

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
транспортной техники
доктор технических наук
_____ Машеков С.А.
« ____ » _____ 2020г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Модернизация коробки передач МАЗ — 53371»

по специальности: 5В071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Әбілқасым С.С.

Рецензент

Научный руководитель

Кандидат технических наук
наук

Кандидат технических

_____ Есенғалиев М.Н.

_____ Кульғильдинов Б.М.

« ____ » _____ 2020г.

« ____ » _____ 2020г.

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

Әбілқасым Самат Суатбергеноұлы

Модернизация коробки передач МАЗ — 53371

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ



Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Транспортная техника»

5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
транспортной техники
доктор технических наук
_____ Машеков С.А.
« » 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся: Әбілқасым Самат Суатбергеноұлы

Тема: Модернизация коробки передач МАЗ — 53371

Утверждена приказом Ректора Университета № 762-б от “27” января 2020г.

Срок сдачи законченной работы “27” мая 2020г.

Исходные данные к дипломной работе: Существующая конструкция коробки передач

Краткое содержание дипломной работы:

а) концепция автомобиля МАЗ - 53371

б) анализ научно-технической и патентной литературы

в) расчетная часть

Перечень графического материала: общий вид грузового автомобиля – 1 лист формата А1, коробка передач – 1 лист формата А1, патент – 1 лист формата А1, кинематический график – 1 лист формата А1, детализовка - -1 лист формата А1.

Рекомендуемая основная литература: из 14 наименований

ГРАФИК
подготовки дипломной работы

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
Общая часть	Февраль	
Специальная часть	Март–Апрель	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу
с указанием относящихся к ним разделов работы

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общая часть	Кульгильдинов Б.М., кандидат технических наук		
Специальная труда	Кульгильдинов Б.М., кандидат технических наук		
Нормоконтролер	Козбагаров Р.А., кандидат технических наук, доцент		

Научный руководитель _____ Кульгильдинов Б.М.

Задание принял к исполнению обучающийся _____ Обілкасым С.С.

Дата " ____ " _____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Данная дипломная работа посвящена установлению коробки передач, в автомобиле МАЗ - 53371. Цель этой работы улучшить ходовую способность автомобиля, его выносливость и повысить надежность.

Для этого были проведены следующие работы:

- проведен обзор Казахстанского парка автогрейдеров;
- осуществлен литературно-патентный анализ;
- проведен расчет коробки переключения передач;
- проведен кинематический расчет коробки передач;
- проведен силовой расчет коробки передач.

Пояснительная записка содержит:

страниц	63	
таблиц	6	
рисунков	10	
чертежей формата А1	5	
библиография	14	наименований

АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыс маз - 53371 автокөлігінде беріліс қорабын орнатуға арналған. Бұл жұмыстың мақсаты автомобильдің жүріс қабілетін, оның төзімділігін жақсарту және сенімділігін арттыру.

Ол үшін келесі жұмыстар жүргізілді:

- қазақстандық автогрейдерлер паркіне шолу жасалды;
- әдеби-патенттік талдау жүзеге асырылды;
- берілісті ауыстырып қосу қорабының есебі жүргізілді;
- беріліс қорабының кинематикалық есебі жүргізілді;
- беріліс қорабының күштік есебі жүргізілді.

Түсіндірме жазба құрамында:

63 бет

6 кесте

10 суреттер

A1 - 5 форматты сызбалар

14 атау библиографиясы

ANNOTATION

This thesis is devoted to the installation of the transmission in the car MAZ-53371. The goal of this work is to improve the driving ability of the car, its endurance and increase reliability.

To do this, the following works were carried out:

- a review of Kazakhstan's fleet of motor graders was conducted;
- literature and patent analysis was carried out;
- calculation of the gear box has been performed;
- kinematic calculation of the transmission was performed;
- power calculation of the transmission was performed.

The explanatory note contains:

pages 63

tables 6

figures 10

drawings in A1 5 format

bibliography of 14 titles

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	9
1 Концепция автомобиля МАЗ - 53371	10
1.1 Повышение эффективности коробки передач грузового автомобиля МАЗ – 53371	11
1.2 Устройство синхронизатора	12
1.3 Механизм переключения коробки передач	13
2 Патентное исследование	14
3 Основная часть	32
3.1 Расчет коробки переключения передач	32
3.1.1 Кинематический расчет коробки передач	32
3.1.2 Силовой расчет коробки передач	34
3.2 Подбор и расчет подшипников и расчет зубчатых колес	35
3.2.1 Проверочный расчет подшипников ведущего вала	35
3.2.2 Проверочный расчет подшипников промежуточного вала	36
3.3 Расчет синхронизатора	43
3.4 Оценка тягово-скоростных характеристик	45
3.4.1 Уравнение движения автомобиля	45
3.4.2 Внешняя скоростная характеристика двигателя	46
3.4.3 Тяговая характеристика автомобиля	49
3.4.4 Расчет кинематической скорости автомобиля по передачам	49
3.4.5 Коэффициент полезного действия	50
3.4.6 Расчет касательной силы тяги на ведущих колесах автомобиля	50
3.4.7 Сила сопротивления дороги	51
3.4.8 Сила сопротивления воздуха	52
3.4.9 Мощностная характеристика автомобиля	53
3.4.10 Динамическая характеристика автомобиля	54
3.4.11 Разгон автомобиля	55
3.4.12 Коэффициент вращающихся масс	56
3.4.13 Ускорение автомобиля при разгоне	56
3.4.14 Определение времени разгона автомобиля	57
3.4.15 Определение пути разгона автомобиля	59
3.4.16 Топливная экономичность автомобиля	60
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	62
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	63

ВВЕДЕНИЕ

Коробка передач – механизм, преобразующий крутящий момент, передающийся от двигателя через сцепление, по величине и направлению. Дает возможность автомобилю двигаться вперед или назад, а также позволяет отключать двигатель от ведущих мостов на длительное время.

На большинстве легковых и грузовых автомобилей устанавливают механические ступенчатые коробки передач с зубчатыми шестернями. КПП используемые на автомобилях-тягачах, работающих с прицепным составом имеют четырех-, пяти- и шестиступенчатую трехвальную схему конструкции расположенную в общем картере с которой размещен повышающий редуктор (делитель) или понижающий редуктор (демультипликатор), а иногда и оба вместе.

В большинстве случаев переключение ступенчатых коробок передач осуществляет водитель. В последнее время появляются конструкции ступенчатых коробок передач с автоматизированным переключением на базе микропроцессорной техники.

Наиболее широкое применение из всех типов бесступенчатых передач получили гидродинамические коробки передач (гидротрансформаторы), которые применяются в сочетании с автоматической управляемой ступенчатой коробкой гидромеханической передачи. На отечественных автомобилях гидромеханические передачи устанавливаются на легковых автомобилях высшего класса МАЗ-53371, ЗИЛ-4104, автобусах ЛиАЗ-677, автомобилях-самосвалах БелАЗ-548А и некоторых специальных автомобилях.

1 Концепция автомобиля МАЗ-53371

Бортовые автомобили выпускаются Минским автозаводом с 1990 г. небольшими партиями. Кузов - металлическая платформа с открывающимися боковыми и задним бортами, настил пола - деревянный. Кабина - двухместная с двумя спальными местами, подрессоренная, откидывающаяся вперед гидроцилиндром с ручным приводом. Сиденье водителя - подрессоренное, регулируется по весу водителя, длине, высоте, наклону подушки и спинки.

Линейка выпускаемых автомобилей включает седельные тягачи, бортовые, средне тоннажные низкорамные автомобили, самосвалы, лесовозы, сортиментовозы, автомобили повышенной проходимости, автомобили-шасси под комплектацию всевозможного спецоборудования и установок. Колесные формулы вышеперечисленной автотехники представлены вариантами: 4х2, 4х4, 6х4, 6х6. Всего МАЗ выпускает более 250 модификаций автомобилей, свыше 60 модификаций прицепной техники, более пятидесяти модификаций автобусов. Завод в массовом производстве освоил шесть поколений тяжелых грузовиков.

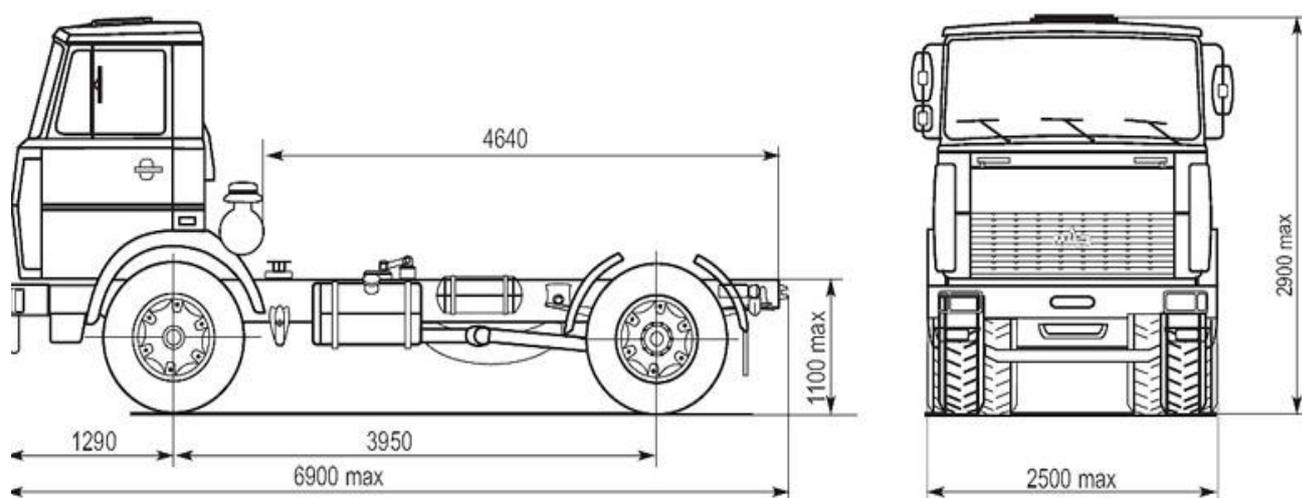


Рисунок 1 - Общий вид МАЗ 53371

До настоящего времени завод производит и прицепной состав. Это позволяет разрабатывать и производить тягачи, полностью унифицированные с полуприцепами, а бортовые автомобили — с прицепами. Прицепная техника (одно-, двух-, трехосная) может быть оборудована тентованными, жесткими и изотермическими кузовами; прицепы-шасси применяются под установку различного спецоборудования. Налажено производство прицепов к самосвалам с двусторонней разгрузкой. Филиалом завода «Белавтоприцеп» выпускаются также и прицепы к легковым автомобилям.

В августе 2006 года журналистам автоизданий были представлены первые автопоезда, соответствующие требованиям Евро-4 произведенные в

СНГ — автопоезд в составе седельного тягача МАЗ-53371 с полуприцепом МАЗ-975830 и бортовой автомобиль МАЗ-631019 с прицепом МАЗ-837310. С 2008 года завод планирует выпускать только автомобили, соответствующие нормам (рисунок 1).

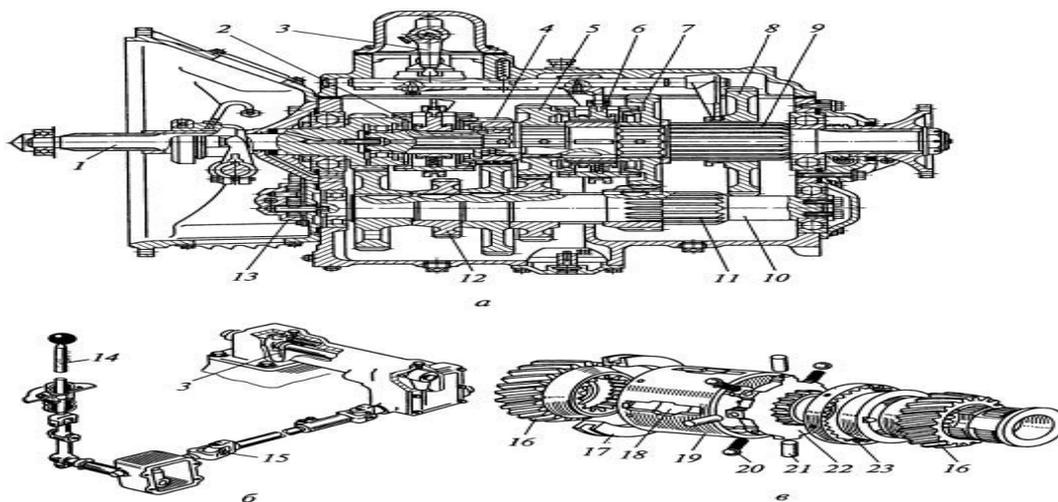
Среди автомобилей МАЗ особое место занимают модели нового для МАЗа класса — среднетоннажные автомобили. В 2003 году на ежегодном конкурсе грузовиков, проводимых журналом «Коммерс-авто» этот грузовик признан «Лучшим отечественным коммерческим автомобилем 2003 года».

1.1 Повышение эффективности коробки передач грузового автомобиля МАЗ 53371

Повышающая передача используется при движении по хорошим дорогам, а также при движении автомобиля с неполной нагрузкой. При этом уменьшается расход топлива и повышается долговечность двигателя, так как на повышающей передаче обеспечивается работа двигателя с меньшей частотой вращения коленчатого вала.

На рисунке 2 представлена коробка передач грузовых автомобилей МАЗ. Коробка передач трех вальная, пятиступенчатая, с синхронизаторами и с неавтоматическим дистанционным управлением. Высшая V передача в коробке передач повышающая, а IV – прямая.

Первичный вал 1 выполнен вместе с шестерней постоянного зацепления, а промежуточный вал 10 – с шестерней 11 первой передачи. Остальные шестерни, в том числе и шестерня 12 отбора мощности, закреплены на промежуточном вале при помощи шпонок.



а – продольный разрез; б – привод; в – синхронизатор; 1, 9, 10 – первичный, вторичный и промежуточный валы; 2, 6 – синхронизаторы; 3, 14 – рычаги; 4, 5, 7, 8, 11, 12, 16 – шестерни; 13 – насос; 15 – шарнир; 17, 23 – кольца; 18 – прорезь; 19 – корпус; 20 – фиксатор; 21 – штифт; 22 – муфта.

Рисунок 2 – Коробка передач грузовых автомобилей МАЗ

На вторичном валу установлены шестерни первой 8 передачи и заднего хода, второй 7, третьей 5 и пятой 4 передач, а также синхронизаторы 2 и 6. Внутри вторичного вала выполнен осевой канал, в который поступает масло для смазывания втулок, свободно установленных на валу шестерней II, III и V передач. Масло в канал нагнетается шестеренным насосом 13, который приводится в движение от промежуточного вала. Все шестерни коробки передач, кроме шестерни I передачи и заднего хода – косозубые и находятся в постоянном зацеплении. Шестерни I передачи и заднего хода – прямозубые.

При включении I передачи шестерня 8 вводится в зацепление с шестерней 11 промежуточного вала, а при включении заднего хода – с блоком шестерен заднего хода, установленным в картере коробки передач на оси на игольчатых подшипниках. Включение II и III передач осуществляется синхронизатором 6, а IV и V передач – синхронизатором 2.

1.2 Устройство синхронизаторов

Синхронизаторы имеют одинаковую конструкцию и отличаются только размерами – синхронизатор II и III передач больше синхронизатора IV и V передач.

Синхронизатор состоит из муфты 22 и корпуса 19. Муфта имеет внутренние шлицы, два наружных зубчатых венца и выступы, в которых размещаются шариковые фиксаторы 20 с пружинами и штифты 21. Корпус имеет фигурные прорези 18, и внутри него с обоих концов запрессованы бронзовые конические кольца 23. Муфта находится внутри корпуса и соединяется с ним шариковыми фиксаторами, а ее выступы проходят через фигурные прорези. Штифтами муфта соединена с кольцом 17, связанным с вилкой переключения передач. Шестерни 16 передач, включаемых синхронизатором, имеют наружные конусные поверхности и внутренние зубчатые венцы, соответствующие наружным зубчатым венцам муфты синхронизатора.

При переключении передачи передвигается муфта 22 и вместе с ней корпус 19 синхронизатора. Конусной поверхностью кольцо 23 прижимается к конусной поверхности шестерни 16, свободно вращающейся на вторичном валу. От трения, возникающего между поверхностями, корпус повернется на некоторый угол и его выступы упрутся в края фигурных прорезей, препятствуя передвижению муфты. После выравнивания скоростей вращения муфты и шестерни корпус повернется в исходное положение, не препятствуя продвижению муфты. При дальнейшем перемещении муфты ее зубчатый венец войдет в зацепление с зубчатым венцом шестерни, и передача будет бесшумно включена.

