стеллажи способом, обеспечивающим их устойчивость и удобство захвата при использовании грузоподъемных механизмов» [4].
- «Верстаки для слесарных работ должны иметь жесткую и прочную конструкцию, подогнаны по росту работающих с помощью подставок под них или подставок для ног. Для защиты людей, находящихся вблизи, от возможных ранений отлетающими кусками обрабатываемого материала верстаки следует оборудовать предохранительными сетками высотой не менее 750 мм и с размером ячеек не более 3 м.
- Устанавливать верстаки вплотную у стен можно лишь в том случае,

если там не размещены радиаторы отопления, трубопроводы и прочее оборудование.

Для безопасных условий труда на производственном участке необходимы технические мероприятия:

- Эффективным средством обеспечения чистоты и допустимых параметров воздуха рабочей зоны является вентиляция, заключающаяся в удалении из помещений загрязнённого и нагретого воздуха и подаче в него свежего. По способу перемещения воздуха вентиляцию делят на естественную (проветривание, аэрация), механическую и комбинированную.
- Для поддержания необходимого микроклимата на участке предусмотрена искусственная (механическая) общеобменная вентиляция, так же существует и организованный естественный воздухообмен (аэрация).
- Для защиты человека от лучистой теплоты при наличии на участке оборудования или рабочих тел, излучающих теплоту с интенсивностью, превышающей нормы, применяют тепловые экраны.
- Для обеспечения требуемой освещённости участок оборудован системой совмещённого освещения, при котором недостаточное по нормам естественное освещение дополняют искусственным. На участке оборудовано так же и рабочее освещение, предназначенное для нормального выполнения производственного процесса, прохода людей и движения транспорта и является обязательным для всех помещений.
- Для безопасного передвижения рабочих по участку – последний оборудован бамперными устройствами.
- В производстве для борьбы с вибрацией применяют процесс «вибродемпфирования» [4]. «Этот процесс основан на уменьшении уровня вибрации защищаемого объекта путём превращения энергии механических колебаний данной колеблющейся системы в тепловую

энергию. Увеличение потерь энергии в системе осуществляется за счёт использования в качестве конструкционных материалов с большим внутренним трением: резины, пластмасс, дерева, капрона, сплавов с добавками никеля, меди, магния; нанесения на вибрирующие поверхности слоя упруговязких материалов, обладающих большими потерями на внутреннее трение. Также применяют метод виброгашения – он осуществляется путём установки оборудования на фундамент.

- Для борьбы с шумом на производственном участке применяют средства индивидуальной защиты (наушники и беруши)» [4]. «Рекомендуется применять хлопчатобумажную специализированную одежду, вязаные перчатки, наушники (или беруши), специальную обувь» [4].

Для безопасных условий труда на производственном участке предусмотрена инструкция для слесаря МСР:

«Общие положения:

К самостоятельной работе на оборудовании допускаются лица, прошедшие:

- вводный инструктаж;
- инструктаж по пожарной безопасности;
- первичный инструктаж на рабочем месте;
- инструктаж по электробезопасности на рабочем месте и проверку усвоения его содержания.

Рабочий должен проходить:

- повторный инструктаж по безопасности труда на рабочем месте не реже чем через каждые три месяца;
- внеплановый инструктаж: при изменении технологического процесса или правил по охране труда, замене или модернизации производственного оборудования, приспособлений и инструмента, изменении условий и организации труда, при нарушениях инструкций

по охране труда, перерывах в работе более чем на 60 календарных дней;

– диспансерный медицинский осмотр - ежегодно.

Рабочий обязан:

- соблюдать правила внутреннего трудового распорядка, установленные на предприятии;
- соблюдать требования настоящей инструкции, инструкции о мерах пожарной безопасности, инструкции по электробезопасности;
- соблюдать требования к эксплуатации оборудования;
- использовать по назначению и бережно относиться к выданным средствам индивидуальной защиты.

Рабочий должен:

- уметь оказывать первую (доврачебную) помощь пострадавшему при несчастном случае;
- знать местоположение средств оказания доврачебной помощи, первичных средств пожаротушения, главных и запасных выходов, путей эвакуации в случае аварии или пожара;
- выполнять только порученную работу и не передавать ее другим без разрешения мастера или начальника цеха;
- во время работы быть внимательным, не отвлекаться и не отвлекать других, не допускать на рабочее место лиц, не имеющих отношения к работе;
- содержать рабочее место в чистоте и порядке.
- знать и соблюдать правила личной гигиены. Принимать пищу, курить, отдыхать только в специально отведенных для этого помещениях и местах. Пить воду только из специально предназначенных для этого установок.
- при обнаружении неисправностей оборудования, приспособлений, инструментов и других недостатках или опасностях на рабочем месте немедленно сообщить мастеру или начальнику цеха. Приступить к

работе можно только с их разрешения после устранения всех недостатков» [4].

«При обнаружении загорания или в случае пожара:

- отключить оборудование;
- сообщить в пожарную охрану и администрации;
- приступить к тушению пожара, имеющимися в цехе первичными средствами пожаротушения в соответствии с инструкцией по пожарной безопасности. При угрозе жизни - покинуть помещение.
- при несчастном случае оказать пострадавшему первую доврачебную помощь, немедленно сообщить о случившемся мастеру или начальнику цеха, принять меры к сохранению обстановки происшествия (состояние оборудования), если это не создает опасности для окружающих.
- в соответствии с “Типовыми отраслевыми нормами бесплатной выдачи рабочим и служащим специальной одежды, специальной обуви и других средств индивидуальной защиты” слесарю - МСР полагается: костюм хлопчатобумажный, рукавицы вязаные, ботинки кожаные.

Основными опасными и вредными производственными факторами при определенных обстоятельствах могут быть:

- элементы производственного оборудования
- ременные и зубчатые передачи;
- неисправный рабочий инструмент, приспособления и оборудование;
- электроток;
- повышенная запыленность воздуха;
- повышенный уровень шума» [4].

«Требования безопасности перед началом работ:

- Убедиться в исправности и надеть спецодежду, волосы убрать под берет или кепку. Убедиться в исправности защитных средств;
- Проверить свое рабочее место, оно должно быть равномерно освещено

(без бликов), не загромождено посторонними предметами.

– Проверить исправность инструмента и приспособлений.

Требования безопасности в аварийных ситуациях» [4]:

– «В случае сигнала аварии работы должны быть прекращены.

– При возгорании приступить к тушению пожара имеющимися на рабочем месте средствами.

– Приступать к работе только после ликвидации аварии с разрешения мастера.

Требования безопасности по окончании работ:

– Привести в порядок свое рабочее место. Инструменты, приспособления и смазочные материалы убрать в отведенное для них место. Ветошь и легковоспламеняющиеся материалы, во избежание самовозгорания, убрать в металлические ящики с плотными крышками.

– Снять спецодежду, убрать ее в шкаф, вымыть руки и лицо с мылом, по возможности принять душ, применять для мытья химические вещества запрещается.

При соблюдении выполнения разработанных мероприятий данный участок может считаться безопасным для человека и окружающей среды» [4].

Вывод:

В результате работы над разделом было выявлено следующее:

– выявлены опасные и вредные производственные факторы, возникающие в процессе сборки коробки передач.

– разработаны мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных производственных факторов

– определена категория пожароопасности участка - «В». Указаны мероприятия по предотвращению пожароопасных ситуаций.

При соблюдении выполнения разработанных мероприятий данный участок может считаться безопасным для человека и окружающей среды.

4 Экономическая эффективность проекта

В прошлом веке доля автомобилей, оснащенных автоматическими коробками передач, не достигала и 10%, но с каждым новым десятилетием использование "автоматических" машин неуклонно увеличивалось. К началу XXI века каждый второй автомобиль в мире был оснащен автоматической коробкой передач.

Тенденция к увеличению выпуска автомобилей с автоматической коробкой передач (АКПП) логична и вполне обоснована. Потребительские требования к автомобилю постоянно растут, с одной стороны, за легкость и четкость управления, а с другой – за топливную экономичность.

В настоящее время конструкция автоматической коробки передач постоянно совершенствуется. Если раньше их основное преимущество было связано с упрощением процесса вождения, то современные автоматические коробки передач обладают гораздо лучшими характеристиками с точки зрения виброустойчивости, обеспечивают высокую проходимость автомобиля по снегу, песку и другим неустойчивым грунтам, а также повышают безопасность вождения, так как снижают утомляемость водителя.

Автопроизводители постоянно работают над недостатками автоматических коробок передач, например, существуют современные семиступенчатые и даже восьмиступенчатые автоматические коробки передач, которые обеспечивают снижение расхода топлива по сравнению с механическими до 8-10%. Совершенствование технологии изготовления новых автоматизированных коробок передач делает разницу в цене все меньше и меньше.

4.1 Расчет себестоимости проектируемого узла автомобиля.

Исходные данные представлены в таблице 40.