Выключение передачи производится передвижением муфты в исходное положение относительно корпуса синхронизатора, вследствие чего зубчатые венцы муфты и шестерни включенной передачи разъединяются.

1.3 Механизм переключения передач

Управление коробкой передач – неавтоматическое дистанционное. Рычаг 14 переключения передач соединяется с коробкой передач механическим приводом, включающим тяги, валики и карданные шарниры 15.

Привод соединен с рычагом 3 механизма переключения, находящегося в крышке коробки передач. Конец рычага входит в пазы головок ползунов с вилками переключения.

Механизм переключения также включает пружинные шариковые фиксаторы, плунжерный замок со штифтом и пружинный предохранитель. Фиксаторы исключают самопроизвольное выключение передач, замок – одновременное включение двух передач, а предохранитель – ошибочное включение заднего хода при включении I передачи.

2 Патентное исследование

RU 2318681. Авторы патента: Быкова Татьяна Евгеньевна (RU) Бондалетов Владислав Павлович (F16H29 - Передачи для сообщения вращательного движения с прерывисто действующими приводными элементами, например, со свободным ходом (обгонные муфты F16D 41/00).

Изобретение относится к области транспортного машиностроения, в частности к механическим бесступенчатым трансмиссиям на основе инерционных импульсных передач. Коробка передач состоит из входного вала (1), жестко соединенного с корпусом импульсного механизма (2), кинематический связанного с промежуточным валом (3), на котором установлены два механизма свободного хода (МСХ) - корпусной (4) и выходной (5). Наружная обойма (6) корпусного МСХ с корпусом коробки передач соединена с помощью кулачковой муфты (7). С корпусом импульсного механизма жестко соединена внутренняя полумуфта (8) одной из кулачковых муфт. Полумуфта (9) второй муфты жестко соединена с маховиком (10) выходного вала. На промежуточном валу между корпусом импульсного механизма и корпусным МСХ расположена наружная обойма (11) одной кулачковой муфты. На промежуточном валу между маховиком выходного вала и корпусным МСХ - наружная полумуфта (12) второй кулачковой муфты. Наружная полумуфта (12) жестко соединена с кулачковой муфтой (7) корпусного МСХ. Технический результат направлен на обеспечение передачи крутящего момента от маховика выходного вала к входному и наоборот.

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к механическим бесступенчатым трансмиссиям на основе инерционных импульсных передач, и может найти применение в транспортном машиностроении, например, в автомобильных бесступенчатых коробках передач.

Известны бесступенчатые механические автомобильные коробки передач на основе инерционных импульсных передач (см. Мальцев В.Ф. «Механические импульсные передачи». М.: Машиностроение, 1978 г.). Основное назначение таких передач - автоматическое изменение скорости вращения выходного вала при изменении сопротивления движению автомобиля независимо от скорости вращения входного вала.

Схема бесступенчатой механической автомобильной коробки передач (АКП) включает импульсный механизм, промежуточный вал с двумя механизмами свободного хода (МСХ): корпусным и выходным. Наружная обойма корпусного МСХ жестко соединена с корпусом АКП. Наружная обойма выходного механизма свободного хода одновременно является маховиком выходного вала.

В бесступенчатой механической АКП возможны три режима работы: стоповый режим, режим разгона и режим прямой передачи. На всех трех

режимах передача крутящего момента осуществляется в направлении от входного вала к маховику выходного вала путем передачи импульсов, возникающих от импульсного механизма, на вал с двумя МСХ, где корпусной МСХ отсекает отрицательный импульс, а выходной МСХ передает на выходной вал положительный импульс.

Передача крутящего момента осуществляется от входного вала к маховику выходного вала и далее на ведущую ось автомобиля.

В условиях эксплуатации автомобильного транспорта в коробках скоростей в отдельных режимах необходима передача крутящего момента в обратном направлении - от ведущей оси автомобиля к двигателю, то есть от выходного вала к входному.

В рассматриваемой бесступенчатой механической АКП жесткая связь между двигателем и маховиком выходного вала обеспечивается только в направлении от входного вала к выходному. Обратное направление передачи крутящего момента невозможно, этому препятствует выходной МСХ, осуществляющий передачу крутящего момента только в одном направлении.

Наиболее близким по технической сущности к предлагаемому изобретению является инерционная механическая передача (а.с. №153817, В60К, 1967 г.), состоящая из импульсного механизма, жестко связанного с двигателем, вала с двумя механизмами свободного хода и маховика выходного вала.

Недостатком данного решения является возможность передачи крутящего момента только в одном направлении - от входного вала к маховику выходного вала.

Задачей предлагаемого изобретения является устранение указанного недостатка, т.е. обеспечение передачи крутящего момента от маховика выходного вала к входному и наоборот.

Поставленная задача достигается тем, что бесступенчатая АКП, состоящая из импульсного механизма, промежуточного вала с корпусным и выходным МСХ и маховиком выходного вала, имеет на промежуточном валу две кулачковые муфты, установленные таким образом, что внутренняя обойма одной муфты жестко закреплена на корпусе импульсного механизма, а внутренняя обойма второй муфты - на маховике выходного вала, наружные обоймы обеих муфт установлены на промежуточном валу с возможностью осевого перемещения, при этом наружная обойма одной из муфт при соединении с внутренней обоймой на выходном маховике одновременно разъединяет наружную обойму корпусного МСХ с корпусом АКП.

Такая конструкция позволяет одновременно включить кулачковые муфты, что создает жесткое соединение маховика выходного вала с входным валом, что обеспечивает прямую передачу крутящего момента от входного вала к маховику выходного вала и наоборот, а также возможность торможения двигателем и запуск его путем «наката». Одновременно наружная обойма корпусного МСХ разъединяется с корпусом АКП, что уменьшает механические потери от МСХ.

Бесступенчатая АКП состоит из входного вала 1, жестко соединенного с корпусом импульсного механизма 2, кинематически связанного с промежуточным валом 3, на котором установлены два механизма свободного хода - корпусной 4 и выходной 5. Наружная обойма 6 корпусного МСХ с корпусом АКП соединена с помощью кулачковой муфты 7. С корпусом импульсного механизма жестко соединена внутренняя полумуфта 8 одной из кулачковых муфт, такая же полумуфта второй муфты 9 жестко соединена с маховиком 10 выходного вала. На промежуточном валу между корпусом импульсного механизма и корпусным МСХ расположена наружная обойма 11 одной кулачковой муфты, на промежуточном валу между маховиком выходного вала и корпусным МСХ - наружная полумуфта 12 второй кулачковой муфты. Наружная полумуфта 12 жестко соединена с кулачковой муфтой 7 корпусного МСХ (рисунок 3).

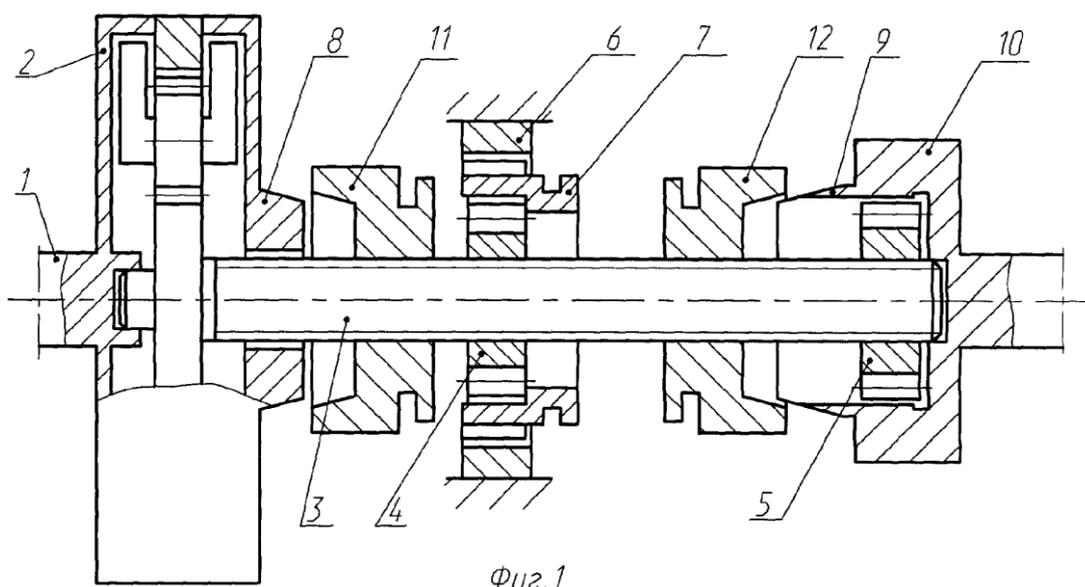


Рисунок 3 - Бесступенчатая АКП

Устройство работает следующим образом. При перемещении обоймы 11 до соединения с полумуфтой 8 корпус импульсного механизма жестко соединяется с промежуточным валом 3. При перемещении обоймы 12 до соединения с полумуфтой 9 маховика выходного вала происходит жесткое соединение промежуточного вала с маховиком выходного вала, при этом обойма 12 разъединяет наружный корпус 6 корпусного МСХ с корпусом АКП.

Формула изобретения.

Бесступенчатая механическая автомобильная коробка передач, состоящая из импульсного механизма, промежуточного вала с корпусным и выходным механизмами свободного хода и маховика выходного вала, отличающаяся тем, что она имеет установленные на промежуточном валу кулачковые муфты, причем внутренняя обойма одной кулачковой муфты

жестко закреплена на корпусе импульсного механизма, а внутренняя обойма второй кулачковой муфты - на маховике выходного вала, наружные обоймы обеих кулачковых муфт установлены на шлицевом участке промежуточного вала с возможностью осевого перемещения, наружная обойма корпусного механизма свободного хода соединена с корпусом автомобильной коробки передач третьей кулачковой муфтой, наружная обойма второй кулачковой муфты жестко соединена с третьей кулачковой муфтой, при этом наружная обойма корпусного механизма свободного хода кинематически связана с наружной обоймой выходного механизма свободного хода.

Соосная вально-планетарная передача

F16H37/08 - с дифференциальной передачей

B60K17/08 - механического типа

Авторы патента: Некрасов Владимир Иванович.

Владельцы патента: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Тюменский государственный нефтегазовый университет" (RU)

Изобретение относится к транспортному машиностроению, в частности к трансмиссии транспортных машин. Сущностью заявленной соосной вальнопланетарной коробки передач является то, что шестерня 10 на первичном валу 2 закреплена и находится в зацеплении с шестерней 7, имеющей зубчатый венец увеличенной ширины, свободно установленной на промежуточном валу 6. Шестерня 11 вторичного вала 3 также имеет зубчатый венец увеличенной ширины рядом с зубчатым венцом шестерни 10 первичного вала 2. На этих зубчатых венцах расположена полумуфта переключения передач 24, взаимосвязанная вилкой переключения 26 с другой полумуфтой 25, установленной на зубчатых венцах шестерен 7 и 8 промежуточного вала 6. Зубчатый венец 19 выходного вала водила 15 двухпозиционный. Зубчатый венец 20 выходного вала агрегата 5 трехпозиционный, муфта переключения 28 на этом венце имеет три внутренних зубчатых венца. На ползуне 30 муфты переключения 28 жестко закреплён зубчатый венец 31 с внутренним и внешним зацеплением, внешнее зацепление которого связано с трехпозиционным зубчатым венцом 23 корпуса агрегата 1. В результате достигается увеличение диапазона передаточных чисел вального редуктора при снижении его габаритов (рисунок 4).

Изобретение относится к транспортному машиностроению, в частности к трансмиссии транспортных машин. Известны агрегаты трансмиссии со ступенчатым изменением передаточных чисел, содержащие шестерни, валы, опоры, устройства переключения передач, применяемые на отечественных и зарубежных автомобилях. Эти агрегаты конструктивно сложны.

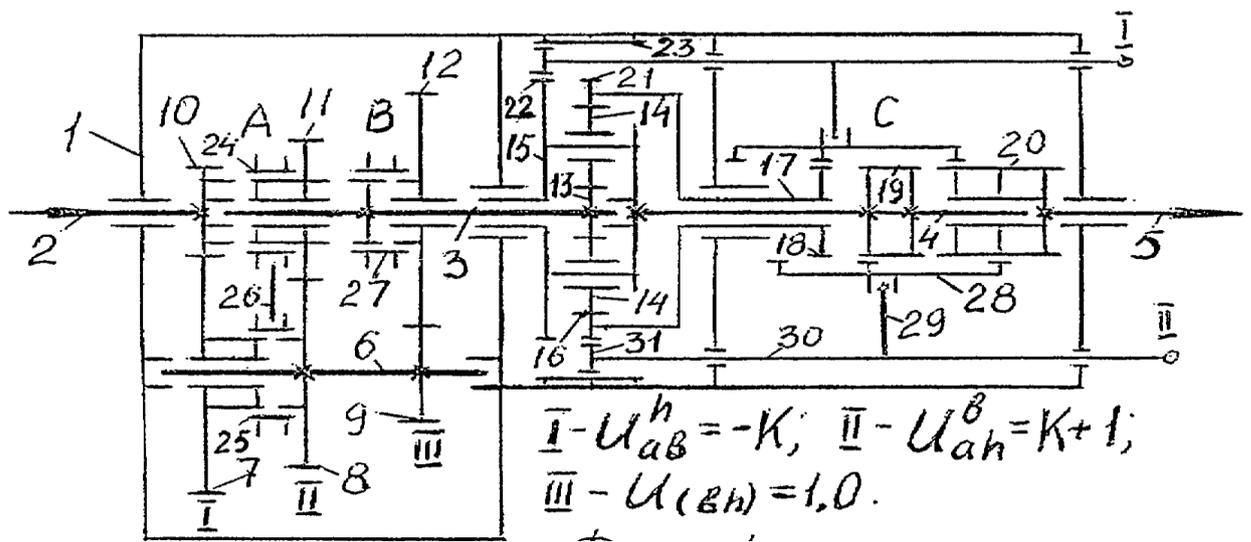


Рисунок 4 - Соосная вальная коробка переключения передач передач

Коробка передач содержит корпус агрегата, в котором расположены трехвальный соосный редуктор с тремя парами взаимозацепленных шестерен внешнего зацепления, шестерни на первичном и вторичном валах редуктора установлены свободно, между ними расположены две муфты переключения передач, шестерни на промежуточном валу объединены в блок, на выходе этого редуктора расположен простой трехзвенный планетарный механизм с водилом, сателлитами, эпициклическим колесом и солнечной шестерней, закрепленной на вторичном валу, первичный, вторичный валы редуктора, выходной вал водила и выходной вал агрегата расположены соосно, корпус трехвального редуктора, трубчатый вал водила и корпус эпициклического колеса имеют рядом расположенные зубчатые венцы, корпус эпициклического колеса с другой стороны, выходной вал водила и выходной вал агрегата имеют рядом расположенные зубчатые венцы, на зубчатом венце выходного вала агрегата установлена муфта переключения, которая имеет два внутренних зубчатых венца, она вилкой переключения и ползуном подвижно взаимосвязана с муфтой переключения, имеющей два внутренних зубчатых венца, установленной на зубчатом венце корпуса редуктора.

Описанная КП проще типовых конструкций трансмиссионных агрегатов, приведенных в книге, обеспечивает достаточный диапазон передаточных чисел (отношение передаточных чисел низшей передачи к высшей), но имеет ограниченные эксплуатационные возможности из-за увеличенного размера шестерни, свободно установленной на первичном валу, что ограничивает величину передаточного числа в зацеплении, затруднено переключение передач при изменении направления движения, так как между поддиапазонами заднего хода и низших передач расположен поддиапазон высших передач, усложнена конструкция муфты переключения, останавливающей водило или эпициклическое колесо относительно корпуса редуктора.

Задача, на решение которой направлено заявляемое изобретение, заключается в расширении эксплуатационных возможностей транспортного средства при упрощении конструкции и снижении металлоемкости трансмиссионного агрегата.

Поставленная задача решается за счет достижения технического результата, который заключается в увеличении диапазона передаточных чисел вального редуктора при снижении его габаритов и металлоемкости, усовершенствовании механизма переключения передач планетарного механизма.

Указанный технический результат достигается тем, что соосная вальнопланетарная коробка передач содержит корпус агрегата, в котором расположены трехвальный соосный редуктор с тремя парами взаимозацепленных шестерен внешнего зацепления, две шестерни на промежуточном валу объединены в блок, шестерни на вторичном валу редуктора установлены свободно, между ними расположена муфта переключения передач, на выходе этого редуктора расположен простой трехзвенный планетарный механизм с водилом, сателлитами, эпициклическим колесом и солнечной шестерней, закрепленной на вторичном валу, первичный, вторичный валы редуктора, выходной вал водила и выходной вал агрегата расположены соосно, водило и корпус эпициклического колеса имеют рядом расположенные зубчатые венцы, трубчатый вал корпуса эпициклического колеса, выходной вал водила и выходной вал агрегата имеют рядом расположенные зубчатые венцы, на зубчатом венце выходного вала агрегата установлена муфта переключения, которая вилкой переключения взаимосвязана с ползуном, шестерня на первичном валу закреплена, она находится в зацеплении с шестерней, имеющей зубчатый венец увеличенной ширины, свободно установленной на промежуточном валу, шестерня вторичного вала также имеет зубчатый венец увеличенной ширины рядом с зубчатым венцом шестерни первичного вала, на этих зубчатых венцах расположена полумуфта переключения передач, взаимосвязанная вилкой переключения с другой полумуфтой, установленной на зубчатых венцах шестерен промежуточного вала, зубчатый венец выходного вала водила двухпозиционный, зубчатый венец выходного вала агрегата трехпозиционный, муфта переключения на этом венце имеет три внутренних зубчатых венца, на ползуне муфты переключения жестко закреплен зубчатый венец с внутренним и внешним зацеплением, внешнее зацепление которого связано с трехпозиционным зубчатым венцом корпуса планетарного механизма.

Шестерня, свободно установленная на первичном валу, имела увеличенный диаметр, она ограничивала диапазон передаточных чисел вального редуктора, увеличивала его габариты и металлоемкость за счет роста межосевого расстояния. Планетарный механизм (ПМ) коробки передач прототипа обеспечивал три режима работы, но не в оптимальном режиме, при переходе с низшей передачи на задний ход надо переходить через

положение высших передач; для переключения передач требовалось две муфты с подвижным соединением между ними.

Предлагаемое техническое решение позволяет снизить габариты и металлоемкость вального редуктора за счет объединения шестерни с первичным валом, упростить механизм переключения передач за счет применения зубчатого венца с внутренним и внешним зацеплением вместо муфты переключения и реализовать три режима работы ПМ с оптимальным режимом переключения передач: I- $U_{ab}^h = -K$; II- $U_{ab}^b = K+1$; III- $U_{(bh)} = 1$ при установке двухпозиционного зубчатого венца выходного вала водила и трехпозиционного зубчатого венца выходного вала агрегата.

Вертикальный луч соответствует передаточному числу, равному единице. Чем больше наклон луча, тем выше величина передаточного числа. В логарифмическом масштабе наклон луча постоянный на любом участке лучевой диаграммы. Лучи пар шестерен внешнего зацепления обозначены I, II, III, а лучи, характеризующие режимы работы планетарного механизма, - $U=1,0$; U_{ab}^b и U_{ab}^h .

В опорах корпуса агрегата 1 соосно расположены первичный вал 2, вторичный вал 3, выходной вал водила 4 и выходной вал агрегата 5. Параллельно им установлен промежуточный вал 6, на котором свободно установлена шестерня 7 и закреплен блок шестерен внешнего зацепления 8 и 9. Эти шестерни взаимозацеплены соответственно с шестернями внешнего зацепления 10, 11 и 12, шестерня 10 закреплена на первичном валу 2 (изготовлена заодно с ним), шестерни 11 и 12 свободно установлены на вторичном валу 3. На вторичном валу 3 закреплена солнечная шестерня 13, которая зацеплена с сателлитами 14, установленными на осях водила 15 и зацепленными с эпициклическим колесом 16. Трубчатым валом 17 корпус эпициклического колеса 16 соединен с однопозиционным зубчатым венцом 18. На выходном валу водила 4 рядом с зубчатым венцом 18 закреплена двухпозиционный зубчатый венец 19. На выходном валу агрегата 5, рядом с зубчатыми венцами 18 и 19 закреплена трехпозиционный зубчатый венец 20. На наружной поверхности корпуса эпициклического колеса 16 расположен зубчатый венец 21. Рядом с зубчатым венцом 21 расположен зубчатый венец 22 водила 15. Трехпозиционный зубчатый венец 23 закреплена на корпусе агрегата 1 напротив зубчатых венцов 21 и 22. Муфта переключения (А) состоит из двух полумуфт 24 и 25, соединенных вилкой переключения 26, они установлены соответственно между шестернями 10-11 и 7-8. Муфта 27 (В) установлена на ступице вторичного вала 3 между шестернями 11 и 12. Муфта (С) 28 расположена на зубчатом венце 20 выходного вала агрегата 5. Вилка переключения 29 ползуном 30 подвижно соединена с муфтой переключения 28, на внутреннем конце ползуна 30 закреплена зубчатый венец 31 с внутренним и внешним зацеплениями.

Работа КП осуществляется следующим образом:

Муфты переключения А и В(27) находятся в правом положении (II) - (см. фиг.2, таблица вверху справа), муфта переключения С (28) - в среднем

положении (II). В этом случае (см. фиг.1) муфта А полумуфтой 25 соединяет шестерню 7 с шестерней 8 промежуточного вала 6, полумуфта 24 находится на зубчатом венце шестерни 11 вторичного вала 3 и не соединяет его с первичным валом 2, муфта В соединяет шестерню 12 с вторичным валом 3, муфта С (28) соединяет (см. фиг.1 внизу справа) зубчатый венец 19 выходного вала водила 4 с зубчатым венцом 20 выходного вала агрегата 5, вилкой переключения 29, ползуном 30 и зубчатым венцом 31 соединяет зубчатый венец 23 корпуса агрегата 1 с зубчатым венцом 21 и останавливает эпициклическое колесо 16 (b) относительно корпуса агрегата 1. Планетарный механизм (ПМ) находится в режиме с передаточным числом $U_{ah}^b = K + 1$. Верхний символ указывает на остановленное звено - b, нижние символы - на звенья входа (a - солнечная шестерня) и выхода (h - водило) крутящего момента, K - внутренний параметр ПМ, равный отношению чисел зубьев эпициклического колеса и солнечной шестерни - для приведенного на лучевой диаграмме варианта исполнения ПМ он равен 3, а передаточное число ПМ равно 4.

Крутящий момент от первичного вала 2 шестерней 10 передается на шестерню 7 (пара шестерен I) полумуфтой 25 на зубчатый венец шестерни 8 и промежуточный вал 6, шестерней 9 на шестерню 12 (пара шестерен III). От шестерни 12 муфтой переключения В (27) крутящий момент передается на вторичный вал 3 и солнечную шестерню 13. Солнечная шестерня 13 вращает сателлиты 14, которые, обкатываясь по остановленному эпициклическому колесу 16, передают увеличенный крутящий момент на водило 15, выходной вал водила 4, зубчатый венец 19, муфту переключения С (28), зубчатый венец 20 и выходной вал агрегата 5.

На лучевой диаграмме этой передаче соответствуют три последовательно соединенных луча: из т.0 на средней шкале слева (см. фиг.2) луч I направо вниз, затем луч III направо вверх и далее пологий луч ($U_{ab}^b = K + 1$) к т.1 справа на верхней шкале.

Вторая передача

Перемещаем муфту А в левое положение, при этом пара шестерен I выключается из работы, так как полумуфта 25 разобщает шестерни 7 и 8, включается пара шестерен II.

Крутящий момент от первичного вала 2 передается полумуфтой 24 на шестерню 11, далее на шестерню 8, затем, как на предыдущей передаче. На лучевой диаграмме этой передаче так же соответствуют три луча, но вместо луча I представлен луч II.

Третья передача

Изменяем положения муфт А и В, муфта А возвращается в положение, соответствующее первой передаче, а муфта В соединяет с вторичным валом 3 шестерню 11.

До шестерен промежуточного вала крутящий момент передается, как на первой передаче, далее по паре шестерен II (8-11), муфте 27 на вторичный вал 3, затем, как на предыдущих передачах.

На лучевой диаграмме этой передаче соответствуют лучи I, II и U_{ah}^b , направленные от т.0 к т.3.

Четвертая передача

Перемещаем муфту А в левое положение - обе муфты соединены с шестерней 11.

Крутящий момент от первичного вала 2 передается на вторичный вал 3 напрямую по полумуфте 24, шестерне 11 и муфте 27, затем, как на предыдущих передачах.

На лучевой диаграмме этой передаче соответствует один луч U_{ah}^b , направленный из т.0 к т.4.

Пятая передача

Возвращаем муфты А и В в состояние, соответствующее первой передаче, а муфту С перемещаем в положение III. Зубчатый венец 31 выходит из соединения с зубчатым венцом 21 корпуса эпициклического колеса 16 и находится в правом (выключенном) положении, муфта 28 левым и средним внутренними венцами соединяет правую часть зубчатого венца 19 водила 15 с зубчатым венцом 18 эпициклического колеса 16. При фиксированном соединении относительно друг друга двух звеньев ПМ он блокируется - все три звена вращаются с одинаковой частотой. Это состояние ПМ на лучевой диаграмме представлено вертикальными лучами - $U=1,0$.

Крутящий момент до ПМ передается, как на первой передаче, затем напрямую по ПМ и далее зубчатыми венцами 18 и 19, муфтой переключения 28 на зубчатый венец 20 и выходной вал агрегата 5.

На лучевой диаграмме эта передача представлена тремя лучами: два первых луча I и III соответствуют первой передаче, а третий луч направлен вертикально вверх к т.5.

Шестая передача

Переключаем муфту А в левое положение.

Крутящий момент до ПМ передается, как на второй передаче, а далее - как на предыдущей.

На лучевой диаграмме этой передаче соответствуют лучи II, III и $U=1,0$.

Седьмая передача

Изменяем положение муфт А и В в положение третьей передачи.

До ПМ крутящий момент передается, как на третьей передаче, далее - как на двух последних передачах. На лучевой диаграмме луч I с наклоном направо вниз и лучи II и $U=1,0$ характеризуют эту передачу.

Восьмая передача - прямая

Передвигаем муфту А налево.

До ПМ крутящий момент передается, как на четвертой передаче, затем - как на трех последних передачах.

Передачи заднего хода обеспечиваются ПМ при переключении муфты С в положение I - при этом зубчатый венец 31 от муфты С соединяет зубчатый венец 22 водила 15 с зубчатым венцом 23 корпуса агрегата 1 и

останавливает водило, муфта 28 средним зубчатым венцом (см. фиг.1 вверху справа) соединяет зубчатый венец 18 эпициклического колеса 16 с зубчатым венцом 20 выходного вала агрегата 5. ПМ работает в режиме $U_{ab}^h=-K$, солнечная шестерня 13 сателлитами 14, установленными на осях остановленного водила 15, медленно вращает эпициклическое колесо 16 и выходной вал агрегата 5 в противоположном направлении.

Первый задний ход - 1R

Устанавливаем муфты А и В в положение первой передачи для движения вперед, а муфту С - в положение I

До ПМ крутящий момент передается, как на первой передаче переднего хода, далее от солнечной шестерни 13 сателлитами 14 на эпициклическое колесо 16, затем по трубчатому валу 17, зубчатому венцу 18, муфте 28, зубчатому венцу 20 на выходной вал агрегата 5.

На лучевой диаграмме эта передача заднего хода представлена тремя лучами: I, III и $U_{ab}^h=-K$ от т.0 к т.1R.

Второй задний ход - 2R

Переключаем муфту А в левое положение.

Крутящий момент до ПМ передается, как на второй передаче переднего хода, затем, как на предыдущей передаче.

На лучевой диаграмме этой передаче соответствуют три луча: II, III и $U_{ab}^h=-K$.

Третий задний ход - 3R

Изменяем положения муфт А и В.

До ПМ крутящий момент поступает, как на третьей передаче переднего хода, далее, как на двух последних передачах.

На лучевой диаграмме три луча I, II и $U_{ab}^h=-K$ характеризуют эту передачу.

Четвертый задний ход - 4R

Перемещаем муфту А в левое положение.

До ПМ крутящий момент передается напрямую, как на четвертой передаче переднего хода, затем, как на последних передачах.

Пологий луч $U_{ab}^h=-K$ от т.0 до т.4R представляет эту передачу.

При изменении параметров шестерен внешнего зацепления и ПМ распределение передач и наклон лучей тоже изменятся.

Соосная вально-планетарная коробка передач, содержащая корпус агрегата, в котором расположены трехвальный соосный редуктор с тремя парами взаимозацепленных шестерен внешнего зацепления, две шестерни на промежуточном валу объединены в блок, шестерни на вторичном валу редуктора установлены свободно, между ними расположена муфта переключения передач, на выходе этого редуктора расположен простой трехзвенный планетарный механизм с водилом, сателлитами, эпициклическим колесом и солнечной шестерней, закрепленной на вторичном валу, первичный, вторичный валы редуктора, выходной вал водила и выходной вал агрегата расположены соосно, водило и корпус

эпициклического колеса имеют рядом расположенные зубчатые венцы, трубчатый вал корпуса эпициклического колеса, выходной вал водила и выходной вал агрегата имеют рядом расположенные зубчатые венцы, на зубчатом венце выходного вала агрегата установлена муфта переключения, которая вилкой переключения взаимосвязана с ползуном, отличающаяся тем, что шестерня на первичном валу закреплена, она находится в зацеплении с шестерней, имеющей зубчатый венец увеличенной ширины, свободно установленной на промежуточном валу, шестерня вторичного вала также имеет зубчатый венец увеличенной ширины рядом с зубчатым венцом шестерни первичного вала, на этих зубчатых венцах расположена полумуфта переключения передач, взаимосвязанная вилкой переключения с другой полумуфтой, установленной на зубчатых венцах шестерен промежуточного вала, зубчатый венец выходного вала водила двухпозиционный, зубчатый венец выходного вала агрегата трехпозиционный, муфта переключения на этом венце имеет три внутренних зубчатых венца, на ползуне муфты переключения жестко закреплена зубчатый венец с внутренним и внешним зацеплением, внешнее зацепление которого связано с трехпозиционным зубчатым венцом корпуса агрегата.

Синхронизатор (Патент RU 2126499): изобретение относится к транспортному машиностроению, а именно к синхронизаторам коробок переменных передач.

Известен синхронизатор для шестерни, патент ЕПВ N 0389324, F 16 D 23/06, публикация 26.09.90. г. (прототип), включающий: шестерню с зубчатым венцом; ступицу, в которой выполнены гнезда, в которых размещены фиксаторы с пружинами; муфту, расположенную на наружной поверхности ступицы с возможностью осевого перемещения по ней; блокирующее кольцо с зубчатым венцом на наружной поверхности и с внутренней конусной поверхностью, имеющее возможность осевого перемещения в муфте и зацепленное со ступицей также с возможностью осевого перемещения; внутреннее кольцо с внешней конусной поверхностью, размещенное между наружным кольцом и ступицей, которое связано со ступицей посредством впадин, выполненных с его внутренней стороны и выступов, выполненных на ступице; наружное кольцо, выполненное с внутренней и наружной конусной поверхностью и отогнутым наружу в радиальном направлении со стороны его большего диаметра - фланцем, на котором выполнены выступы, посредством которых оно связано с шестерней, и имеющее возможность перемещения в осевом направлении с возможностью фрикционного контакта своей внутренней конусной поверхностью с наружной конусной поверхностью внутреннего кольца, а наружной конусной поверхностью с внутренней конусной поверхностью блокирующего кольца.

Недостатками данной конструкции синхронизатора являются недостаточная надежность и долговечность, а также необходимость

приложения сравнительно большого усилия при переключении передач в коробке переменных передач и затраты большего времени на это переключение - в результате недостаточной суммарной площади фрикционного контакта между поверхностями внутреннего кольца, наружного кольца и блокирующего кольца.

Задача: повышение долговечности и надежности, уменьшение усилия и времени переключения передач в коробке переменных передач.