Таблица 40 – Исходные данные

Наименование	Обозначение	Ед.изм.	Значение
«Годовая программа выпуска изделия» [7]	<i>Vгод.</i>	шт.	78000
«Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС» [7]	<i>Есоц.н.</i>	%	30
«Коэффициент общезаводских расходов» [7]	<i>Еобзав.</i>	%	197
«Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов» [7]	<i>Еком.</i>	%	0,29
«Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования» [7]	<i>Еобор.</i>	%	194
«Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов» [7]	<i>Ктзр.</i>	%	1,45
«Коэффициент цеховых расходов» [7]	<i>Ецех.</i>	%	172
«Коэффициент расходов на инструмент и оснастку» [7]	<i>Еинстр.</i>	%	3
«Коэффициент рентабельности и плановых накоплений» [7]	<i>Крент.</i>	%	30
«Коэффициент доплат или выплат, не связанных с работой на производстве» [7]	<i>Квып.</i>	%	14
«Коэффициент премий и доплат за работу на производстве» [7]	<i>Кпрем.</i>	%	12
«Коэффициент возвратных отходов» [7]	<i>Квот.</i>	%	1
«Часовая тарифная ставка 5-го разряда» [7]	<i>Ср5</i>	руб.	114,35
«Часовая тарифная ставка 6-го разряда» [7]	<i>Ср6</i>	руб.	119,33
«Часовая тарифная ставка 7-го разряда» [7]	<i>Ср7</i>	руб.	124,23
«Коэффициент капиталообразующих инвестиций» [7]	<i>Кинв.</i>	%	0,085

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

[7]:

$$\langle \Sigma M = \Sigma C_{mi} \cdot Q_{mi} + (K_{тзр}/100 - K_{вот}/100) \rangle [7] \quad (82)$$

«где C_{mi} - оптовая цена материала i -го вида, руб.,

Q_{mi} – норма расхода материала i -го вида, кг, м.

$K_{тзр}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %

$K_{вот}$ – коэффициент возвратных отходов, %» [7]

Расчеты затрат на сырье и материалы представлены в таблице 41.
 Расчеты покупных изделий представлены в таблице 42.

Таблица 41 – Расчет затрат на сырье и материалы

Названия наименований	кол. изм	стоим за ед.изм,руб	станд расхода	Итог стоим, руб
Литиё СЧ-21	кг	145,5	2,5	363,75
Прокатка Сталь 3	кг	47,36	2,75	130,24
Поквка 20ХГНМ	кг	130,07	3,2	416,22
М.Бронза (отходы)	кг	3,1	3,1	9,61
Штамповочная Ст 20	кг	134,72	2,84	382,60
Чермет (отходы)	кг	4,7	4,2	19,74
Итого		-		1322,17
<i>Ктзр</i>		1,45		19,17
<i>Квот</i>		1		13,22
Всего		-		1354,56

$M = 1354,56$ руб.

«Расчет статьи затра "Покупные изделия" производится по формуле»

[7]:

$$\langle \Sigma \Pi_i = \Sigma C_i \cdot n_i + K_{тзр} / 100 \rangle \quad [7] \quad (83)$$

«где C_i – оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб;

n_i – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт» [7].

Таблица 42 – Покупные изделия

Названия наименований	кол. изм	стоим за ед.изм,руб	станд расхода	Итог стоим, руб
Подшипник роликовый	шт.	1958,54	1	1958,54
Кольцо стопорное	шт.	154,87	4	619,48
Подшипник конический	шт.	2014,58	1	2014,58
Болт М12х1,25	шт.	126,58	6	759,48
Кольцо промежуточное	шт.	96,54	5	482,70
Прокладка	шт.	55,48	1	55,48
Итого		-		5890,26
<i>Ктзр</i>		1,45		85,41
Всего		-		5975,67

$\Pi_i = 5975,67$ руб.

«Расчет статьи затрат Основная заработная плата» [7]:

$$\langle Z_o = Z_t(1 + K_{\text{прем}}/100) \rangle [7] \quad (84)$$

«где Z_t – тарифная заработная плата, руб» [7]:

$$\langle Z_t = C_p \cdot i \cdot T_i \rangle [7] \quad (85)$$

«где $C_p \cdot i$ – часовая тарифная ставка, руб.;

T_i – трудоемкость выполнения операции, час;

$K_{\text{прем.}}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %» [7].

Расчет затрат на выполнение операций представлен в таблице 43.

Таблица 43 – Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудоёмкость	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Заготовительная	5	1,20	114,35	137,22
Токарная	6	1,02	119,33	121,32
Фрезерная	5	0,96	114,35	109,58
Термообработка	7	1,46	124,23	181,18
Шлифовальная	5	1,04	114,35	119,11
Сборочная	7	0,95	124,23	118,02
Итого		-		786,43
$K_{\text{прем}}$		12		94,37
Всего		-		880,80

$Z_o = 880,80$ руб.

«Расчет статьи затрат Дополнительная заработная плата» [7]

$$\langle Z_{\text{доп}} = Z_o \cdot K_{\text{вып}} \rangle [7] \quad (86)$$

«где $K_{\text{вып}}$ – коэффициент доплат или выплат» [7].

«Расчет статьи затрат Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС» [7]:

$$\text{«Ссоц.н.} = (З_0 + З_{\text{доп}}) \cdot \text{Есоц.н./100» [7] \quad (87)}$$

«Расчет статьи затрат Расходы на содержание и эксплуатацию» [7]:

$$\text{«Ссод.обор.} = З_0 \cdot \text{Еобор./100» [7] \quad (88)}$$

«где Еобор – коэффициент расходов на содержание» [7].

$$\text{«Ссод.обор.} = 880,80 \cdot 1,94 = 1708,76 \text{ руб.» [7]}$$

«Расчет статьи затрат Цеховые расходы выполняются по формуле» [7]:

$$\text{«Сцех} = З_0 \cdot \text{Ецех./100» [7] \quad (89)}$$

«где Еобор – коэффициент расходов на содержание» [7].

$$\text{Ссод.обор.} = 880,80 \cdot 1,94 = 1708,76 \text{ руб.}$$

«Расчет статьи затрат Цеховые расходы выполняются по формуле» [7]:

$$\text{«Сцех} = З_0 \cdot \text{Ецех./100» [7] \quad (90)}$$

«где Ецех. – коэффициент цеховых расходов, %» [7].

$$\text{«Сцех} = 880,80 \cdot 1,72 = 1514,98 \text{ руб.» [7]}$$

«Расчет статьи затрат Расходы на инструмент и оснастку» [7]:

$$\text{«Синстр.} = З_0 \cdot \text{Еинстр./100» [7] \quad (91)}$$

«где Еинстр. – коэффициент расходов на инструмент и оснастку, %» [7].

$$\text{«Синстр.} = 880,80 \cdot 0,03 = 26,42 \text{ руб.» [7] \quad (92)}$$

«Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле» [7]:

«Сцех.с.с.=М+Пи+Зо+Ссоц.н.+Здоп.+Ссод.обор.+Сцех.+Синстр» [7]
«Сцех.с.с.=1354,56+5975,67+880,80+301,23+123,31+1708,76+1514,98+2
6,42=11885,75 руб» [7]

«Расчет статьи затрат Общезаводские расходы» [7]:

$$\text{«Собзав.} = \text{Зо} \cdot \text{Еобзав.} / 100 \text{» [7] (93)}$$

«где Еобзав. – коэффициент общезаводских расходов, %» [7].

$$\text{«Собзав.} = 880,80 \cdot 1,97 = 1735,18 \text{ руб» [7]}$$

«Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле» [7]:

$$\text{«Соб.зав.с.с.} = \text{Собзав.} + \text{Сцех.с.с.} \text{» [7] (94)}$$

$$\text{«Соб.зав.с.с.} = 1735,18 + 11885,75 = 13620,93 \text{ руб» [7]}$$

«Расчет статьи Коммерческие расходы выполняется по формуле» [7]:

$$\text{«Ском.} = \text{Соб.зав.с.с.} \cdot \text{Еком.} / 100 \text{» [7] (95)}$$

«где Еком. – коэффициент коммерческих расходов» [7].

$$\text{«Ском.} = 13620,93 \cdot 0,0029 = 39,50 \text{ руб» [7]}$$

«Расчет полной себестоимости выполняется по формуле» [7]:

$$\text{«Сполн.с.с.} = \text{Соб.зав.с.с.} + \text{Ском.} \text{» [7] (96)}$$

$$\text{«Сполн.с.с.} = 13620,93 + 39,50 = 13660,43 \text{ руб» [7]}$$

«Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия» [7]

$$\text{«Цотп.б.} = \text{Сполн.с.с.} \cdot (1 + \text{Крент} / 100) \text{» [7] (97)}$$

«где Крент. – коэффициент рентабельности и плановых накоплений, %»

[7].

$$\langle \text{Цотп.б.} = 13660,43 \cdot (1+0,3) = 17758,56 \rangle [7]$$

Сравнительная калькуляция себестоимости представлена в таблице 44.