Решение поставленной задачи по первому варианту устройства достигается тем, что в синхронизаторе, содержащем шестерню с зубчатым венцом, ступицу, в которой выполнены гнезда, в которых размещены фиксаторы с пружинами, посредством которых ступица связана с муфтой, расположенной на наружной поверхности ступицы с возможностью осевого перемещения по ней, блокирующее кольцо с внутренней конусной поверхностью, которое зацеплено со ступицей с возможностью осевого перемещения и имеющего зубчатый венец на наружной поверхности, внутреннее кольцо с внешней конусной поверхностью, размещенное между наружным кольцом и ступицей, связанной с внутренним кольцом посредством выступов и впадин, наружное кольцо, выполненное с внутренней и наружной конусной поверхностью и отогнутым наружу в радиальном направлении со стороны его меньшего диаметра, фланцем, на котором выполнены выступы посредством которых оно связано с шестерней, и имеющее возможность перемещения в осевом направлении с возможностью фрикционного контакта своей внутренней конусной поверхностью с наружной конусной поверхностью внутреннего кольца, а наружной конусной поверхностью с внутренней конусной поверхностью блокирующего кольца, согласно изобретению, что внутреннее кольцо имеет внутреннюю конусную поверхность, на шестерне выполнен за одно целое с ней конус, поверхность которого имеет возможность фрикционного контакта с указанной внутренней конусной поверхностью внутреннего кольца, на котором выполнены выступы со стороны его меньшего диаметра, а в вырезах ступицы выполнены гнезда для размещения в них выступов внутреннего кольца, причем на внутреннем кольце, со стороны меньшего диаметра выполнено три выступа, расположенных а соответствующих трех вырезах гнезд ступицы под пружины фиксаторов.

Решение поставленной задачи по второму варианту устройства достигается тем, что в синхронизаторе, содержащем шестерню с зубчатым венцом, ступицу, в которой выполнены гнезда, в которых размещены фиксаторы с пружинами, посредством которых ступица связана с муфтой, расположенной на наружной поверхности ступицы с возможностью осевого перемещения по ней, блокирующее кольцо с внутренней конусной поверхностью, которое зацеплено со ступицей с возможностью осевого перемещения и имеющего зубчатый венец на наружной поверхности, внутреннее кольцо с внешней конусной поверхностью, размещенное между наружным кольцом и ступицей, связанной с внутренним кольцом посредством выступов и впадин, наружное кольцо, выполненное с

внутренней и наружной конусной поверхностью и отогнутым наружу в радиальном направлении со стороны его меньшего диаметра, фланцем, на котором выполнены выступы посредством которых оно связано с шестерней, и имеющее возможность перемещения в осевом направлении с возможностью фрикционного контакта своей внутренней конусной поверхностью с наружной конусной поверхностью внутреннего кольца, а наружной конусной поверхностью с внутренней конусной поверхностью блокирующего кольца, согласно изобретению, что блокирующее кольцо выполнено из двух взаимосвязанных внутреннего и наружного элементов, причем наружный элемент выполнен с зубчатым венцом, из материала с большими прочностными свойствами, чем внутренний элемент, а на наружном элементе блокирующего кольца выполнены кулачки расположенные в радиальном направлении с его стороны обращенной к ступице и связанные с внутренним кольцом со стороны его меньшего диаметра. В одном из частных случаев, наружный элемент блокировочного кольца выполнен из металлокерамики, а внутренний элемент из сплава цветных металлов, а взаимосвязь между внутренним элементом блокировочного кольца и его наружным элементом осуществлена за счет того, что на внутреннем элементе выполнены выемки, расположенные в нем со стороны обращенной к ступице, в которые входят кулачки наружного элемента.

Сравнение заявляемых технических решений (вариантов) с уровнем техники по научно-технической и патентной документации на дату приоритета в основной и смежной рубриках показывает, что совокупность существенных признаков заявляемых решений ранее не была известна, следовательно они соответствуют условию патентоспособности "новизна". Анализ известных технических решений (вариантов) в данной области техники показал, что предложенные устройства имеют признаки, которые отсутствуют в известных технических решениях, а использование их в заявленной совокупности признаков дает возможность получить новый технический эффект, следовательно, предложенные технические решения имеют изобретательский уровень по сравнению с существующим уровнем техники.

Предложенные технические решения (варианты) промышленно применимы, так как могут быть изготовлены промышленными способами, работоспособны, осуществимы и воспроизводимы, следовательно, соответствуют условию патентоспособности "промышленная применимость".

Сущность первого варианта изобретения поясняется на чертежах: Фиг. 1 - синхронизатор, общий вид, разрез по оси вала коробки передач; Фиг. 2 - поперечный разрез синхронизатора с видом на блокирующее, наружное и внутреннее кольца.

Сущность второго варианта изобретения поясняется на чертежах: Фиг. 3 - синхронизатор общий вид, разрез по оси вала коробки передач; Фиг. 4 -

поперечный разрез синхронизатора с видом на наружное и внутреннее кольца и элементы блокирующего кольца.

Фиг. 5 - сечение А-А на фиг. 3. (пояснительный чертеж с увеличением и местным вырезом).

Синхронизатор по первому варианту содержит: ступицу 1 с фиксаторами 2, способную передавать крутящий момент с вала 3 на муфту 4, расположенную на наружной поверхности ступицы 1 и имеющую возможность осевого перемещения по ней; блокирующее кольцо 5, находящееся в зацеплении с зазором со ступицей 1 через ее выемки 6 посредством своих кулачков 7 и имеющее зубчатый венец 8 на наружной поверхности; внутреннее кольцо 9, находящееся своей внутренней конусной поверхностью 10 во фрикционном контакте с поверхностью 11 конуса 12, выполненного на боковой части шестерни 13 (или шестерни 14) заодно целое с ней, и связанное со ступицей 1, в частном случае, с помощью трех выступов 15, расположенных в соответствующих трех боковых вырезах 16 гнезд 17 ступицы 1, выполненных под пружины 18 фиксаторов 2; наружное кольцо 19, связанное с шестерней 13 или шестерней 14, через выемки 20 синхронизирующего венца 21 или синхронизирующего венца 22 этих шестерен, посредством выступов 23, выполненных на его отогнутом в радиальном направлении наружу, со стороны его большего диаметра, фланце 24. Наружное кольцо 19 имеет возможность перемещения в осевом направлении с возможностью фрикционного контакта своей внутренней конусной поверхностью 25 с наружной конусной поверхностью 26 внутреннего кольца 9, а наружной конусной поверхностью 27 с внутренней конусной поверхностью 28 блокирующего кольца 5 (см. фиг. 1, 2.).

Фиксатор 2 кроме пружины 18 содержит шарик 29 и сухарь 30. Посредством шлицов (на чертежах они показаны, но не обозначены позициями) и посредством сухарей 30 и шариков 29 муфта 4 связана со ступицей 1.

Синхронизирующие венцы 21, 22 выполнены с торцевых сторон шестерен 13 и 14, обращенных к ступице 1 синхронизатора.

Работает синхронизатор по первому варианту следующим образом. При включении одной из двух возможных для синхронизатора передач, муфта 4 движется в сторону шестерни 13 (или шестерни 14) воздействуя через шарик 29 фиксатора 2 на его сухарь 30, который в свою очередь толкает блокирующее кольцо 5, связанное кулачками 7 со ступицей 1 через ее выемки 6. После выбора зазоров по поверхностям 10 и 11, 25 и 26, 27 и 28 между конусом 12, внутренним кольцом 9, наружным кольцом 19 и блокировочным кольцом 5, под действием момента трения блокирующее кольцо 5 проворачивается в пределах выемок 6 ступицы 1 и зубья его зубчатого венца 8 перекрывают путь зубьям муфты 4, чем обеспечивается ее блокировка от включения до полной синхронизации. Под действием момента трения между поверхностями 10 и 11, 25 и 26, 27 и 28 идет работа синхронизации деталей синхронизатора. При выравнивании скоростей вращения муфты 4 и шестерни 13 (или шестерни 14) момент трения между

вышеперечисленными взаимодействующими поверхностями исчезает и муфта 4, отжимая блокирующее кольцо 5, по скосам зубьев зубчатого венца 8 перемещается дальше в сторону синхронизирующего венца 21 шестерни 13 (или в сторону синхронизирующего венца 22 шестерни 14) до надвигания на этот венец 21 (или венец 22) своим внутренним зубчатым венцом, т.е. до полного включения передачи (см. фиг. 1, 2).

За счет того, что в заявляемой конструкции (по первому варианту) внутреннее кольцо 9 имеет внутреннюю конусную поверхность 10, а на боковой части шестерни 13 (и шестерни 14) выполнен заодно целое с ней конус 12, поверхность 11 которого имеет возможность фрикционного контакта с указанной внутренней конусной поверхностью 10 внутреннего кольца 9, и за счет того, что внутреннее кольцо 9 связано со ступицей 1 с помощью выступов 15, выполненных со стороны его меньшего диаметра и расположенных в соответствующих (в частном случае) боковых вырезках 16 гнезд 17 ступицы 1 (т.е. рабочая поверхность - конусная поверхность 10 внутреннего кольца 9 не затрагивается для выполнения в ней каких-то соединительных участков со ступицей 1, как это сделано в прототипе), - суммарная площадь фрикционного контакта между поверхностями 10, 11, 25, 26, 27, 28 конуса 12, внутреннего кольца 9, наружного кольца 19 и блокирующего кольца 5 увеличена по сравнению с прототипом, в результате чего повышается надежность и долговечность синхронизатора в целом, и к тому же уменьшаются усилия между взаимодействующими элементами (кольцами 5, 9, 19 и конусом 12) при синхронизации, что приводит к уменьшению усилия и времени переключения передач.

Синхронизатор по второму варианту содержит: ступицу 1 с фиксаторами 2, способную передавать крутящий момент с вала 3 на муфту 4, расположенную на наружной поверхности ступицы 1 и имеющую возможность осевого перемещения по ней; блокирующее кольцо 5, состоящее из наружного элемента 6 и внутреннего элемента 7; внутреннее кольцо 8, находящееся своей внутренней конусной поверхностью 9 во фрикционном контакте с поверхностью 10 конуса 11, выполненного на боковой части шестерни 12 (или шестерни 13) заодно целое с ней; наружное кольцо 14, связанное с шестерней 12 или шестерней 13 посредством выступов 15 на фланце 16 и соответствующих им выемок 17, выполненных в синхронизирующем венце 18 шестерни 12 или синхронизирующем венце 19 шестерни 13. Фланец 16 выполнен со стороны большего диаметра наружного кольца 14 отогнутым в радиальном направлении наружу. Наружное кольцо 14 имеет возможность перемещения в осевом направлении с возможностью фрикционного контакта своей внутренней конусной поверхностью 20 с наружной конусной поверхностью 21 внутреннего кольца 8, а наружной конусной поверхностью 22 с внутренней конусной поверхностью 23 внутреннего элемента 7 блокирующего кольца 5 (см. фиг. 3, 4).

Синхронизирующие венцы 18, 19 выполнены заодно целое с шестернями 12, 13, с их торцевых сторон, обращенных к ступице 1 синхронизатора.

Наружный элемент 6 блокирующего кольца 5 имеет на наружной поверхности зубчатый венец 24, а со стороны обращенной к ступице 1 три кулачка 25 (см. фиг. 5), выполненных в радиальном направлении внутрь. Основания кулачков 25 расположены с зазором в выемках 26 ступицы 1, чем и обеспечивается зацепление наружного элемента 6 блокирующего кольца 5 со ступицей 1. Внутренний элемент 7 блокирующего кольца 5 имеет со стороны обращенной к ступице 1 три выемки 27, через которые проходят средней частью кулачки 25 наружного элемента 6 блокирующего кольца 5, чем и обеспечивается их взаимосвязь. Концы кулачков 25 наружного элемента 6 блокирующего кольца 5 расположены в соответствующих выемках 28 внутреннего кольца 8, выполненных в нем со стороны его меньшего диаметра. Наружный элемент 6 блокирующего кольца 5 выполнен, в частном случае, из металлокерамики, а внутренний элемент 7 - из сплава цветных металлов (как в целом блокирующее кольцо у прототипа). Фиксатор 2 содержит шарик 29, сухарь 30 и пружину 31. Посредством шлицов (на чертежах они показаны, но не обозначены позициями) и посредством сухарей 30 и шариков 29 муфта 4 связана со ступицей 1.

Работает синхронизатор по второму варианту следующим образом. При включении одной из двух возможных для синхронизатора передач, муфта 4 движется в сторону шестерни 12 (или шестерни 13) воздействуя через шарик 29 фиксатора 2 на его сухарь 30, который в свою очередь толкает блокирующее кольцо 5, а конкретнее его наружный элемент 6, связанный основаниями кулачков 25 со ступицей 1, через ее выемки 26. Наружный элемент 6 в свою очередь толкает взаимосвязанный с ним, посредством кулачков 25 и выемок 26, внутренний элемент 7. После выбора зазоров по поверхностям 9 и 10, 20 и 21, 22 и 23 между конусом 11, внутренним кольцом 8, наружным кольцом 14 и внутренним элементом 7 блокирующего кольца 5 под действием момента трения наружный элемент 6 блокирующего кольца 5 проворачивается в пределах выемок 26 ступицы 1 и зубья его зубчатого венца 24 перекрывают путь зубьям муфты 4, чем и обеспечивается ее блокировка от включения до полной синхронизации. Под действием момента трения между поверхностями 9 и 10, 20 и 21, 22 и 23 идет работа синхронизации деталей синхронизатора. При выравнивании скоростей вращения муфты 4 и шестерни 12 (или шестерни 13) момент трения между вышеперечисленными взаимодействующими поверхностями исчезает и муфта 4, отжимая наружный элемент 6 блокирующего кольца 5 по скосам зубьев зубчатого венца 24 перемещается дальше в сторону синхронизирующего венца 18 шестерни 12 (или в сторону синхронизирующего венца 19 шестерни 13) до надвигания на этот венец 18 (или венец 19) своим внутренним зубчатым венцом, т.е. до полного включения передачи (см. фиг. 3, 4, 5).

За счет того, что в заявляемом объекте (по второму варианту) внутреннее кольцо 8 имеет внутреннюю конусную поверхность 9, а на боковой части шестерни 12 (и шестерни 13) выполнен заодно целое с ней

конус 11, поверхность 10 которого имеет возможность фрикционного контакта с указанной внутренней конусной поверхностью 9 внутреннего кольца 8, и за счет того, что внутреннее кольцо 8 связано с наружным элементом 6 блокировочного кольца 5 посредством кулачков 25 наружного элемента 6 и выемок 28 внутреннего кольца 8 со стороны его меньшего диаметра, т.е. со стороны обращенной к ступице 1 (т.е. рабочая поверхность - конусная поверхность 9 внутреннего кольца 8 не затрагивается для выполнения в ней каких-то соединительных участков со ступицей 1, как это сделано в прототипе), - суммарная площадь фрикционного контакта между поверхностями (9, 10, 20, 21, 22, 23) конуса 11, внутреннего кольца 8, наружного кольца 14 и блокирующего кольца 5 увеличена по сравнению с прототипом, в результате чего повышается надежность и долговечность синхронизатора в целом, и к тому же уменьшаются усилия между этими фрикционно взаимодействующими деталями, что приводит к уменьшению усилия и времени переключения передач.

1. Синхронизатор, содержащий шестерню с зубчатым венцом, ступицу, в которой выполнены гнезда, в которых размещены фиксаторы с пружинами, посредством которых ступица связана с муфтой, расположенной на наружной поверхности ступицы с возможностью осевого перемещения по ней, блокирующее кольцо с внутренней конусной поверхностью, которое зацеплено со ступицей с возможностью осевого перемещения и имеющее зубчатый венец на наружной поверхности, внутреннее кольцо с наружной конусной поверхностью, размещенное между наружным кольцом и ступицей (рисунок 5).

2. Синхронизатор по п.1, отличающийся тем, что на внутреннем кольце со стороны его меньшего диаметра выполнено три выступа, расположенных в соответствующих трех боковых вырезах гнезд ступицы под пружины фиксаторов.