Таблица 44 – Сравнительная калькуляция себестоимости

Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
«Стоимость основных материалов» [7]	<i>М</i>	1490,02	1354,56
«Стоимость покупных изделий» [7]	<i>Пи</i>	5975,67	5975,67
«Основная заработная плата производственных рабочих» [7]	<i>Зо</i>	880,80	880,80
«Дополнительная заработная плата производственных рабочих» [7]	<i>Здоп.</i>	123,31	123,31
«Страховые взносы» [7]	<i>Ссоц.н.</i>	301,23	301,23
«Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования» [7]	<i>Ссод.обор.</i>	1708,76	1708,76
«Цеховые расходы» [7]	<i>Сцех.</i>	1514,98	1514,98
«Расходы на инструмент и оснастку» [7]	<i>Синстр.</i>	26,42	26,42
«Цеховая себестоимость» [7]	<i>Сцех.с.с.</i>	12021,20	11885,75
«Общезаводские расходы» [7]	<i>Собзав.</i>	1735,18	1735,18
«Общезаводская себестоимость» [7]	<i>Соб.зав.с.с.</i>	13756,39	13620,93
«Коммерческие расходы» [7]	<i>Ском.</i>	39,89	39,50
«Полная себестоимость» [7]	<i>Сполн.с.с.</i>	13796,28	13660,43
«Отпускная цена» [7]	<i>Цотп.</i>	17935,17	17935,17

4.2 Расчет точки безубыточности

«Определение переменных затрат» [7]:

$$\langle\langle Z_{\text{перем.уд.б.}} = M + \Pi + Z_0 + Z_{\text{доп}} + C_{\text{соц.н.}} \rangle\rangle [7] \quad (98)$$

$$\langle\langle Z_{\text{перем.уд.пр.}} = M + \Pi + Z_0 + Z_{\text{доп}} + C_{\text{соц.н.}} \rangle\rangle [7] \quad (99)$$

« $Z_{\text{перем.уд.б.}} = 1490,02 + 5975,67 + 880,80 + 123,31 + 301,23 = 8771,04$ руб.» [7]

График точки безубыточности на рисунке 12.

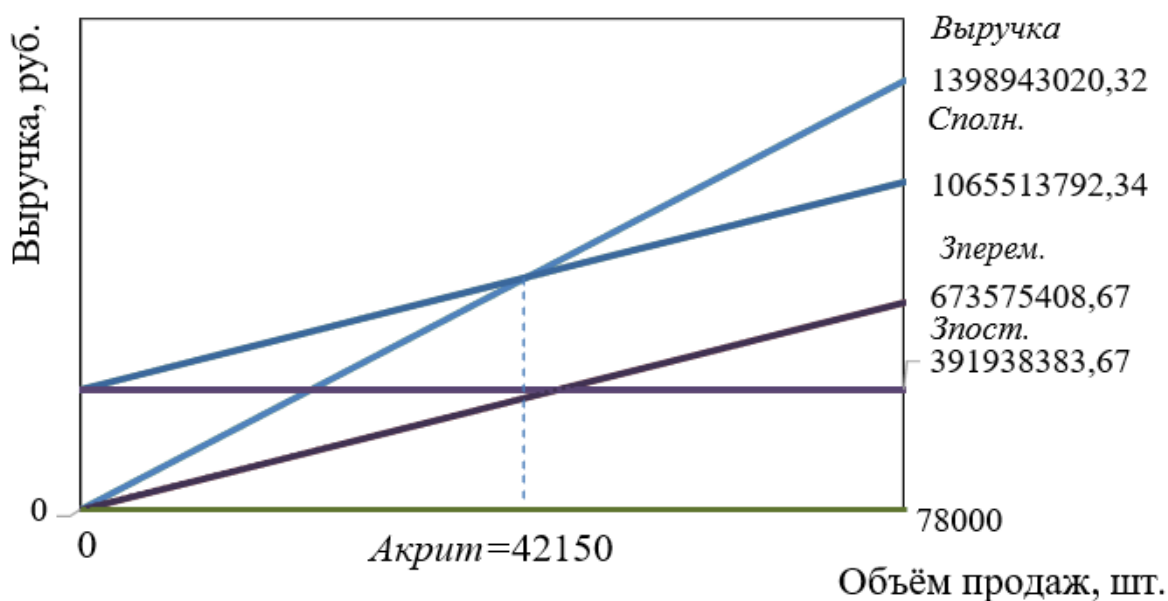


Рисунок 12 – График точки безубыточности

4.3 Расчет коммерческой эффективности проекта

$$\langle\langle \Delta = \frac{V_{\text{макс}} - A_{\text{крит}}}{n - 1} \rangle\rangle [7], \quad (100)$$

$$\langle\langle \Delta = \frac{78000 - 42150}{6 - 1} = 7170 \text{ шт} \rangle\rangle [7],$$

«где $V_{\text{макс}} = V_{\text{год}}$ – максимальный объем продукции, шт;

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

n – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки»

[7].

«Объем продаж по годам» [7]:

$$\text{«}V_{\text{прод.}i} = A_{\text{крит}} + i\Delta\text{» [7]} \quad (101)$$

«где $V_{\text{прод.}i}$ – объем продаж в i - году, шт» [7].

$$V_{\text{прод.}1} = 42150 + 1 \cdot 7170 = 49320 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}2} = 42150 + 2 \cdot 7170 = 56490 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}3} = 42150 + 3 \cdot 7170 = 63660 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}4} = 42150 + 4 \cdot 7170 = 70830 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}5} = 42150 + 5 \cdot 7170 = 78000 \text{ шт.} \text{» [7]}$$

«Выручка по годам» [7]:

$$\text{«}V_{\text{выр.}i} = C_{\text{отп.}} \cdot V_{\text{прод.}i} \quad (102)$$

$$V_{\text{выр.}1} = 17935,17 \cdot 49320 = 884562432,85 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}2} = 17935,17 \cdot 56490 = 1013157579,71 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}3} = 17935,17 \cdot 63660 = 1141752726,58 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}4} = 17935,17 \cdot 70830 = 1270347873,45 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выр.}5} = 17935,17 \cdot 78000 = 1398943020,32 \text{ руб.} \text{» [7]}$$

«Переменные затраты по годам для базового варианта» [7]:

$$\text{«}Z_{\text{перем.б.}i} = Z_{\text{перем.уд.б.}} \cdot V_{\text{прод.}i} \quad (103)$$

$$Z_{\text{перем.б.}1} = 8771,04 \cdot 49320 = 432587611,72 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.б.}2} = 8771,04 \cdot 56490 = 495475956,73 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.б.}3} = 8771,04 \cdot 63660 = 558364301,74 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.б.}4} = 8771,04 \cdot 70830 = 621252646,76 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.б.}5} = 8771,04 \cdot 78000 = 684140991,77 \text{ руб.} \text{» [7]}$$

«Для проектного варианта» [7]:

$$\langle Z_{\text{перем.пр.}i} = Z_{\text{перем.уд.пр.}} \cdot V_{\text{прод.}i} \quad (104)$$

$$Z_{\text{перем.пр.}1} = 8635,58 \cdot 49320 = 425906912,25 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.пр.}2} = 8635,58 \cdot 56490 = 487824036,36 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.пр.}3} = 8635,58 \cdot 63660 = 549741160,46 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.пр.}4} = 8635,58 \cdot 70830 = 611658284,57 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.пр.}5} = 8635,58 \cdot 78000 = 673575408,67 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Амортизация (определяется только для проектного варианта)» [7]:

$$\langle \text{Ам.} = \text{Ам.уд.} \cdot V_{\text{год}} \rangle [7] \quad (105)$$

$$\langle \text{Ам.} = 208,22 \cdot 78000 = 16241320,23 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Полная себестоимость по годам для базового варианта» [7]:

$$\langle \text{Сполн.б.}i = Z_{\text{перем.б.}i} + Z_{\text{пост.б}} \quad (106)$$

$$\text{Сполн.б.}1 = 432587611,72 + 391969023,86 = 824556635,58 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.}2 = 495475956,73 + 391969023,86 = 887444980,59 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.}3 = 558364301,74 + 391969023,86 = 950333325,60 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.}4 = 621252646,76 + 391969023,86 = 1013221670,62 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.}5 = 684140991,77 + 391969023,86 = 1076110015,63 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Для проектного варианта» [7]:

$$\langle \text{Сполн.пр.}i = Z_{\text{перем.пр.}i} + Z_{\text{пост.пр.}} \quad (107)$$

$$\text{Сполн.пр.}1 = 425906912,25 + 391938383,67 = 817845295,92 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.}2 = 487824036,36 + 391938383,67 = 879762420,03 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.}3 = 549741160,46 + 391938383,67 = 941679544,13 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.}4 = 611658284,57 + 391938383,67 = 1003596668,23 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.}5 = 673575408,67 + 391938383,67 = 1065513792,34 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Налогооблагаемая прибыль по годам» [7]:

$$\langle \text{Пр.обл.}i = (\text{Выручка} - \text{Сполн.пр.}i) - (\text{Выручка} - \text{Сполн.б.}i) \quad (108)$$

$$\text{Пр.обл.1} = (884562432,85 - 817845295,92) - (884562432,85 - 824556635,58) = 6711339,66 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.2} = (1013157579,71 - 879762420,03) - (1013157579,71 - 887444980,59) = 7682560,57 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.3} = (1141752726,58 - 941679544,13) - (1141752726,58 - 950333325,60) = 8653781,47 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.4} = (1270347873,45 - 1003596668,23) - (1270347873,45 - 1013221670,62) = 9625002,38 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.обл.5} = (1398943020,32 - 1065513792,34) - (1398943020,32 - 1076110015,63) = 10596223,29 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Налог на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам» [7]:

$$\langle \text{Нпр.}i = \text{Пр.обл.}i \cdot 0,20 \quad (109)$$

$$\text{Нпр.1} = 6711339,66 \cdot 0,20 = 1342267,93 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.2} = 7682560,57 \cdot 0,20 = 1536512,11 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.3} = 8653781,47 \cdot 0,20 = 1730756,29 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.4} = 9625002,38 \cdot 0,20 = 1925000,48 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.5} = 10596223,29 \cdot 0,20 = 2119244,66 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Прибыль чистая по годам» [7]:

$$\langle \text{Пр.ч.}i = \text{Пр.обл.}i - \text{Нпр.}i \quad (110)$$

$$\text{Пр.ч.1} = 6711339,66 - 1342267,93 = 5369071,73 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.2} = 7682560,57 - 1536512,11 = 6146048,45 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.3} = 8653781,47 - 1730756,29 = 6923025,18 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.4} = 9625002,38 - 1925000,48 = 7700001,90 \text{ руб.}$$

Пр.ч.5 = 10596223,29 – 2119244,66 = 8476978,63 руб.» [7]

«Расчет экономии от повышения надежности» [7]:

$$\text{«Пр.ож.д.} = \text{Цотп.} \cdot \text{Д2/Д1} - \text{Цотп.} \quad (111)$$

«где Д1 и Д2 – долговечность изделия» [7]:

$$\text{Д1} = 100000 \text{ циклов}$$

$$\text{Д2} = 120000 \text{ циклов}$$

Пр.ож.д. = 17935,17 · 120000 / 100000 – 17935,17 = 3587,03 руб.» [7]

«Следовательно, текущий чистый доход (накопленное сальдо) составит»

[7]:

$$\text{«ЧД}_i = \text{Пр.ч.}_i + \text{Ам} + \text{Пр.ож.д.} \cdot \text{Vпрод.}_i \quad (112)$$

ЧД1 = 5369071,73 + 16241320,23 + 3587,03 · 49320 = 198522878,53 руб.