3. Синхронизатор, содержащий шестерню с зубчатым венцом, ступицу, в которой выполнены гнезда, в которых размещены фиксаторы с пружинами, посредством которых ступица связана с муфтой, расположенной на наружной поверхности ступицы с возможностью осевого перемещения по ней, блокирующее кольцо с внутренней конусной поверхностью, которое зацеплено со ступицей с возможностью осевого перемещения и имеющее зубчатый венец на наружной поверхности, внутреннее кольцо с наружной конусной поверхностью, размещенное между наружным кольцом и ступицей, связанной с внутренним кольцом посредством выступов и впадин, наружное кольцо, выполненное с внутренней и наружной конусной поверхностью и отогнутым наружу в радиальном направлении со стороны его большего диаметра фланцем, на котором выполнены выступы, посредством которых оно связано с шестерней и имеющее возможность перемещения в осевом направлении с возможностью фрикционного контакта своей внутренней конусной поверхностью с наружной конусной поверхностью внутреннего кольца, а наружной конусной поверхностью с внутренней конусной

поверхностью блокирующего кольца, отличающийся тем, что блокирующее кольцо выполнено из двух взаимосвязанных внутреннего и наружного элемента, причем наружный элемент выполнен с зубчатым венцом - из материала с большими прочностными свойствами, чем внутренний элемент, а на наружном элементе блокирующего кольца выполнены кулачки, расположенные в радиальном направлении с его стороны, обращенной к ступице, и связанные с внутренним кольцом со стороны его меньшего диаметра.

4. Синхронизатор по п.3, отличающийся тем, что наружный элемент выполнен из металлокерамики, а внутренний элемент - из сплава цветных металлов.

5. Синхронизатор по п.3, отличающийся тем, что на внутреннем элементе выполнены выемки, размещенные в нем со стороны, обращенной к ступице, в которые входят кулачки наружного элемента.

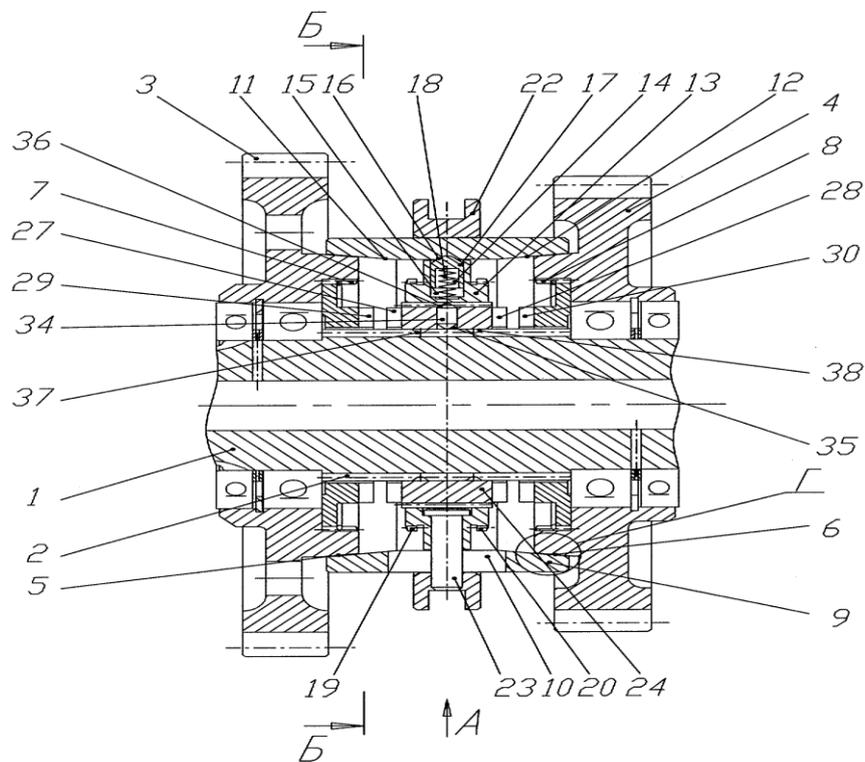


Рисунок 5 - Устройство синхронизатора

3 Основная часть

Исходные данные:

1. Прототип автотранспортного средства – МАЗ 53371

2. Колесная формула – 4x2

3. Тип двигателя внутреннего сгорания – дизель

4. $M_e \max$ – 883Н·м

5. Расчетный механизм – коробка передач с демультипликатором

В таблице 1 указана техническая характеристика автомобиля МАЗ 53371.

Таблица 1 - Техническая характеристика автомобиля МАЗ 53371.

Параметр	МАЗ 53371
Двигатель	Дизель с турбонаддувом
Рабочий объем, m^3	6230
Кол-во, расположение цилиндров	6, рядное
Максимальная стендовая мощность. $kBt / (об/мин)$	92 /2800
Максимальный крутящий момент. $H \cdot m / (об/мин)$	370/ 1700
Трансмиссия	механическая
Привод	на задние колеса
Коробка передач	5-ступенчатая
Передаточные числа	6.286; 3.391; 2,133; 1,351; 1,000; з. х. 1,429
Главная передача	5.857
Колесная база, mm	3700
Длина старика высота, mm	6425/ 2380 2420
Колея передняя задняя, mm ;	1700
Снаряженная масса, kg	3900
Полная масса, kg	16000
Диаметр разворота, m	19.2
Размер шин	240 R 20
Максимальная скорость. $km/ч$	85
Расход топлива, $л/100 км$: при 60 км ч при 50 км ч	18

3.1 Расчет коробки передач

3.1.1. Кинематический расчет коробки передач

Предварительный выбор модуля коробки передач, выбирается по графикам из справочной литературы [3, стр 39]. Вычисляется по формуле:

$$m_n = f(M_{\text{вед}}) \quad (1)$$

где m_n – нормальный модуль зацепления (округляется до стандартных значений);

$M_{\text{вед}}$ – максимальный момент на ведомом валу коробки передач, Н·м:

$$M_{\text{вед}} = M_{\text{max}} \cdot i_{k1}, \quad (2)$$

где i_{k1} – передаточное отношение первой передачи. Принимаем его из прототипа;

M_{max} – максимальный момент на коленчатом валу двигателя.

$$M_{\text{вед}} = 1225 \cdot 7,23 = 8856,75, \text{ об/мин}$$

Принимаем $m_n = 6$.

Разбиваем передаточные числа между отдельными парами шестерен.

Передаточные числа основной и дополнительной коробки берутся из прототипа. Для основной коробки передач они составляют: $i_{k1} = 1,96$; $i_{k2} = 1,39$; $i_{k3} = 1,00$; $i_{k4} = 0,71$; $i_{zx} = 2,99$. Передаточные числа дополнительной коробки равны $i_{d1} = 1,97$; $i_{d2} = 2,00$ они получаются путем разбивки общего передаточного числа дополнительной коробки, опираясь на графическое изображение прототипа.

Передаточное число шестерни постоянного зацепления вычисляется по формуле:

$$i_{nz} = 0,85 \cdot \sqrt{i_{k1}} \quad (3)$$

$$i_{nz} = 0,85 \cdot \sqrt{1,96} = 1,19.$$

Определяем минимальное число зубьев для шестерни первой передачи для прямозубого варианта:

$$Z_{\text{min}} = 2 \cdot f_0 / \left(\sqrt{(1 + 2 \cdot i) \sin^2 \alpha + i^2} - i \right) \quad (4)$$

где f_0 – коэффициент высотной коррекции зуба ($f_0 = 1$);

i – передаточное число данной пары шестерен i ,

$$i = i'_{ki} \quad (5)$$

α – угол зацепления ($\alpha = 20$), град.

$$Z_{\min} = 2 \cdot 1_0 / \left(\sqrt{(1 + 2 \cdot 1.65) \sin^2 20 + 1.65^2} - 1.65 \right) = 24$$

3.1.2 Силовой расчет коробки передач

Определение сил действующих в зацепление шестерен.

На ведущем валу.

Окружная сила:

$$P_i = M_{\max} / r_0, \text{ Н} \quad (6)$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, Нм;

r_0 – радиус начальной окружности рассчитываемой шестерни (i-ой), м.

$$P_8 = 1225 / (175 \cdot 0.5 / 1000) = 14000, \text{ Н}$$

$$P_{12} = 1225 \cdot 1.96 / (133 \cdot 0.5 / 1000) = 36105, \text{ Н}$$

Радиальная сила:

$$R_i = P_i \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma, \text{ Н} \quad (7)$$

$$R_8 = 14000 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 31 = 5944.8, \text{ Н}$$

На ведомом валу

Окружная сила:

$$P'_i = M_{\max} \cdot i_{ki} / r_0, \text{ Н} \quad (8)$$

$$P'_2 = 1225 \cdot 1.96 / (238 \cdot 0.5 / 1000) = 20176.5, \text{ Н}$$

$$P'_4 = 1225 \cdot 1.39 / (210 \cdot 0.5 / 1000) = 16216.7, \text{ Н}$$

Радиальная сила:

$$R_i = P_i \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma, \text{ Н}, \quad (9)$$

$$R_2 = 20176.5 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 31 = 8567.33, \text{ Н}$$

$$R_4 = 16216.7 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 31 = 6885.9, \text{ Н}$$

Осевая сила:

$$A_i = P_i \cdot \operatorname{tg} \gamma, \text{ Н} \quad (10)$$

$$A_2 = 20176.5 \cdot \operatorname{tg} 31 = 12123.25, \text{ Н}$$

$$A_4 = 16216.7 \cdot \operatorname{tg} 31 = 9743.9, \text{ Н}$$

Промежуточный вал.

Окружная сила:

$$P''_i = M_{\max} \cdot i_{nz} / r_0, \text{ Н} \quad (11)$$

$$P_1'' = 1225 \cdot 1,19 / (147 \cdot 0,5 / 1000) = 19833,33, \text{ Н}$$

$$P_3'' = 1225 \cdot 1,19 / (175 \cdot 0,5 / 1000) = 16660, \text{ Н}$$

$$P_5'' = 1225 \cdot 1,19 / (238 \cdot 0,5 / 1000) = 12250, \text{ Н}$$

Радиальная сила:

$$R_i = P_i \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma, \text{ Н} \quad (12)$$

$$R_1 = 19833,33 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 31 = 8421,6, \text{ Н}$$

$$R_3 = 16660 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 31 = 7074,2, \text{ Н}$$

$$R_5 = 12250 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 31 = 5201,6, \text{ Н}$$

Осевая сила:

$$A_i = P_i \cdot \operatorname{tg} \gamma, \text{ Н} \quad (13)$$

$$A_1 = 19833,33 \cdot \operatorname{tg} 31 = 11917,1, \text{ Н}$$

$$A_3 = 16660 \cdot \operatorname{tg} 31 = 10010,3, \text{ Н}$$

$$A_5 = 12250 \cdot \operatorname{tg} 31 = 7360,5, \text{ Н}$$

3.2 Подбор и расчет подшипников и расчет зубчатых колес

3.2.1 Проверочный расчет подшипников ведущего вала коробки

Исходные данные:

Требуемая долговечность

$L_h = 4000$ ч.

Тип подшипника: 50315 ГОСТ 8338-75.

Грузоподъемность подшипника $C_r = 112 \cdot 10^3$ Н, $C_{or} = 72,5 \cdot 10^3$ Н.

Угловая скорость

$\omega = 146,5$ рад/с.

Силы действующие на опоры вала:

$R_A = 8412$ Н;

$R_T = 9721$ Н;

Находим значения X, Y, в зависимости от соотношения R_a / C_{or} :

$$R_a / C_{or} = 8412 / 72500 = 0,116 \quad (14)$$

Принимаем

$$X=0,45 \quad Y=1,22 \quad e=0,45$$

Определение эквивалентной динамической нагрузки
Вычислим отношения:

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{8412}{1 \cdot 9721} = 0,86 \quad (15)$$

где $V=1$ – коэффициент вращения.

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = 0,86 > e = 0,45$$

$$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 0,45 \cdot 9721 + 1,22 \cdot 8412) \cdot 1,1 \cdot 1 = 16100 \text{ Н}$$

Определяем расчетную долговечность подшипников

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \quad (16)$$

$m = 3$ - показатель степени для шариковых подшипников;

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{573 \cdot 146,5} \cdot \left(\frac{112 \cdot 10^3}{16100} \right)^3 = 4010 \text{ ч}$$

Принимаем данный подшипник, т.к. он удовлетворяет по долговечности заданному условию.

3.2.2 Проверочный расчет подшипников промежуточного вала коробки

Исходные данные:

Требуемая долговечность,

$L_n = 4000$ ч.

Тип подшипника: 2312 ГОСТ 8328-75, тип 32000.

Грузоподъемность подшипника,

$$C_r = 123 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad C_{or} = 76,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Угловая скорость, $\omega = 123$ рад/с.

Силы действующие на опоры вала:

$$R_A = 3575 \text{ Н};$$

$$R_r = 7840 \text{ Н};$$

Находим значения X , Y , e в зависимости от соотношения R_a / C_{or} :

$$R_a / C_{or} = 3575 / 76500 = 0,047 \quad (17)$$

Принимаем $X=0,56$ $Y=1,8$ $e=0,25$

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Вычислим отношения:

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{3575}{1 \cdot 7840} = 0,456 \quad (18)$$

где $V=1$ – коэффициент вращения.

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = 0,456 > e = 0,25$$

$$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 7840 + 1,8 \cdot 3575) \cdot 1,2 \cdot 1 = 13000 \text{ Н}$$

Определяем расчетную долговечность подшипников

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \quad (19)$$

где $m=3$ - показатель степени для роликовых подшипников;

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{573 \cdot 123} \cdot \left(\frac{123 \cdot 10^3}{13000} \right)^3 = 12018 \text{ ч}$$

Принимаем данный подшипник, т.к. он удовлетворяет по долговечности заданному условию.

Исходные данные:

Требуемая долговечность, $L_h=4000$ ч.

Тип подшипника: 7312 ГОСТ 333-79.

Грузоподъемность подшипника, $C_r = 128 \cdot 10^3$ Н, $C_{or} = 96,5 \cdot 10^3$ Н.

Угловая скорость, $\omega = 123$ рад/с.

Силы действующие на опоры вала:

$$R_A = 3575 \text{ Н};$$

$$R_r = 6473 \text{ Н};$$

В подшипниковом узле устанавливаем два одинаковых конических роликовых подшипника.

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Вычислим отношения:

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{8412}{1 \cdot 9721} = 0,86 \quad (20)$$

$V=1$ – коэффициент вращения.

Находим значения X, Y, в зависимости от e по формулам:

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tga} = 1,5 \cdot \operatorname{tg}6 = 0,16 \quad (21)$$

$$\frac{R_a}{V \cdot R_r} = \frac{3575}{1 \cdot 6473} = 0,55 > e = 0,16$$

$$Y = 0,67 \cdot \operatorname{ctga} = 0,67 \cdot \operatorname{ctg}6 = 6,38$$

$$X = 0,67$$

Принимаем X=0,67 Y=6,38 e=0,55

$$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 0,67 \cdot 6473 + 6,38 \cdot 3575) \cdot 1,2 \cdot 1 = 32800 \text{ Н}$$

Определяем расчетную долговечность подшипников

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_{r\Sigma}}{R_E} \right)^m \quad (22)$$

Где m=3,33 - показатель степени для конических роликовых подшипников;

$$C_{r\Sigma} = 1,714 \cdot C_r \quad (23)$$

$$C_{r\Sigma} = 1,714 \cdot C_r = 1,714 \cdot 128 = 219,4 \text{ кН}$$

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{573 \cdot 123} \cdot \left(\frac{219,4 \cdot 10^3}{32800} \right)^{3,33} = 7950,5 \text{ ч}$$

Принимаем данный подшипник т.к. он удовлетворяет по долговечности заданному условию.