ЧД2 = 6146048,45 + 16241320,23 + 3587,03 · 56490 = 225018884,63 руб.

ЧД3 = 6923025,18 + 16241320,23 + 3587,03 · 63660 = 251514890,73 руб.

ЧД4 = 7700001,90 + 16241320,23 + 3587,03 · 70830 = 278010896,83 руб.

ЧД5 = 8476978,63 + 16241320,23 + 3587,03 · 78000 = 304506902,93 руб.»

[7]

«Дисконтирование денежного потока» [7]:

$$\alpha_{ti} = 1/(1 + \text{Ест.}_i)^t \quad (113)$$

«где Ест.и – процентная ставка на капитал

t – год приведения затрат и результатов» [7].

Ест. = 5 %

$\alpha_1 = 0,952$ $\alpha_2 = 0,907$ $\alpha_3 = 0,864$ $\alpha_4 = 0,823$ $\alpha_5 = 0,783$

$$\text{«ДСП}_i = \text{ЧД}_i \cdot \alpha_i \quad (114)$$

ДСП1 = 198522878,53 · 0,952 = 188993780,36 руб.

ДСП2 = 225018884,63 · 0,907 = 204092128,36 руб.

ДСП3 = 251514890,73 · 0,864 = 217308865,59 руб.

$$\text{ДСП4} = 278010896,83 \cdot 0,823 = 228802968,09 \text{ руб.}$$

$$\text{ДСП5} = 304506902,93 \cdot 0,783 = 238428904,99 \text{ руб.}» [7]$$

«Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока за расчетный период рассчитывается по формуле» [7]:

$$\langle \Sigma \text{ДСП} = \Sigma \text{ДСП}_i \rangle [7] \quad (115)$$

$$\Sigma \text{ДСП} = 188993780,36 + 204092128,36 + 217308865,59 + 228802968,09 + 238428904,99 = 1077626647,38 \text{ руб.}$$

«Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях составляет» [7]:

$$J_0 = K_{\text{инв}} \cdot \Sigma \text{Сполн.пр.}_i \quad (116)$$

«где $K_{\text{инв}}$. – коэффициент капиталобразующих инвестиций» [7].

$$\langle J_0 = 0,085 \cdot (817845295,92 + 879762420,03 + 941679544,13 + 1003596668,23 + 1065513792,34) = 400213806,26 \text{ руб} \rangle [7].$$

«Чистый дисконтированный доход равен» [7]:

$$\langle \text{ЧДД} = \Sigma \text{ДСП} - J_0 \rangle [7] \quad (117)$$

$$\langle \text{ЧДД} = 1077626647,38 - 400213806,26 = 677412841,13 \text{ руб.} \rangle [7]$$

«Индекс доходности определяется по следующей формуле» [7]:

$$\langle \text{JD} = \text{ЧДД} / J_0 \rangle [7] \quad (118)$$

$$\langle \text{JD} = 677412841,13 / 400213806,26 = 1,69 \rangle [7]$$

«Срок окупаемости проекта» [7]:

$$\langle \text{Токуп.} = J_0 / \text{ЧДД} \rangle [7] \quad (119)$$

$$\langle \text{Токуп.} = 400213806,26 / 677412841,13 = 0,59 \rangle [7]$$

График зависимости налогооблагаемой прибыли от объема продаж представлен на рисунке 13.

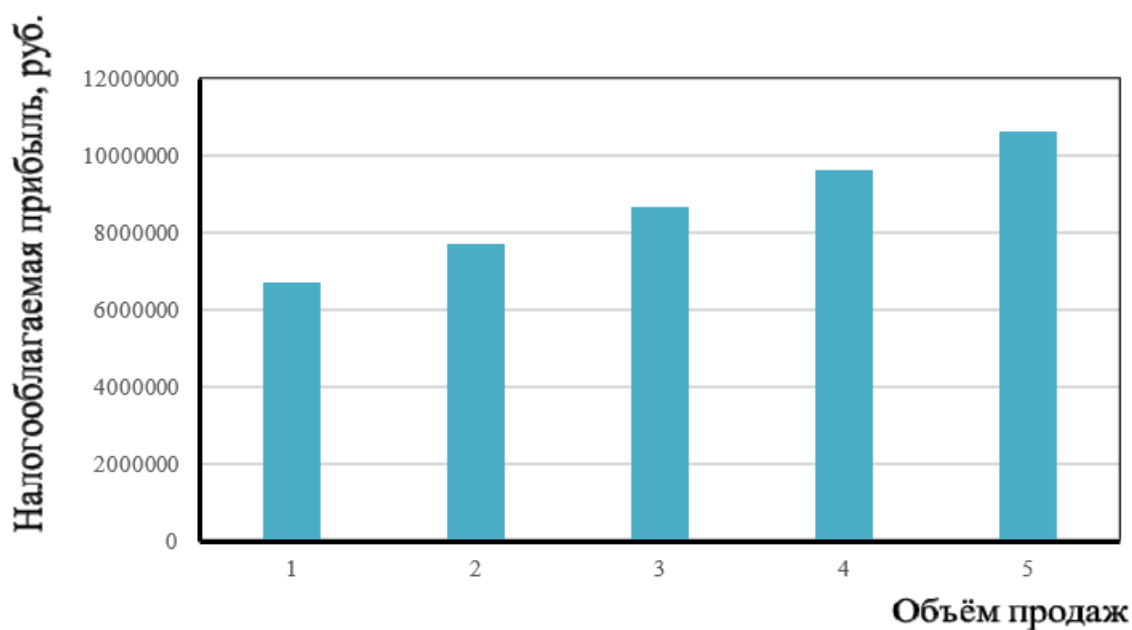


Рисунок 13 – График зависимости налогооблагаемой прибыли от объема продаж

Показатели коммерческой эффективности проекта представлены в таблице 45.

Таблица 45 – Показатели коммерческой эффективности проекта

Наименование показателей	Годы					
	0	1	2	3	4	5
«Объем продаж Vпрод. (шт)» [7]	-	49320	56490	63660	70830	78000
«Отпускная цена за единицу продукции (руб.) Цотп.» [7]	-	17935,17				
«Выручка н. (тыс. руб.)»	-	884562	1013158	1141753	1270348	1398943
«Переменные затраты (тыс. руб) Зперем.б.» [7]	-	432588	495476	558364	621253	684141
Зперем.н.» [7]	-	425907	487824	549741	611658	673575
«Амортизация, Ам (тыс. руб.)» [7]	-	16241				
«Постоянные затраты, (тыс. руб) Зпост.б.» [7]	-	391969				
«Зпост.н.» [7]	-	391938				
«Полная себестоимость, (тыс. руб) Спол.б.» [7]	-	824557	887445	950333	1013222	1076110
«Спол.н.» [7]	-	817845	879762	941680	1003597	1065514
«Налогооблагаемая прибыль, б (тыс. руб)» [7]	-	60006	125713	191419	257126	322833
«Налогооблагаемая прибыль, н» [7]	-	66717	133395	200073	266751	333429
«Налог на прибыль, б (тыс. руб)» [7]	-	12001	25143	38284	51425	64567
«Налог на прибыль, н» [7]	-	13343	26679	40015	53350	66686
«Прибыль чистая, б» [7]	-	48005	100570	153136	205701	258266
«Прибыль чистая, н» [7]	-	53374	106716	160059	213401	266743
«Чистый поток реальных денег ЧД (тыс. руб)» [7]	-	198523	225019	251515	278011	304507
«Коэф дисконтир at1 при Ест.1» [7]	-	0,952	0,907	0,864	0,823	0,783
«Чистый дисконтированный поток реальных денег, ДСП» [7]	-	188994	204092	217309	228803	238429
«Капиталообразующие инвестиции Jo (тыс. руб)»	400214	-	-	-	-	-
«Суммарный чистый дисконтированный поток реальных денег. сумма ЧДД» [7]	-	677413				
«Индекс доходности, ID» [7]	-	1,69				
«Срок окупаемости проекта Токуп., год» [7]	-	0,59				

Выводы и рекомендации

Эффект экономический положительный при ID равном 1,69, увеличились ресурсы автомобиля в результате мероприятий технического плана.

Основные показатели стоимости проект дизайна высокие, при серийном производственном конструкционном внедрении автокомпонентов, данные показатели получены финансовым расчетом. Схема производства реализованная может принести прибыль ожидаемую расчетную, была рассчитана проектная эффективность социального характера.

Проектный автомобиль, реализованный в производство, может чистую прибыль принести в размере данной суммы 677412841, 13 руб.

Проектный риск низкий, об этом свидетельствует рассчитанный проектный окупаемый срок, составляющий 0,59 года. В направлении новом для автомобилестроения, о его применении говорить можно по данным полученным выше представленным расчётом.

Заключение

Сравнивая показатели тягово-динамических свойств и топливной экономичности автомобиля, оборудованного серийной и проектной коробкой передач, можно сделать следующие выводы:

- Время разгона автомобиля при использовании проектной коробки передач немного увеличилось время при разгоне от 0 до 100 км/ч на 25%;
- Путевой расход топлива на высшую передачу при движении на высоких скоростях остался неизменным;
- Комфортабельность управления автомобилем стала гораздо выше;
- Как следствие из предыдущего пункта повысилась безопасность вождения автомобилем, поскольку не требуется постоянно нажимать на педаль сцепления и дергать ручку коробки передач, что уменьшает уровень усталости водителя.

В результате анализа выбора схем проектируемой сборки автомобиля, этапа проектирования конструкции и сравнения с ближайшими аналогами, технологического исследования возможности изготовления была выбрана схема, наиболее удачно сочетающая в себе решение всех указанных вопросов. Экономические расчеты показывают, что с учетом всех рассмотренных аспектов сопоставимости капитальных затрат конструкция проектируемого узла имеет очевидные преимущества по потребительским и эксплуатационным свойствам.

В данной работе рассмотрена 5-ступенчатая автоматическая коробка передач с гидротрансформатором автомобиля ВАЗ-2123. Для оценки этой конструкции было проведено технико-экономическое обоснование проекта, динамические, тяговые и прочностные расчеты.

«Чтобы лучше понять возможности этого изменения, мы рассчитали параметры VSX, тяговый баланс, текущий баланс, динамический коэффициент, время и способ разгона, а также топливную экономичность»

[23].

«Сравнивая показатели тягово-динамических свойств и топливной экономичности автомобиля ВАЗ-2123, оборудованного серийной и модернизированной автоматической трансмиссией, можно сказать, что по техническим характеристикам проектный автомобиль нисколько не уступает по всем параметрам, и даже превосходит по некоторым критериям оценки, например, по комфортности и управляемости автомобилем особенно при движении в городских условиях» [24].

Таким образом, поставленные задачи по модернизации трансмиссии автомобиля, посредством изменения-замены главного узла трансмиссии решены.

Список используемых источников

1. Анурьев, В.И. Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев; – М.: Машиностроение, 1980. – 688 с.
2. Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти, № 39,2003; Информационный фонд НТЦ "Система".
3. Васильев, Б.С. Автомобильный справочник / Б.С. Васильев, - М.: Машиностроение, 2004. - 704 с: ил. - Библиогр.: с. 696. – Прил.: с. 483-695.
4. Горина, Л.Н. Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина; - Тольятти 2002. – 34 с.
5. Гришкевич, А.И. Конструкция, конструирование и расчет автомобиля / А.И. Гришкевич;. - М.: Высшая школа, 1987.–377 с.
6. Егоров, А.Г. Методические указания к выполнению дипломных проектов технического направления / А.Г. Егоров; - Тольятти 1988. - 35 с.
7. Капрова, В.Г. Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломной работы конструкторского и исследовательского направлений для студентов специальности 150100 – “Авто-мобиле- и тракторостроение”. / В.Г.Капрова; Тольятти: ТГУ. 2003. – 50 с.
8. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. / Б.В. Кисуленко, – М.: Автополис-плюс, 2005. - 482 с.
9. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник / Б.А. Кузнецов. - М.: Транспорт, 1984. – 250 с.
10. Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин; – М.: Высшая школа, 1973. - 384с.
11. Лукин, П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин; – М.: Машиностроение, 1984. -376 с.
12. Лысов, М.И. Машиностроение / М.И. Лысов; - М.: Машиностроение,1972.–233 с.
13. Малкин, В.С. Конструкция и расчет автомобиля / В.С. Малкин; - КуАИ, 1978. – 195 с.

14. Осепчугов, В.В.; Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов; А.К. Фрумкин; - М.: Машиностроение, 1989.-304с.
15. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко; - Киев: Наукова думка, 1988.-736с.
16. Раскин, А.М., Основы расчета и указания к дипломному проектированию агрегатов шасси автомобиля / А.М. Раскин; А.Ф. Яшин; - Саратов: Ротапринт, 1975.-68с.
17. Родионов, В. Ф., Легковые автомобили / В.Ф. Родионов; Б.М. Фиттерман; - М.: Машиностроение, 1971.-376с.
18. Фчеркан, Н. С. Детали машин. Справочник. Т.3. / Н.С. Фчеркан; - М.: Машиностроение, 1969. – 355с.
19. Чайковский, И.П. Рулевые управления автомобилей / И.П. Чайковский; П.А. Саломатин; - М.: Машиностроение, 1987.-176с.
20. Черепанов, Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. Пособие / Л. А. Черепанов; ТолПИ. - Тольятти: ТолПИ, 2001.-40 с: ил. - Библиогр.: с. 39.
21. Catalin, Alexandru. Vlad, Totu, Method for the multi-criteria optimization of car wheel mechanisms / Alexandru, Catalin. Totu, Vlad; - Ingeniería e Investigación, 2016. – 137s.
22. Dainius, Luneckas. Vilius Bartulis, Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Luneckas, Dainius. Bartulis, Vilius;. - Mokslas: Lietuvos Ateitis, 2014. -85s.
23. Duna, Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car system using random road profile / Tariq Yaseen, Duna; - International Journal of Energy and Environment, 2016. – 97s.
24. Jan, Ziobro. Analysis of element car body on the example silentblock / Ziobro Jan; - Advances in Science and Technology Research Journal, 2015. -37s.
25. Lucian, Roman, Mathematical model and software simulation of system from opel cars / Roman, Lucian; - Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014. - 77s.