Расчет зубчатых колес

Шаг по делительной окружности, мм:

$$t_H = \pi \cdot m_s, \quad (24)$$

$$t_H = 3,14 \cdot 7 = 22 \text{ мм}$$

$$b = a \cdot m_s,$$

$$b = 4,5 \cdot 7 = 32 \text{ мм}$$

Приведенное число зубьев косозубых шестерен:

$$Z_{\text{пр}} = Z / \cos^3 \gamma$$

$$Z_{\text{пр}1} = 21 / \cos^3 31 = 33$$

$$Z_{\text{пр}2} = 34 / \cos^3 31 = 54$$

$$Z_{\text{пр}3} = 25 / \cos^3 31 = 40$$

$$\begin{aligned}
Z_{\text{прз4}} &= 30/\cos^3 31 = 48 \\
Z_{\text{прз5}} &= 34/\cos^3 31 = 54 \\
Z_{\text{прз6}} &= 21/\cos^3 31 = 33 \\
Z_{\text{прз8}} &= 25/\cos^3 31 = 40 \\
Z_{\text{прз7}} &= 30/\cos^3 31 = 48
\end{aligned}$$

По значениям приведенного числа зубьев находим коэффициент формы зуба по справочным таблицам:

$$\begin{aligned}
y_{z1} &= 0.124 \\
y_{z2} &= 0.147 \\
y_{z3} &= 0.136 \\
y_{z4} &= 0.144 \\
y_{z5} &= 0.147 \\
y_{z6} &= 0.124 \\
y_{z7} &= 0.144 \\
y_{z8} &= 0.136
\end{aligned}$$

Определяем деформацию зубьев от изгиба и сжатия, МПа:

$$\sigma = P_i / (y b t_H) \quad (25)$$

Для первой передачи получим:

$$\begin{aligned}
\sigma_{z1} &= 19833 / (0,124 \cdot 32 \cdot 22) = 227, \\
\sigma_{z2} &= 20176 / (0,147 \cdot 32 \cdot 22) = 195,
\end{aligned}$$

Для второй передачи получим:

$$\begin{aligned}
\sigma_{z3} &= 16660 / (0,136 \cdot 32 \cdot 22) = 174, \\
\sigma_{z4} &= 19216 / (0,144 \cdot 32 \cdot 22) = 160,
\end{aligned}$$

Для четвертой передачи получим:

$$\begin{aligned}
\sigma_{z5} &= 12250 / (0,147 \cdot 32 \cdot 22) = 118, \\
\sigma_{z6} &= 11833 / (0,124 \cdot 32 \cdot 22) = 135,6,
\end{aligned}$$

Для шестерен постоянного зацепления получим:

$$\begin{aligned}
\sigma_{z7} &= 13833 / (0,144 \cdot 32 \cdot 22) = 137, \\
\sigma_{z8} &= 14000 / (0,136 \cdot 32 \cdot 22) = 146,
\end{aligned}$$

Износ зубьев определяется по формуле Герца величиной контактного напряжения, приведенной для колес с эвольвентным профилем зубьев:

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \cdot \cos \gamma \cdot \sqrt{P \cdot E \cdot [(1/r_{o1} + 1/r_{o2})] / b \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}, \text{ МПа} \quad (26)$$

Где γ – угол спирали;

E – модуль упругости, E=2·10⁵ МПа;

P – окружная сила, Н;

α – угол зацепления.

Для первой передачи получим:

$$\sigma_{\kappa z1} = 0,418 \cdot \cos 31 \cdot \sqrt{20176 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot [(1/73.5 + 1/119)] / 32 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20} = 1053,$$

Для второй передачи получим:

$$\sigma_{\kappa Z3} = 0,418 \cdot \cos 31 \cdot \sqrt{16216 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot [(1/87.5 + 1/105)]} / 32 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 = 921 ,$$

Для четвертой передачи получим:

$$\sigma_{\kappa Z6} = 0,418 \cdot \cos 31 \cdot \sqrt{12250 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot [(1/119 + 1/73.5)]} / 32 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 = 820 ,$$

Для шестерен постоянного зацепления получим:

$$\sigma_{\kappa Z8} = 0,418 \cdot \cos 31 \cdot \sqrt{14000 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot [(1/119 + 1/73.5)]} / 32 \cdot \sin 20 \cdot \cos 20 = 856 .$$

Допустимые напряжения для первой передачи составляют:

$$\sigma_u = 500 - 1000$$

$$\sigma_\kappa = 3000 - 4000 .$$

Допустимые напряжения для высших передач и промежуточного вала составляют:

$$\sigma_u = 200 - 300$$

$$\sigma_\kappa = 2000 - 2800$$

Все пары зацепления удовлетворяют заданным условиям, для приближения значений напряжений к допустимым возможно внесение в конструкцию шестерен, путем изменения материала из которых выполняются шестерни, изменением геометрических параметров.

Расчет валов

Расчет на прочность и жесткость первичного вала коробки.

Исходные данные для расчета:

Силы и радиусы элементов передач:

$$P_{Z8}=14000 \text{ Н} \quad R_{Z8}=5944,7 \text{ Н} \quad A_{Z8}=8412 \text{ Н} \quad r_{z2}=87,5 \text{ мм}$$

Длины участков вала (по чертежу):

$$L_1=250 \text{ мм} \quad L_2=35 \text{ мм}$$

Определяем реакции опор.

В вертикальной плоскости:

$$\sum M_x(A) = -A_{z8} \cdot r_{z8} - R_{z8} \cdot (l_1 + l_2) - R_{BY} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-A_{z8} \cdot r_{z8} + R_{z8} \cdot (l_1 + l_2)}{l_1} = \frac{-8412 \cdot 87,5 + 5944,7 \cdot 285}{250} = -9721,1, \text{ Н}$$

$$\sum M_x(B) = -A_{z8} \cdot r_{z8} - R_{z8} \cdot l_2 + R_{AY} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{AY} = \frac{A_{z8} \cdot r_{z8} + R_{z8} \cdot l_2}{l_1} = \frac{8412 \cdot 87,5 + 5944,7 \cdot 35}{250} = 3776,5, \text{ Н}$$

В горизонтальной плоскости:

$$\sum M_y(A) = P_{z8} \cdot (l_2 + l_1) - R_{BX} \cdot l_1 = 0 \quad (27)$$

$$R_{BX} = \frac{P_{z8} \cdot (l_2 + l_1)}{l_1} = \frac{14000 \cdot 285}{250} = 15960, H$$

$$\sum M_y(B) = P_{z8} \cdot l_2 + R_{AX} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{-P_{z8} \cdot l_2}{l_1} = \frac{-14000 \cdot 35}{250} = -1960, H$$

Находим изгибающий момент по участкам:

Участок 1: $0 < u_1 < 0,250$ м;

$$M_{XA} = 0;$$

$$M_{XB} = R_{AY} \cdot l_1 = 3776.5 \cdot 0,250 = 944,1 \text{ , Н.м.};$$

$$M_{YA} = 0;$$

$$M_{YB} = -R_{AX} \cdot l_1 = -1960 \cdot 0,250 = -490 \text{ , Н.м.};$$

$$M_{ZA} = 0;$$

$$M_{ZB} = 0.$$

Участок 2: $0 < u_2 < 0,035$ м

$$M_{XC} = 0 \text{ , Н.м.};$$

$$M_{XB} = -A_{z8} \cdot r_{z8} + R_{z8} \cdot l_2 = -8412 \cdot 0,0875 + 5944.7 \cdot 0,035 = -528.8 \text{ , Н.м.};$$

$$M_{YC} = 0 \text{ , Н.м.};$$

$$M_{YB} = P_{z8} \cdot l_2 = 14000 \cdot 0,035 = 490 \text{ , Н.м.};$$

$$M_{ZC} = 0$$

$$M_{ZB} = P_{z8} \cdot r_{z8} = 14000 \cdot 0,0875 = 1225 \text{ , Н.м.};$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{H\Sigma} = \sqrt{M_{HX}^2 + M_{HY}^2} \text{ , Н.м} \quad (28)$$

$$M_{H\Sigma} = \sqrt{944,1^2 + 490^2} = 1063,7 \text{ , Н.м}$$

Эквивалентный момент:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{H\Sigma}^2 + M_Z^2} \text{ , Н.м}$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{1063,7^2 + 1225^2} = 1622,4 \text{ , Н.м}$$

Определяем напряжение от изгиба и кручения в сечении:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (29)$$

Где d – диаметр вала в рассчитываемом сечении, мм
Относительно точки В получим:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1622400}{0,1 \cdot 76^3} = 37, \text{ МПа}$$

Допустимое напряжение σ_{Σ} для валов из хромированной стали
 $\sigma_{\Sigma} = 250 - 400$ МПа.

Определяем стрелу прогиба Y и угол прекоса ϕ под нагрузкой в двух плоскостях: в вертикальной, проходящей через ось вала и перпендикулярной к ней горизонтальной. По данным величинам оцениваем жесткость вала.

Прогиб в вертикальной плоскости, мм

$$y_{\epsilon} = (R + C_u) \cdot b^2 \cdot l / (3 \cdot E \cdot I) - (A \cdot r_0 \cdot b \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot b)) / (6 \cdot E \cdot I)$$

где E – модуль упругости, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

C_v – вертикальная реакция передней опоры;

C_T – горизонтальная реакция передней опоры;

I – момент инерции сечения вала;

$$I = \pi \cdot d^4 / 64 \quad (30)$$

$$I = 3.14 \cdot 76^4 / 64 = 1636831$$

Остальные обозначения приведены на схеме, и ранее.

$$y_{\epsilon} = (5944.7 + 9721.1) \cdot 35^2 \cdot 285 / (3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1636831) - (8412 \cdot 87.5 \cdot 35 \cdot (2 \cdot 250 + 3 \cdot 35)) / (6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1636831) = -0.00236$$

Допустимое значение прогиба вала: $y_{\epsilon} = (0,05 - 0,1)$ мм, что удовлетворяет полученному результату.

Прогиб в горизонтальной плоскости, мм

$$y_z = ((P - C_T) \cdot b^2 \cdot l) / (3 \cdot E \cdot I)$$

$$y_z = ((14000 - 15960) \cdot 35^2 \cdot 285) / (3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1636831) = -0.0007$$

Допустимое значение прогиба вала: $y_z = (0,1 - 0,15)$ мм, полученный результат удовлетворяет данному условию.

Суммарный прогиб равен, мм:

$$y = \sqrt{0,00236^2 + 0,0007^2} = 0,0246 \leq 0,2$$

Допустимое значение перекоса зубчатых колес в горизонтальной плоскости не должен превышать 0,002рад

Угол перекоса зубчатого колеса относительно вертикальной оси, рад

$$Q = (P - C_T) \cdot b \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot b) / (6 \cdot E \cdot I)$$

$$\Theta_e = (14000 - 15960) \cdot 35 \cdot (2 \cdot 250 + 3 \cdot 35) / (6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1636931) = 0.00021$$

Допустимое значение перекоса зубчатых колес в вертикальной плоскости не должен превышать 0,002рад

По полученным результатам, оставляем геометрические размеры вала без изменения.

Расчет на прочность и жесткость промежуточного вала коробки. Его ведем по наиболее нагруженной первой передаче.

Исходные данные для расчета:

Силы и радиусы элементов передач:

$$P_{Z7} = 13833 \text{ Н} \quad R_{Z7} = 5895 \text{ Н} \quad A_{Z7} = 8342 \text{ Н}$$

$$P_{Z1} = 19833 \text{ Н} \quad R_{Z1} = 8421 \text{ Н} \quad A_{Z1} = 11917 \text{ Н}$$

$$r_{z2} = 105 \text{ мм} \quad r_{z12} = 73,5 \text{ мм}$$

Длины участков вала (по чертежу):

$$L_1 = 30 \text{ мм} \quad L_2 = 328 \text{ мм} \quad L_3 = 135 \text{ мм}$$

Определяем реакции опор.

В вертикальной плоскости:

$$\sum M_x(A) = A_{z7} \cdot r_{z7} - A_{z1} \cdot r_{z1} - R_{BY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{z1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{z7} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{A_{z7} \cdot r_{z7} - A_{z1} \cdot r_{z1} + R_{z1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{z7} \cdot l_1}{l_1 + l_2 + l_3} =$$

$$= \frac{8342 \cdot 105 - 11917 \cdot 73.5 + 8421 \cdot 358 + 5895 \cdot 30}{493} = 6473.8, \text{ Н}$$

$$\sum M_x(B) = -A_{z1} \cdot r_{z1} + A_{z7} \cdot r_{z7} - R_{z1} \cdot l_3 - R_{z7} \cdot (l_2 + l_3) + R_{AY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{A_{z1} \cdot r_{z1} - A_{z7} \cdot r_{z7} + R_{z1} \cdot l_3 + R_{z7} \cdot (l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2 + l_3)} =$$

$$= \frac{11917 \cdot 73.5 - 8342 \cdot 105 + 8421 \cdot 135 + 5895 \cdot 463}{493} = 7842.2, \text{ Н}$$

В горизонтальной плоскости:

$$\sum M_y(A) = -P_{z7} \cdot l_1 + P_{z1} \cdot (l_2 + l_1) - R_{BX} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{BX} = \frac{-P_{z7} \cdot l_1 + P_{z1} \cdot (l_2 + l_1)}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{-13833 \cdot 30 + 19833 \cdot 358}{493} = 13560,3, \text{ Н}$$

$$\sum M_y(B) = -P_{z1} \cdot l_3 + P_{z7} \cdot (l_2 + l_3) + R_{AX} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{AX} = \frac{P_{z1} \cdot l_3 - P_{z7} \cdot (l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{19833 \cdot 135 - 13833 \cdot 463}{493} = -7560,3, \text{ Н}$$

3.3 Расчет синхронизатора

Для преодоления инерционного момента вращающихся деталей, связанных с колесом (выравнивание угловых скоростей муфты и колеса), нудно на конусах создать момент трения:

$$M_T = I_c \cdot \varepsilon = I_c (\omega_k - \omega_m), \text{ Нм} \quad (31)$$

где M_T – момент трения;

I_c – момент инерции ведомого диска сцепления, первичного и промежуточного валов, приведенных к зубчатому колесу;

ω_k и ω_m – соответственно угловая скорость колеса и муфты;

t – время включения, $t=1-2$ с.

$$(\omega_k - \omega_m) = \omega_g \cdot \left(\left(\frac{1}{i_{t+1}} \right) - \left(\frac{1}{i_t} \right) \right) \cdot 1/c \quad (32)$$

где ω_g – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

i_{t+1} – передаточное число включаемой передачи;

i_t – передаточное число выключаемой передачи.

Осевая сила для выравнивания угловых скоростей:

$$P > (M_T / r) \cdot (\sin \alpha / \mu), \text{ Н} \quad (33)$$

где μ – коэффициент трения, $\mu=0,1$;

r – средний радиус трения;

α – угол наклона поверхности трения, $\alpha=10^\circ$.

Окружная сила, удерживающая штифт в углублении равна:

$$T = M_T / r_1, \text{ Н} \quad (34)$$

где r_1 – средний радиус блокирующей поверхности.

Условие отсутствия предварительного включения передачи:

$$T > P \cdot \text{tg} \beta \quad (35)$$

где $\beta=25^\circ$

Отсюда получим:

$$\text{tg} \beta < (\mu r) / (r_1 \cdot \sin \alpha).$$

Для синхронизатора третьей четвертой передачи получим:

Момент трения:

$$M_T = I_c (\omega_k - \omega_m) / t, \quad (36)$$

$$I_c = \rho \cdot \pi \cdot H \cdot R^4 / 32, \quad (37)$$

где H – ширина диска сцепления. Принимаем $H=3$ мм;

R – радиус диска сцепления. Принимаем $R=350$ мм.

ρ – плотность материала. Принимаем $\rho=0,0072$ г/мм³

$$I_c = 0,0072 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 350^4 / 32 = 318057,5$$

$$M_T = 318057,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 1400}{30} \cdot \left(\frac{1}{0,71} - \frac{1}{1} \right) \cdot \frac{1}{2} = 9518132, \text{ Н}$$

Окружная сила, удерживающая штифт в углублении равна:

$$T = M_T / r_1, \text{ Н}$$

$$T = 9518132 / 23,84 = 399250,5 \text{ Н}$$

Проверим выполнимость условия:

$$\text{tg}\beta < (\mu r) / (r_1 \cdot \sin\alpha),$$

$$\text{tg}25 < (0,1 \cdot 33,6) / (23,84 \cdot \sin 10),$$

$$0,466 < 0,81.$$

Условие отсутствия преждевременного включения передачи выполняется.

Для синхронизатора первой и второй передачи получим:

Момент трения:

$$M_T = I_c (\omega_k - \omega_m) / t, \quad (38)$$

$$I_c = \rho \cdot \pi \cdot H \cdot R^4 / 32, \quad (39)$$

где H – ширина диска сцепления. Принимаем $H=3$ мм;

R – радиус диска сцепления. Принимаем $R=350$ мм.

ρ – плотность материала. Принимаем $\rho=0,0072$ г/мм³

$$I_c = 0,0072 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot 350^4 / 32 = 318057,5$$

$$M_T = 318057,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 1400}{30} \cdot \left(\frac{1}{1,39} - \frac{1}{1,96} \right) \cdot \frac{1}{2} = 4875465, \text{ Нмм}$$

Окружная сила, удерживающая штифт в углублении равна:

$$T = M_T / r_1, \text{ Н} \quad (40)$$

$$T = 4875465 / 38,2 = 127630, \text{ Н}$$

Проверим выполнимость условия:

$$\text{tg}\beta < (\mu r) / (r_1 \cdot \sin\alpha),$$

$$\text{tg}25 < (0,1 \cdot 44,24) / (38,2 \cdot \sin 10),$$

$$0,466 < 0,665.$$

Условие отсутствия преждевременного включения передачи выполняется.