Приложение А

Графики тягово-динамического расчета

Внешняя скоростная характеристика

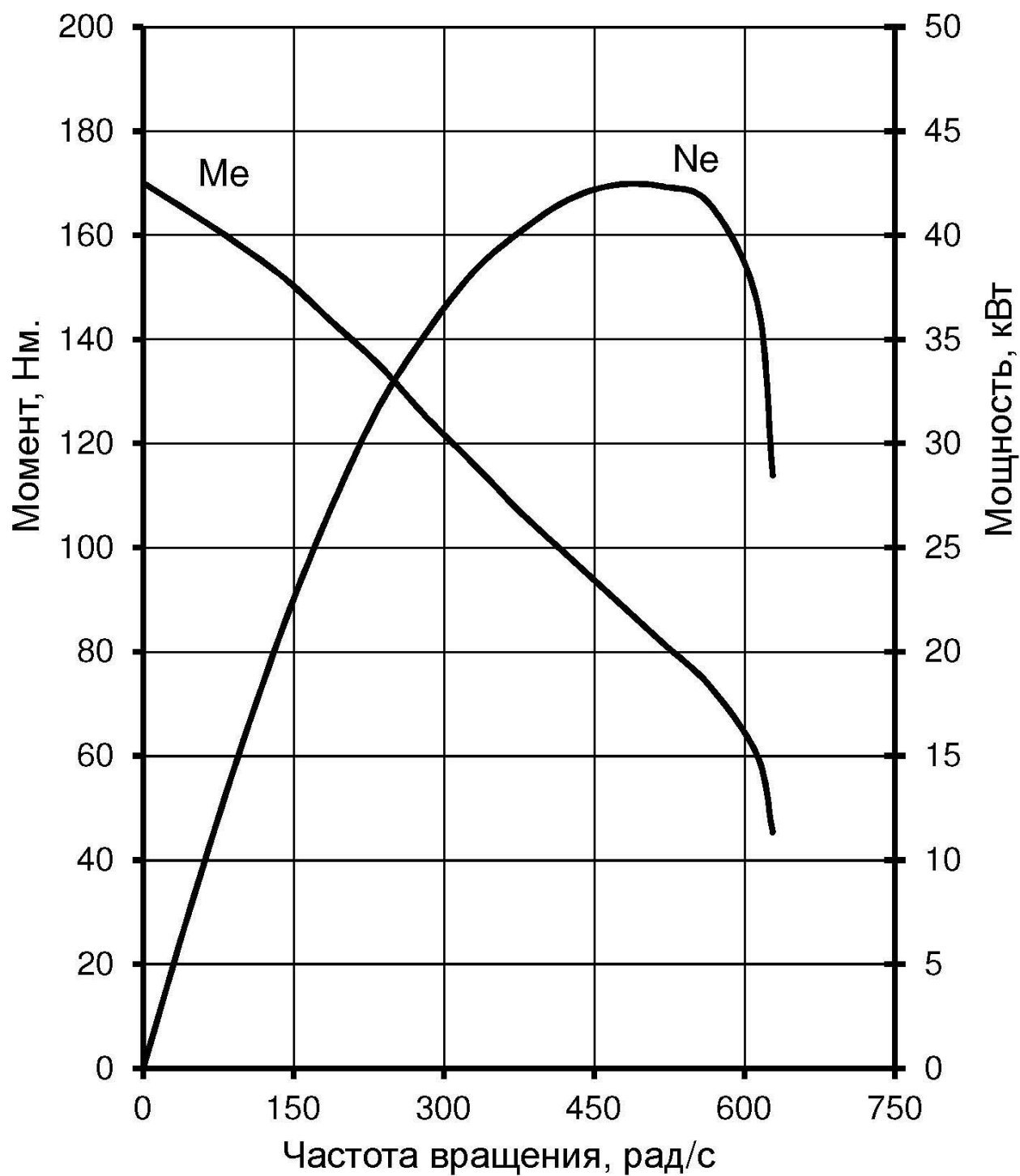


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика

Баланс мощностей

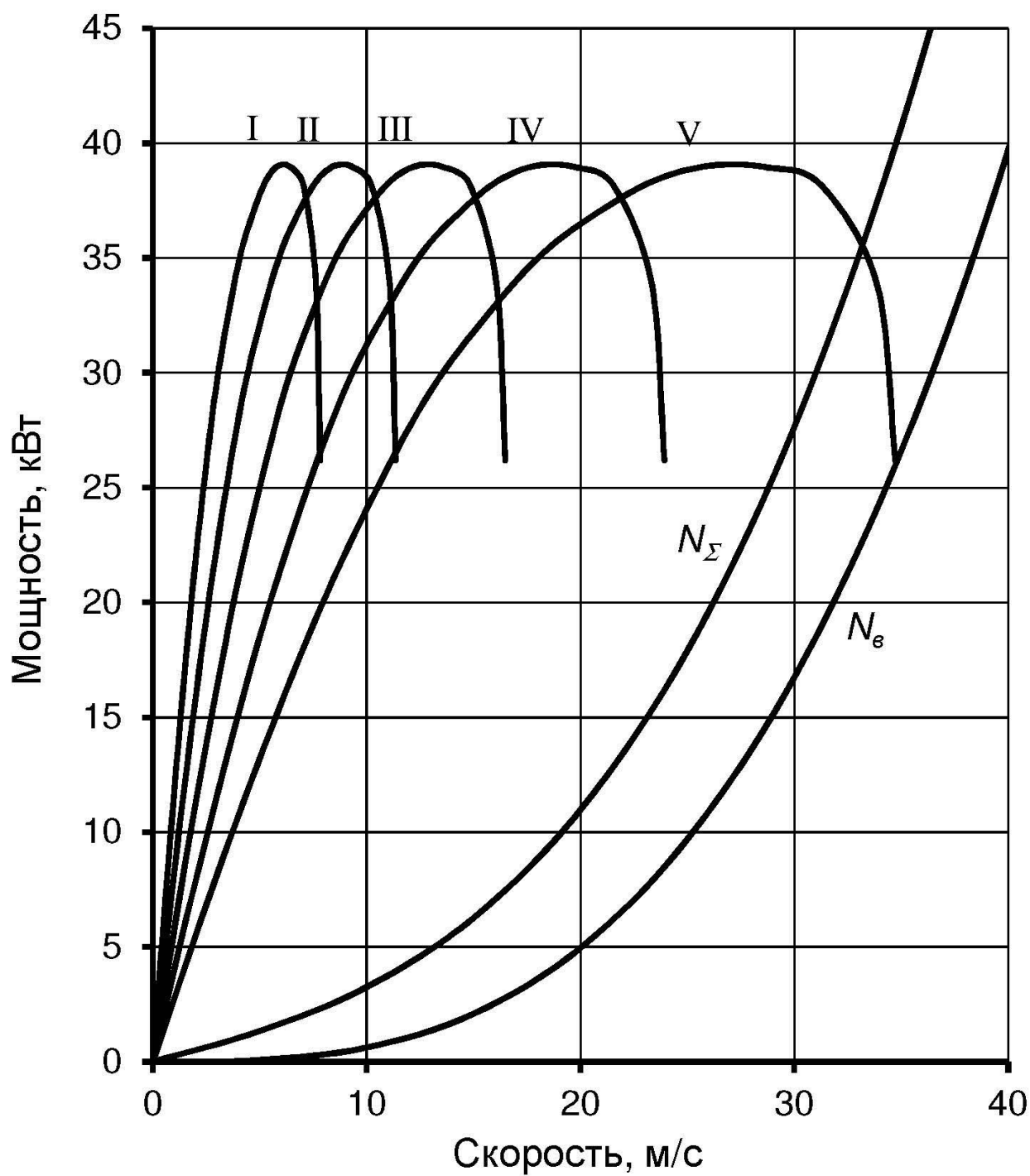


Рисунок А.2 – Баланс мощностей