3.4 Оценка тягово-скоростных характеристик.

3.4.1 Уравнение движения автомобиля

Оценку тягово-скоростных свойств автомобиля производят, решая уравнение его движения. Уравнение движения автомобиля связывает силу, движущую автомобиль, с силами сопротивления и позволяет определить характер прямолинейного движения автомобиля, т. е. в каждый момент

времени найти ускорение, скорость, время движения и пройденный автомобилем путь.

Окружная сила на ведущих колесах F_k при движении автомобиля затрачивается на преодоление сил сопротивления воздуха F_B , качению F_f , подъему F_i и разгону F_j автомобиля, т. е.

$$F_k - F_B - F_f \pm F_i \pm F_j = 0. \quad (41)$$

Здесь знак "-" при силе F_i соответствует движению автомобиля на подъеме, а знак "+" – движению на спуске; знак "-" при силе F_j соответствует разгону автомобиля, а знак "+" – торможению.

Решение уравнения движения автомобиля в общем виде аналитическими методами практически невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие силы, действующие на автомобиль, с его скоростью. Поэтому уравнение движения автомобиля (2.1) решают численными методами на ЭВМ или приближенно, используя графоаналитические методы. Наибольшее распространение получили метод силового (тягового) баланса, метод мощностного баланса и метод динамической характеристики.

3.4.2 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Скоростная характеристика может быть построена расчетным путем по эмпирическим зависимостям, либо по данным, полученным в результате стендовых испытаний двигателя. В данном курсовом проекте для получения скоростной характеристики мы используем эмпирические зависимости.

Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале частот вращения коленчатого вала от $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ об/мин}$ до $n_{\max} = n_{\delta} \text{ об/мин}$ (для дизельного двигателя), здесь n_{δ} - частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности.

Определим интервал частот вращения коленчатого вала для двигателя. Минимальные устойчивые обороты автомобиля $n_{\min} = 600 \dots 800 \text{ об/мин}$, а частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности $n_N = 2800 \text{ об/мин}$, тогда

$n_{\max} = n_N = 2800 \text{ об/мин}$. Для удобства расчетов примем $n_{\min} = 600 \text{ об/мин}$, а $n_{\max} = 2800 \text{ об/мин}$.

Расчетные точки кривой эффективной мощности определяются по формуле Лейдермана через каждые 440 об/мин от n_{\min} до n_{\max} :

$$P_e^{CT} = P_{e \max}^{CT} \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right], \quad (42)$$

где P_e^{CT} - эффективная мощность (л.с.); $P_{e \max}^{CT}$ - номинальная эффективная мощность (л.с.); n_p - частота вращения коленчатого вала при

номинальной мощности ($\text{л} \cdot \text{с}^{-1}$); n_e – частота вращения коленчатого вала в искомой точке скоростной характеристики ($\text{л} \cdot \text{с}^{-1}$).

Коэффициенты a , b и c зависят от коэффициентов приспособляемости двигателя по крутящему моменту κ_M и частоте вращения κ_ω :

$$a = \frac{1 + \kappa_M \cdot \kappa_\omega \cdot (\kappa_\omega - 2)}{(\kappa_\omega - 1)^2}; \quad (43)$$

$$b = \frac{2 \cdot \kappa_\omega \cdot (\kappa_M - 1)}{(\kappa_\omega - 1)^2}; \quad (44)$$

$$c = \frac{\kappa_\omega^2 \cdot (1 - \kappa_M)}{(\kappa_\omega - 1)^2}; \quad (45)$$

где $\kappa_M = 1,05 \dots 1,3$; $\kappa_\omega = 1,45 \dots 2$

$$a = \frac{1 + 1,1 \cdot 1,5 \cdot (1,5 - 2)}{(1,5 - 1)^2} = 1;$$

$$b = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot (1,1 - 1)}{(1,5 - 1)^2} = 1,2;$$

$$c = \frac{1,5^2 \cdot (1 - 1,1)}{(1,5 - 1)^2} = -1,2,$$

При этом соблюдается равенство $a + b + c = 1$.

Производим вычисление значений эффективной мощности двигателя для выбранных частот вращения коленчатого вала. Результаты вычислений сводим в таблицу расчетов внешней скоростной характеристики (смотреть таблицу 2).

Расчетные точки кривой эффективного крутящего момента определяются через каждые 440 от n_{\min} , до n_{\max} . Формула имеет вид:

$$M_e^{\text{ст}} = 9550 \frac{P_e^{\text{ст}}}{n_e}; \quad \text{л} \cdot \text{с} \quad (46)$$

где $M_e^{\text{ст}}$ - эффективный крутящий момент.

Производим вычисление значений эффективного крутящего момента двигателя для выбранных частот вращения коленчатого вала. Результаты вычислений сводим в таблицу расчетов внешней скоростной характеристики (смотреть таблицу 2).

Условия работы двигателя, установленного на автомобиле, отличаются от стендовых: двигатель работает с другими впускными и выпускными системами, на нем устанавливаются дополнительные механизмы, на привод которых затрачивается определенная мощность, двигатель работает при другом температурном режиме. Поэтому мощность двигателя, установленного на автомобиле P_e , несколько меньше мощности, полученной при стендовых испытаниях $P_e^{\text{ст}}$.

При использовании для тягово-скоростных расчетов стендовой внешней скоростной характеристики, значения мощности P_e уменьшают путем умножения на коэффициент $k_{ст}$, зависящий как от конструктивных особенностей и условий эксплуатации автомобиля, так и от особенностей стандарта, по которому была снята внешняя скоростная характеристика. Следовательно, мощность и момент, передающиеся в трансмиссию автомобиля, определяются по выражениям:

$$P_e = P_e^{ст} \cdot k_{ст}; \quad (47)$$

$$M_e = M_e^{ст} \cdot k_{ст}; \quad (48)$$

В приближенных расчетах можно принимать $k_{ст} = 0,93...0,96$. Большие значения относятся к двигателям легковых автомобилей.

Зависимости мощностей P_e , $P_e^{ст}$ и моментов M_e , $M_e^{ст}$ двигателя, установленного на автомобиле, от частоты вращения коленчатого вала n_e , наносятся на график внешней скоростной характеристики (рисунок б).

Результаты расчетов сводятся в таблице 2.

Таблица 2 - Показатели внешней скоростной характеристики.

n_e , об/мин	$P_e^{ст}$, кВт	P_e , кВт	$M_e^{ст}$,	M_e ,
600	23,7	22,3	377,2	354,6
1040	43,8	41,1	401,7	377,6
1480	63,2	59,4	407,6	383,2
1920	79,4	74,6	394,9	371,2
2360	89,9	84,5	363,7	341,9
2800	92,0	86,5	313,8	295,0

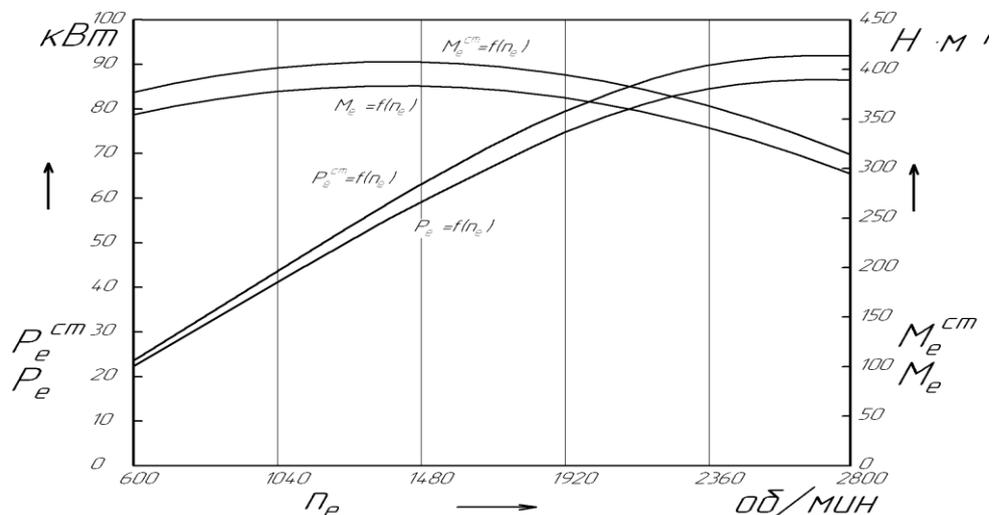


Рисунок б – График внешней скоростной характеристики.

3.4.3 Тяговая характеристика автомобиля

Для определения движущей силы автомобиля необходимо знать величину радиуса качения ведущего колеса. Так как на колесах автомобиля установлены эластичные пневматические шины, то величина радиуса качения колес во время движения изменяется.

Радиус качения характеризует путь, пройденный колесом за один оборот. Он соответствует радиусу такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания имеет одинаковую с действительным колесом угловую ω_k и поступательную V_k скорости качения.

Радиус качения колеса зависит от нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха в шине, окружной силы, коэффициента сцепления колеса с дорогой и поступательной скорости движения колеса при его качении.

Расчетный радиус качения r_0 вычисляется по формуле:

$$r_0 = 0,5 \cdot (0,5 \cdot D_H + r_{CT}); \quad (49)$$

где D_H – наружный диаметр шины; r_{CT} - статический радиус шины.

Приближенно статический радиус шины r_{CT} можно определить по цифрам, указанным в обозначении шины:

$$r_{CT} = 0,5 \cdot d + k_{ш} \cdot B \cdot \lambda_{CM}, \quad (50)$$

где d – посадочный диаметр обода, мм;

$k_{ш} = H/B$ (H и B – высота и ширина профиля шины, мм);

λ_{CM} – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой.

$$r_{CT} = 0,5 \cdot 508 + 0,8 \cdot 240 \cdot 0,85 = 417,2 \text{ мм.}$$

Расчетный радиус качения r_0 превышает статический r_{CT} на 2 ... 3 % в зависимости от скорости движения автомобиля (большие значения относятся к скоростям порядка 100 км/ч), т. е. $r_0 = 1,02 \cdot r_{CT}$.

$$r_0 = 1,02 \cdot 417,2 = 462 \text{ мм.}$$

3.4.4 Расчет кинематической скорости автомобиля по передачам

Кинематическая скорость автомобиля является функцией от угловой скорости коленчатого вала двигателя, и определяется выражением:

$$V_i = \frac{n_e \cdot r_0}{9,55 \cdot u_{\bar{a}} \cdot u_i}; \quad i / \bar{n} \quad (51)$$

где V_i - кинематическая скорость автомобиля при движении на i -той передаче (i / \bar{n}); r_0 - радиус колеса (i); $u_{\bar{a}}$ - передаточное число главной передачи; u_i - передаточное число i -той передачи.

$$\text{Радиус колеса } r_i = 0,462 (i).$$

$$\text{Передаточное число главной передачи } u_{\bar{a}} = 5,857.$$

Теперь производим расчет значений кинематической скорости автомобиля для каждой угловой скорости коленчатого вала двигателя на каждой из передач. Расчет производим по формуле (3.37). Результаты сводим в таблицу (см. табл. 3).

3.4.5 Коэффициент полезного действия трансмиссии

При определении коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии учитывают гидравлические потери, вызванные взбалтыванием и разбрызгиванием масла в картерах коробки передач и ведущего моста, и механические потери, связанные с трением между зубьями шестерен, в подшипниковых узлах и в карданных шарнирах.

В общем случае КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ определяется по формуле:

$$\eta_{тр} = \eta_{цш}^k \cdot \eta_{цшв}^1 \cdot \eta_{кш}^m \cdot \eta_{кс}^n, \quad (52)$$

где k , 1 , m и n - соответственно число пар цилиндрических шестерен внешнего зацепления (цш), внутреннего зацепления (цшв), конических шестерен (кш) и число карданных сочленений (кс), передающих крутящий момент от коленчатого вала двигателя к ведущим колесам на 1-ой передаче в КП.

В расчетах принимают: $\eta_{цш} = 0,980 \dots 0,985$; $\eta_{цшв} = 0,990$; $\eta_{кш} = 0,960 \dots 0,975$; $\eta_{кс} = 0,990$.

При работе трансмиссии с полной нагрузкой, т. е. при работе двигателя по внешней скоростной характеристике, КПД трансмиссии имеет следующие значения:

легковые автомобили	- 0,90 ... 0,92;
грузовые автомобили и автобусы	- 0,83 ... 0,86;
грузовые автомобили повышенной проходимости	- 0,80 ... 0,85.

Большие значения КПД трансмиссии относятся к прямой передаче в коробке передач автомобиля.

Принимаем $\eta_{тр} = 0,85$.

3.4.6 Расчет касательной силы тяги на ведущих колесах автомобиля.

Касательная сила тяги на ведущих колесах автомобиля определяется выражением, Н:

$$F_e = \frac{M_e \cdot u_i \cdot u_{\bar{A}} \cdot \eta_{\text{од}}}{r_0}; \quad (53)$$

где $\eta_{\text{од}}$ - КПД трансмиссии (принимаем $\eta_{\text{од}} = 0,85$).

Производим расчет значений касательной силы тяги на ведущих колесах автомобиля по формуле (53) для каждой из передач. Результаты сводим в таблицу 3. На графике строим кривые в зависимости от скорости.

Таблица 3 - Кинематическая скорость и касательная сила тяги.

n_e , об/мин	1-передача		2- передача		3- передача		4- передача		5- передача	
	V_1 , км/ч	F_{ϵ} , Н	V_2 , км/ч	F_{ϵ} , Н	V_3 , км/ч	F_{ϵ} , Н	V_4 , км/ч	F_{ϵ} , Н	V_5 , км/ч	F_{ϵ} , Н
600	2,613	26089,8	4,847	14067, 5	7,705	8848,7	12,165	604, 6	16,435	148, 5
1040	4,53	27784,9	8,401	14981, 5	13,35 5	9423,6	21,086	968, 7	28,487	418
1480	6,446	28191,1	11,955	15200, 5	19,00 6	9561,4	30,007	056	40,539	482, 6
1920	8,362	27313,3	15,509	14727, 2	24,65 6	9263,7	38,927	867, 4	52,591	343
2360	10,279	25151,7	19,063	13561, 7	30,30 6	8530,5	47,848	403, 1	64,643	999, 3
2800	12,195	21701,7	22,617	11701, 5	35,95 7	7360,4	56,769	662	76,695	450, 7

3.4.7 Сила сопротивления дороги

Сила сопротивления качению колес автомобиля F_f при движении автомобиля по горизонтальной дороге определяется в H по формуле:

$$F_f = G_a \cdot f. \quad (54)$$

где $G_a = m \cdot g$ – сила тяжести автомобиля.

Коэффициент сопротивления качению f определяется экспериментально и, в основном, зависит от материала и конструкции шин, давления воздуха в них, твердости и состояния дорожного покрытия, сопротивления подвески деформациям при перекачивании колес через неровности дороги и режима движения автомобиля.

Коэффициент f изменяется в широких пределах: от 0,007...0,012 на асфальтобетонном или цементобетонном покрытии в хорошем состоянии до 0,15...0,30 на сухом песке.

Коэффициент f при увеличении скорости автомобиля возрастает. При номинальных нагрузках на колесо и давлениях воздуха в шине рост коэффициента f становится заметным при $V = 15...20$ м/с (54...72 км/ч). Значение коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости движения автомобиля V может быть определено по эмпирической формуле:

$$f = f_0 \cdot (1 + (0,006 \cdot V_i)^2), \quad (55)$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (рекомендуемое для расчета значение $f_0 = 0,009$); V_i - скорость движения автомобиля, км/ч.

Значения f и соответствующие им значения F_f заносим в табл. 2.3.

В нижней части графика тяговой характеристики автомобиля (рис. 2.2) наносим кривую $F_\psi = F_f + F_i$, построенную для одного значения. При движении автомобиля по горизонтальной дороге, что предполагается при выполнении этой работы, $F_\psi = F_f$.

3.4.8 Сила сопротивления воздуха

Сила сопротивления воздуха F_B в Н рассчитывается по формуле:

$$F_B = k_B \cdot A_B \cdot V_i^2, \quad (56)$$

где k_B - коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$; A_B - лобовая площадь автомобиля, т. е. площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси, м^2 ; V_i - скорость движения автомобиля, м/с.

Коэффициент сопротивления воздуха принимаем $k_B = 0,5$.