Тяговый баланс

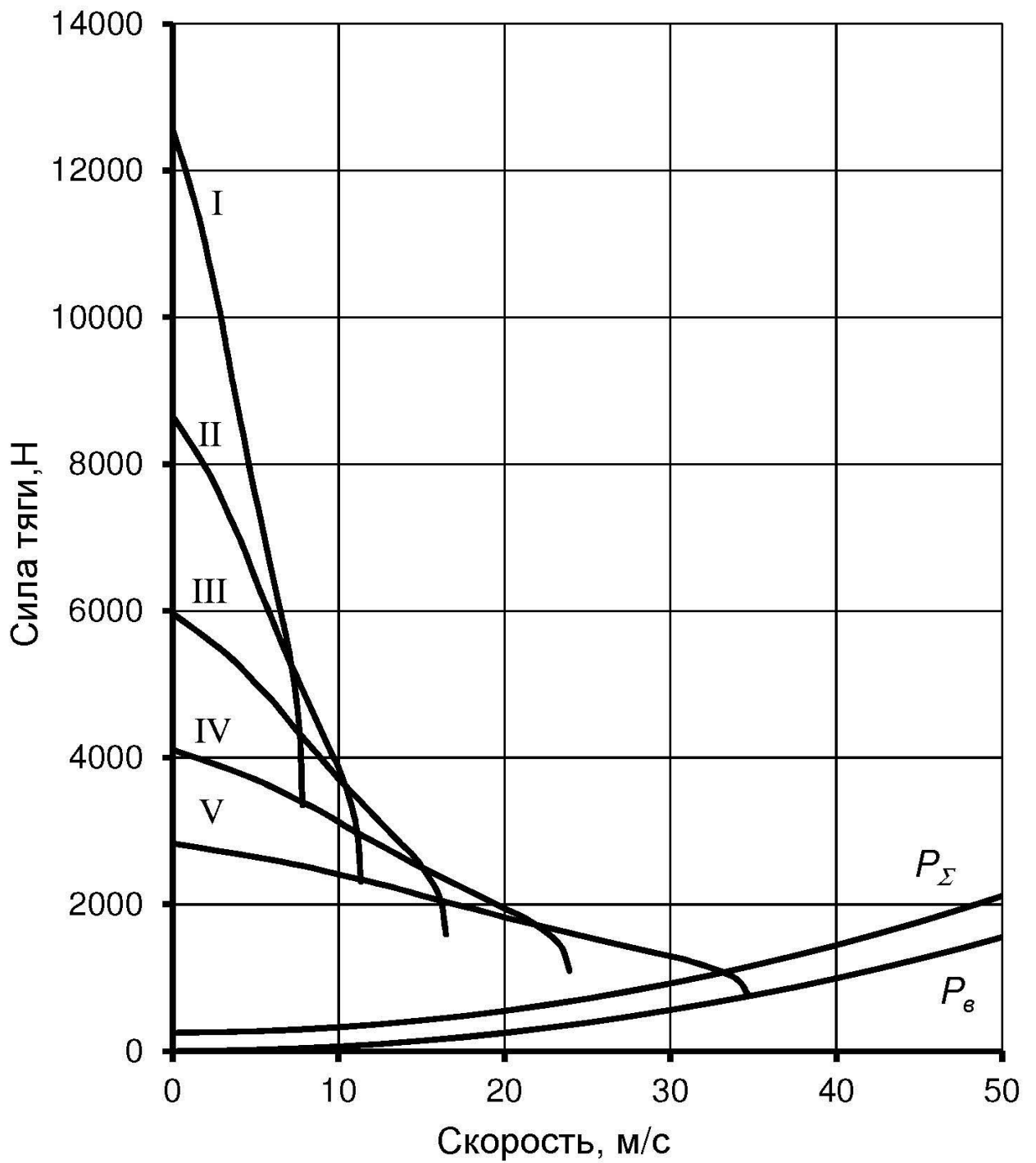


Рисунок А.3 – Тяговый баланс

Динамический баланс

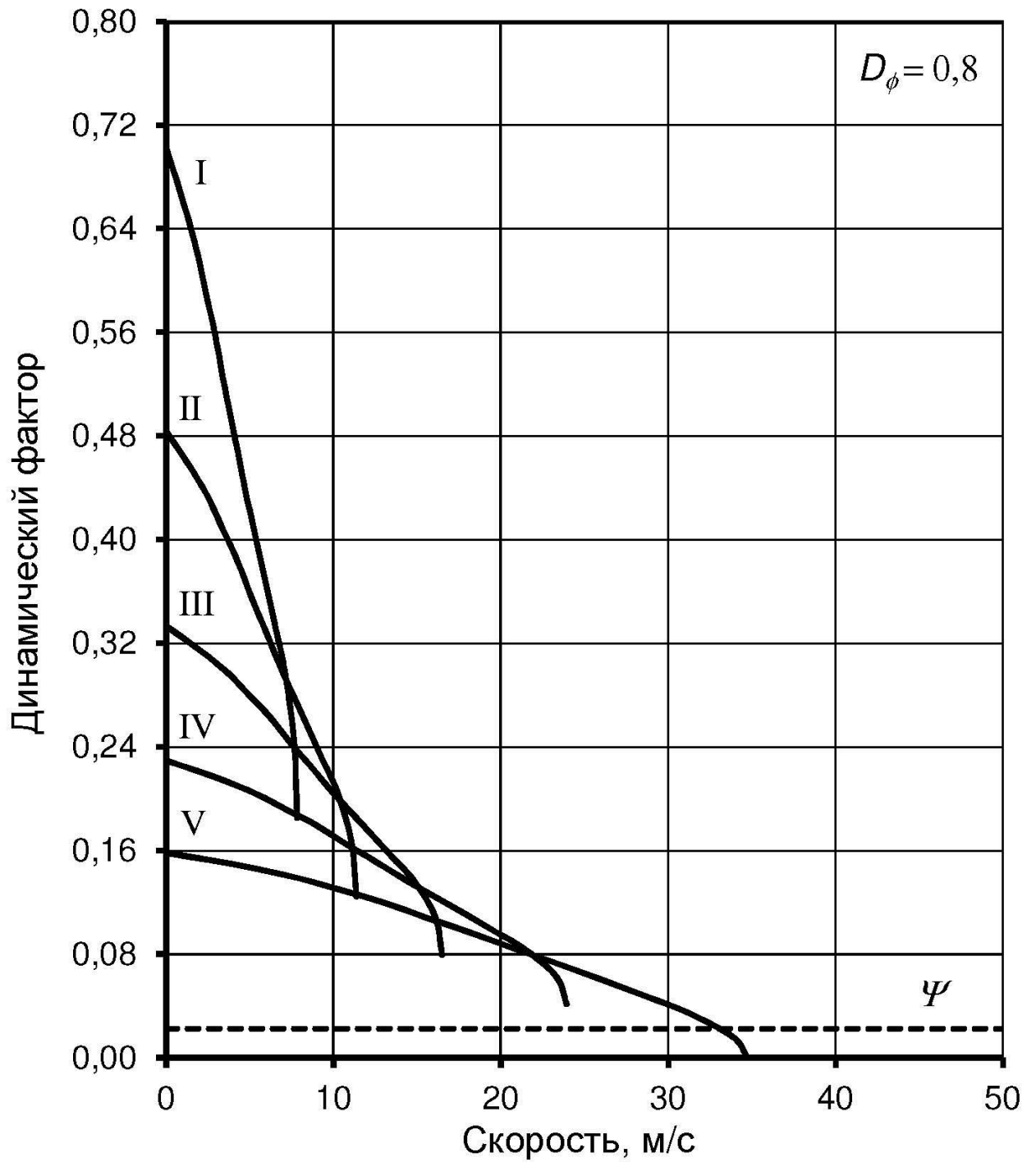


Рисунок А.4 – Динамический баланс

Ускорения на передачах

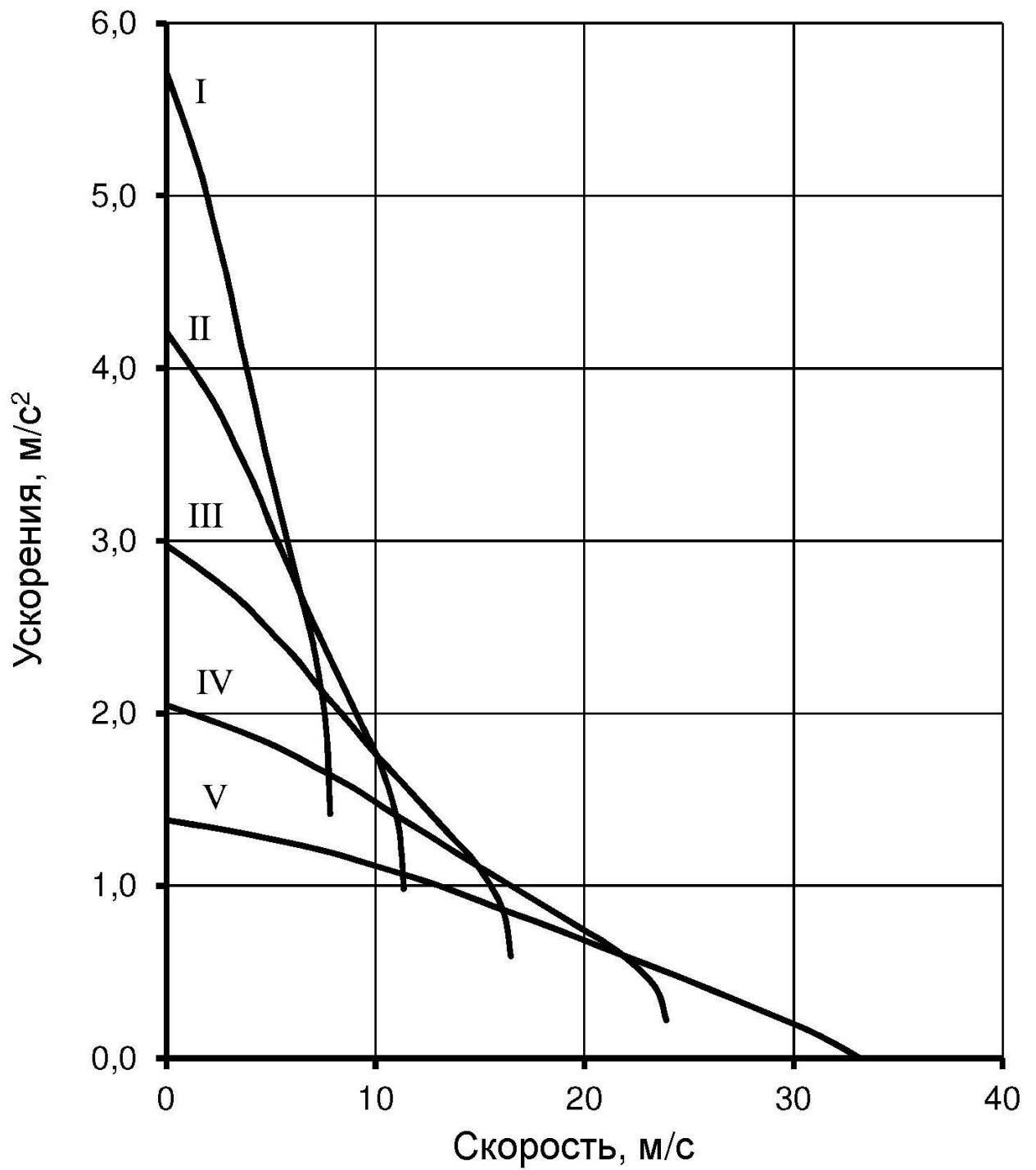


Рисунок А.5 – Ускорения на передачах

Время разгона

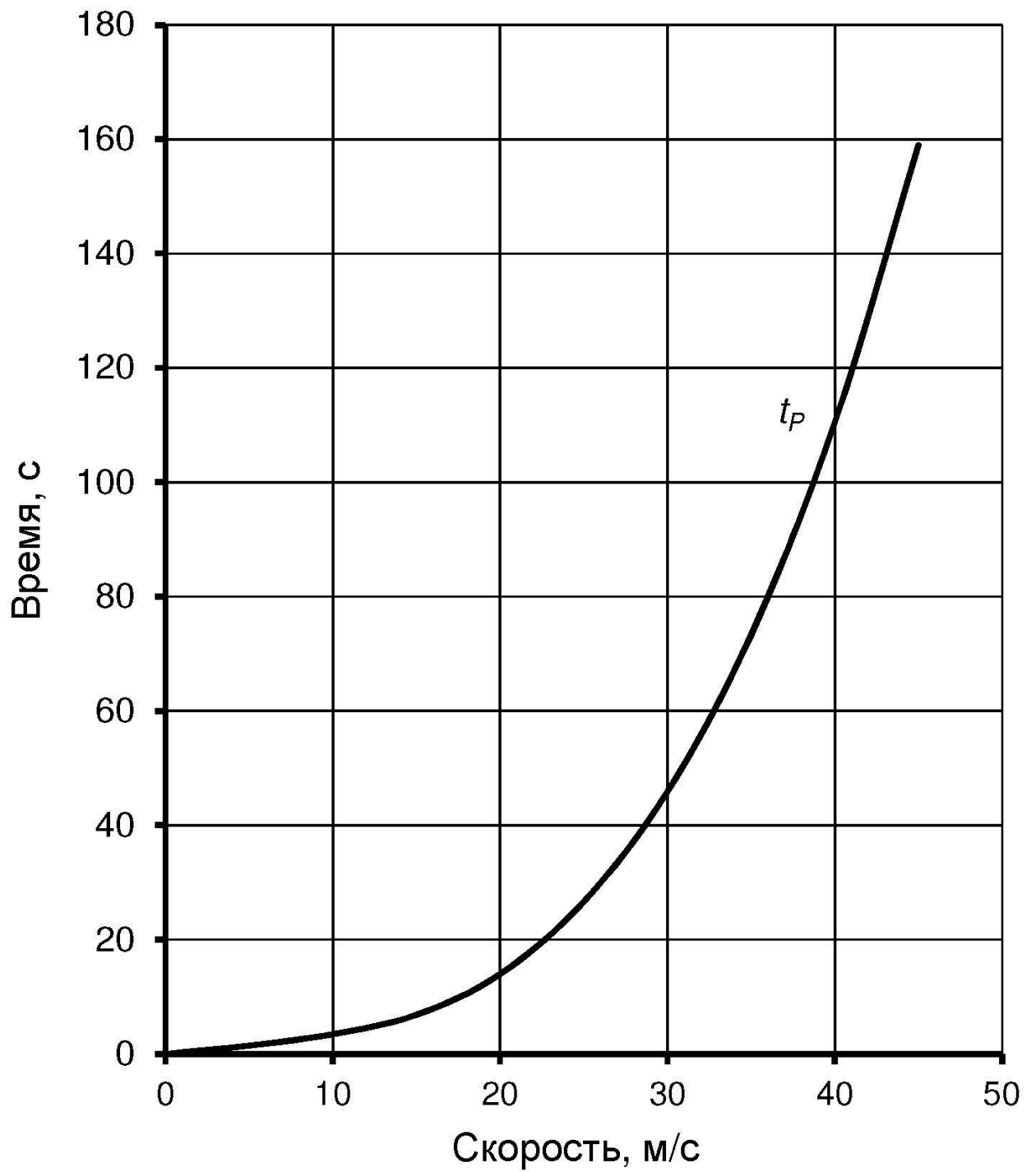


Рисунок А.6 – Время разгона

Путь разгона

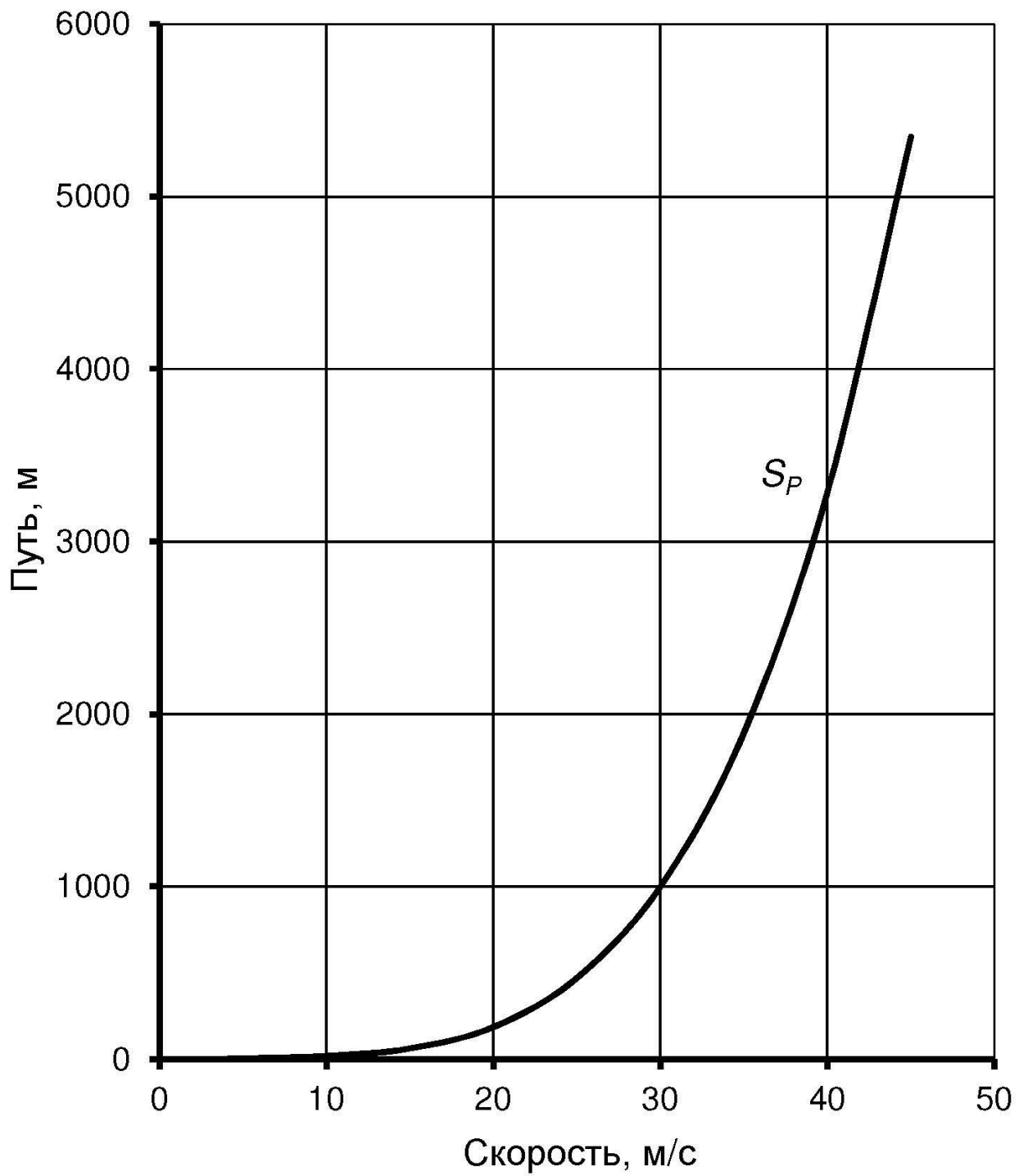


Рисунок А.7 – Путь разгона

Путевой расход топлива

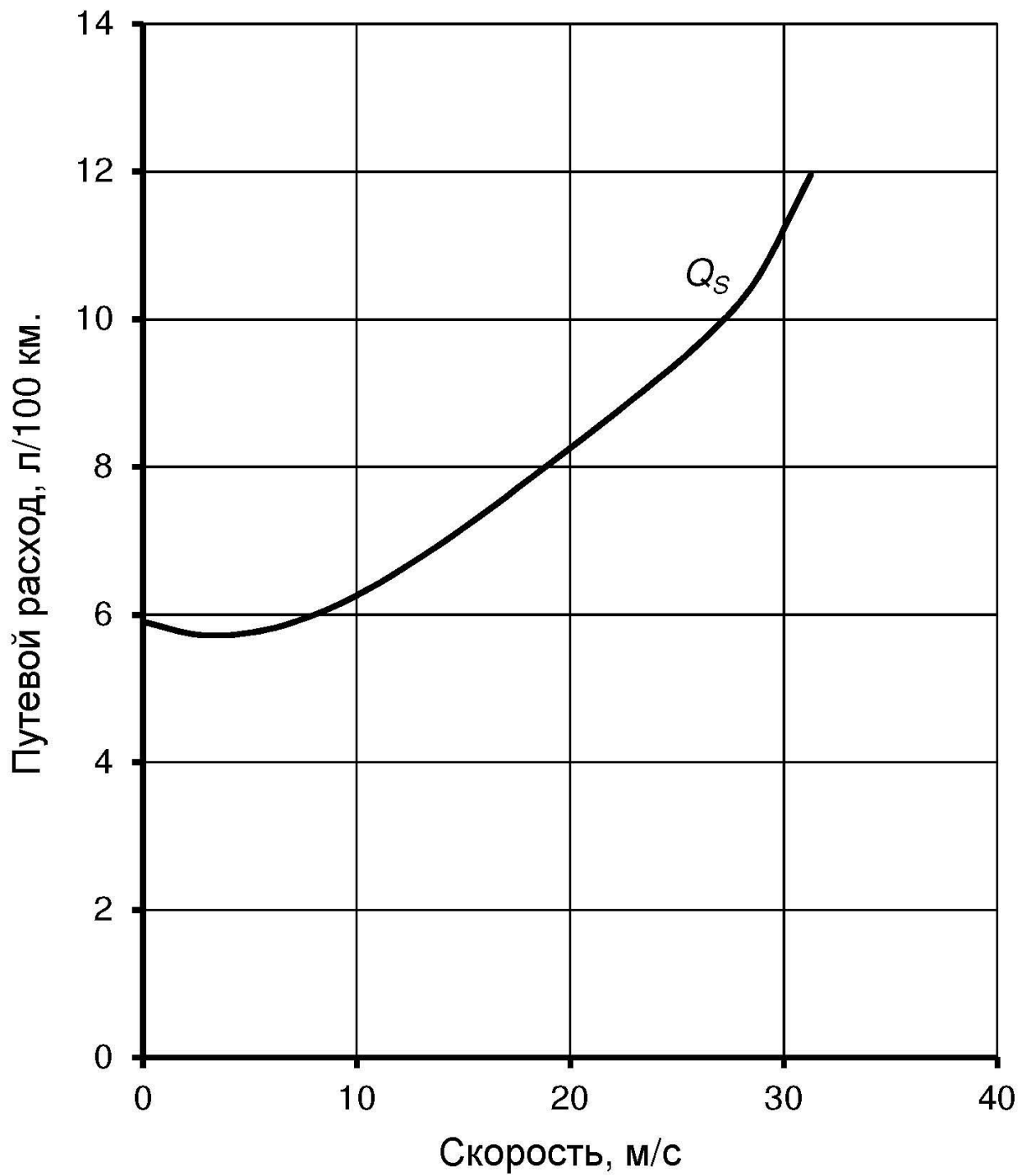


Рисунок А.8 – Путевой расход топлива