Лобовую площадь автомобиля принимаем $A_B = 7 \text{ м}^2$.

Значения F_B заносим в таблицу 3.

Кривую силы сопротивления воздуха F_B движению автомобиля строят, откладывая значения этой силы вверх от значений силы F_ψ , для соответствующих скоростей движения автомобиля (рисунок 7). Кривая суммарного сопротивления $F_\psi + F_B$ определяет величину окружной силы, необходимой для движения автомобиля с постоянной скоростью $V = \text{const}$.

Таблица 3 - Сила сопротивления дороги и сила сопротивления воздуха.

V , км/ч	F_ψ , Н	F_B , Н	$F_\psi + F_B$, Н	f
0	799	0	799	0,009
5	799,7	6,8	806,5	0,009
10	801,9	27	828,9	0,009
15	805,5	60,8	866,3	0,009
20	810,5	108	918,5	0,009
25	817	168,8	985,8	0,009
30	824,9	243,1	1068	0,009
35	834,3	330,8	1165,1	0,009
40	845	432,1	1277,1	0,01
45	857,3	546,9	1404,2	0,01

Продолжение таблицы 3.

50	870,9	675,2	1546,1	0,01
55	886	816,9	1702,9	0,01
60	902,6	972,2	1874,8	0,01
65	920,6	1141	2061,6	0,01
70	940	1323,3	2263,3	0,011
75	960,8	1519,1	2479,9	0,011

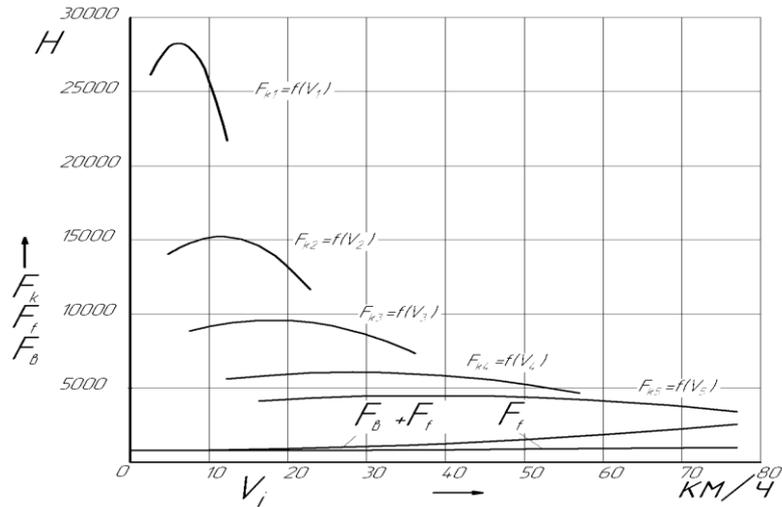


Рисунок 7 – Тяговая характеристика автомобиля.

3.4.9 Мощностная характеристика автомобиля

Рассчитываем мощность, подводимую от двигателя к ведущим колесам автомобиля:

$$P_K = P_e \cdot u_T \cdot u_i. \quad (57)$$

Заносим данные в соответствующие строки таблицы 4 и строим зависимость $P_K = f(V_i)$ для высшей передачи (рисунок 7).

Рассчитываем мощности затрачиваемые на преодоление силы воздуха и силы сопротивления дорожного покрытия:

$$P_B = F_B \cdot V_i; \quad (58)$$

$$P_\psi = F_\psi \cdot V_i; \quad (59)$$

Заносим данные в соответствующие строки таблицу 4 и строим зависимости $P_B = f(V_i)$, $P_\psi = f(V_i)$, $P_B + P_\psi = f(V_i)$ для высшей передачи (2.3).

Отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля ($P_B + P_\psi$), к мощности P_K , которую развивает автомобиль при той

же скорости V и полной подаче топлива называют степенью использования мощности двигателя и обозначают буквой N :

$$N = \frac{P_B + P_\psi}{P_K} \quad (60)$$

Значения степени использования мощности двигателя N также заносим в таблицу 4.

Таблица 4 - Показатели мощностной характеристики.

N , об/мин	P_e , кВт	P_K , кВт	P_ψ , кВт	P_B , кВт	I
600	16,4	22,28	0	20,145	3,7
1040	28,5	41,13	5	37,187	6,5
1480	40,5	59,38	7	53,694	9,2
1920	52,6	74,64	0	67,49	12,8
2360	64,6	84,48	7	76,389	16,5
2800	76,7	86,48	0	78,2	20,6

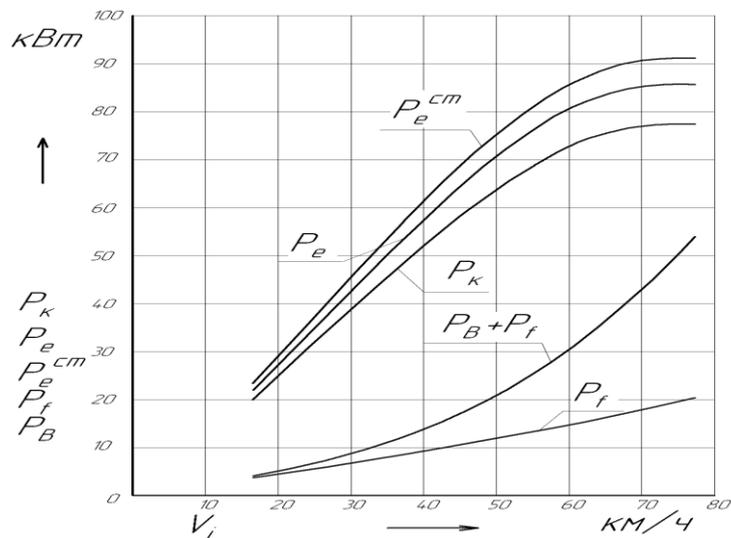


Рисунок 7 – График мощностной характеристики.

3.4.10 Динамическая характеристика автомобиля

Методы тягового (силового) и мощностного балансов затруднительно применять при сравнении тягово-динамических свойств автомобилей, имеющих различные снаряженные массы и грузоподъемность, так как при

движении их в одинаковых условиях силы и мощности, необходимые для преодоления суммарного дорожного сопротивления, различны. От этого недостатка свободен метод решения уравнения движения с помощью динамической характеристики.

С этой целью воспользуемся безразмерной величиной D - динамическим фактором, равным отношению свободной силы тяги ($F_k - F_B$) к силе тяжести автомобиля G_a :

$$D = \frac{F_k - F_B}{G_a}. \quad (62)$$

Значения динамического фактора заносим в таблицу 5.

Графическое изображение зависимости динамического фактора от скорости движения автомобиля на различных передачах в коробке передач и полной нагрузке на автомобиль называют динамической характеристикой автомобиля, т. е. $D = f(V)$ (рисунок 8).

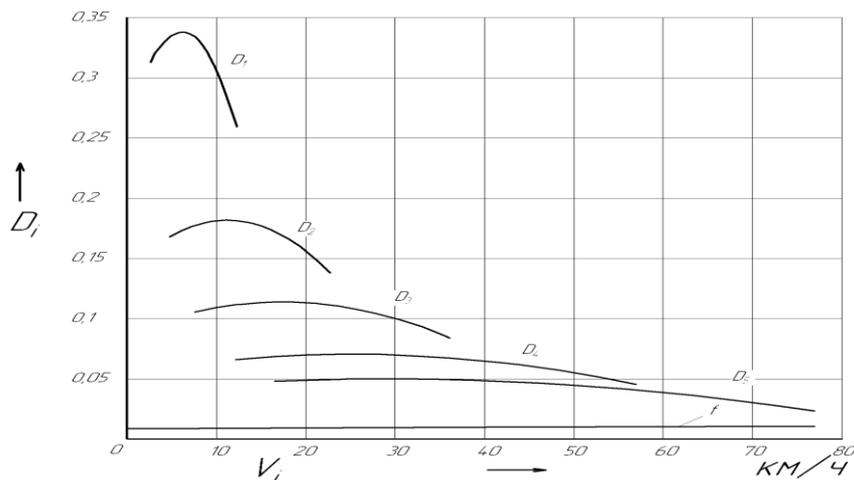


Рисунок 8 – График динамической характеристики.

3.4.11 Разгон автомобиля

Время равномерного движения автомобиля обычно невелико по сравнению с общим временем его работы. При эксплуатации в городах автомобили движутся равномерно всего 15 -20 % времени, 40 - 45 % - ускоренно и 30 - 40 % - замедленно.

Показателем динамических свойств автомобиля при разгоне служит интенсивность разгона или приемистость автомобиля.

Приемистость (интенсивность разгона) автомобиля характеризует его способность быстро трогаться с места и увеличивать скорость движения. Это свойство автомобиля имеет особенно большое значение в условиях городского движения при частых остановках и троганиях с места, а также характеризует быстроту осуществления обгонов в условиях загородного

движения. Интенсивность разгона автомобиля измеряется величиной его ускорения.

3.4.12 Коэффициент вращающихся масс

Коэффициент учета вращающихся масс.

$$\delta_i = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_i^2; \quad (63)$$

где $\sigma_1 = 0,03 \dots 0,05$; $\sigma_2 = 0,04 \dots 0,06$ для одиночных автомобилей. Принимаем $\sigma_1 = 0,03$ и $\sigma_2 = 0,04$.

Рассчитываем коэффициенты учета вращающихся масс по формуле (63) для каждой передачи. Результаты сводим в таблицу 5.

3.4.13 Ускорение автомобиля при разгоне

Ускорение автомобиля определяют экспериментально или рассчитывают применительно к горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего качества при условии максимального использования мощности двигателя и отсутствии буксования колес.

Трогание автомобиля с места кратковременно и определяется преимущественно индивидуальными особенностями водителя. Поэтому считают, что разгон начинается с минимальной скорости V_{\min} на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места.

Величину ускорения в m/c находят из уравнения (64):

$$a_x = \frac{(D-f) \cdot g}{\delta}, \quad (64)$$

где g - ускорение свободного падения ($g = 9,81 m/c$).

Значения ускорения для каждой передачи заносим в таблицу 5.

Строим график ускорений автомобиля на передачах (рисунок 9) в зависимости от скорости его движения.

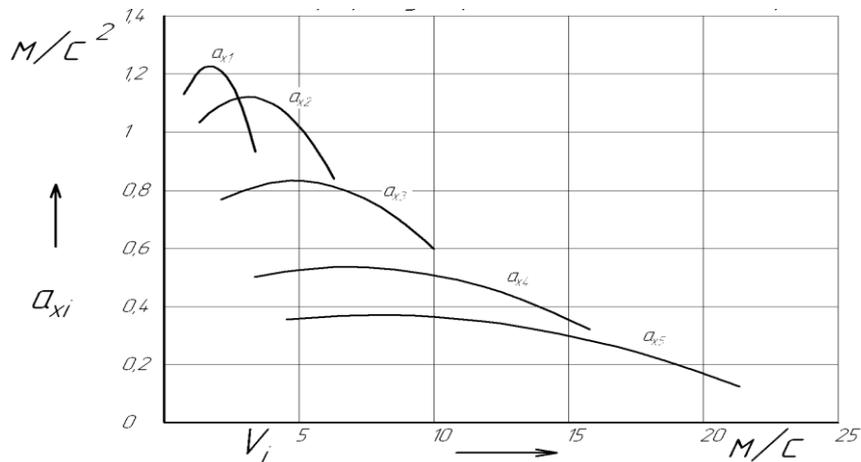


Рисунок 9 – График ускорения автомобиля.

Таблица 5 - Показатели тяговой характеристики автомобиля.

Параметры			Частота вращения, об/мин					
Обозначение	Размерность							
n_e	об/мин		600	1040	1480	1920	2360	
P_e^{CT}	кВт		22,28	41,13	59,38	74,64	84,48	
P_e	кВт		23,70	43,75	63,17	79,40	89,87	
M_e^{CT}	Н · м		354,60	377,64	383,16	371,23	341,85	
M_e	Н · м		377,2	401,7	407,6	394,9	363,7	
Передатч 1	$U_1 = 6,289,$ $\delta_1 = 2,632$	V	км/ч	2,613	4,53	6,446	8,362	10,279
		F_k	Н	26090	27785	28191	27313	25152
		D	-----	0,313	0,3329	0,3377	0,3271	0,3011
		a_x	м/с ²	1,133	1,207	1,225	1,186	1,089
Передатч 2	$U_2 = 3,391,$ $\delta_2 = 1,51$	V	км/ч	4,847	8,401	11,955	15,509	19,063
		F_k	Н	14068	14982	15201	14727	13562
		D	-----	0,1685	0,1793	0,1817	0,1757	0,1614
		a_x	м/с ²	1,036	1,106	1,122	1,083	0,99
Передатч 3	$U_3 = 2,133,$ $\delta_3 = 1,232$	V	км/ч	7,705	13,355	19,006	24,656	30,306
		F_k	Н	8848,7	9423,6	9561,4	9263,7	8530,5
		D	-----	0,1058	0,1124	0,1135	0,1092	0,0994
		a_x	м/с ²	0,771	0,823	0,832	0,798	0,72
Передатч 4	$U_4 = 1,351,$ $\delta_4 = 1,123$	V	км/ч	12,165	21,086	30,007	38,927	47,848
		F_k	Н	5604,6	5968,7	6056	5867,4	5403,1
		D	-----	0,0667	0,0702	0,0698	0,0657	0,0578
		a_x	м/с ²	0,504	0,535	0,531	0,495	0,426
Передатч 5	$U_5 = 1,$ $\delta_5 = 1,09$	V	км/ч	16,435	28,487	40,539	52,591	64,643
		F_k	Н	4148,5	4418	4482,6	4343	3999,3
		D	-----	0,0489	0,0505	0,0487	0,0436	0,0352
		a_x	м/с ²	0,359	0,373	0,357	0,311	0,235

3.4.14 Определение времени разгона автомобиля

Трогание с места начинают на передаче, обеспечивающей максимальное ускорение. Для определения наиболее интенсивного разгона в расчет вводят ускорения, соответствующие максимально допустимой скорости движения автомобиля на данной передаче.

Время разгона автомобиля на k -ой передаче от скорости $V_{\min k}$ до скорости $V_{\max k}$ находят, исходя из следующего соотношения:

$$t = \int_{V_{\min k}}^{V_{\max k}} \frac{dV}{a_x}. \quad (65)$$

Интегрирование последнего выражения производят численным методом. С этой целью кривые ускорения на каждой из передач разбивают на 5-6 одинаковых интервалов. Предполагается, что в интервале скорости:

$$\Delta V_i = V_{i+1} - V_i, \quad (66)$$

где V_i и V_{i+1} – значения скоростей соответственно в начале и конце интервала в m/c .

Ввиду малости последнего, автомобиль движется равноускоренно с ускорением $a_{i \text{ ср}}$ в m/c^2 , равным полусумме ускорений a_i и a_{i+1} соответственно в начале и конце этого интервала, т. е.

$$a_{i \text{ ср}} = 0,5(a_i + a_{i+1}). \quad (67)$$

Для повышения точности расчета интервал скоростей выбирают равным 3 ... 5 $км/ч$ на низшей передаче, т. е. на передаче, с которой происходит трогание автомобиля с места, 5 ... 10 $км/ч$ – на промежуточных и 10 ... 15 $км/ч$ – на высшей передаче.

Время движения автомобиля Δt_i в секундах, за которое его скорость вырастает на величину ΔV_i , определяется по закону равноускоренного движения:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{a_{i \text{ ср}}}. \quad (68)$$

Общее время разгона автомобиля на k -ой передаче от скорости $V_{\min k}$ до скорости $V_{\max k}$, при которой начинается переключение на $(k + 1)$ -ую передачу, находят суммированием времен разгона в интервалах, т. е.

$$t_k = \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (69)$$

где n – число интервалов скоростей на k -ой передаче.

По накопленным значениям Δt_i , определенным для различных скоростей, строят кривую времени разгона на k -ой передаче, начиная ее со скорости $V_{\min k}$. Для передачи, на которой происходит трогание автомобиля с места в начальный момент при $t = 0$, скорость автомобиля принимается равной V_{\min} .

Падение скорости:

$$V_{\Pi} = 33,5 \cdot f \cdot t_{\Pi}, \quad (70)$$

где t_{Π} – время переключения передачи: $t_{\Pi} = 1с$.

Исходные данные и результаты расчета сводим в таблицу 2.6.

3.4.15 Определение пути разгона автомобиля

Путь разгона автомобиля S за время t определяется выражением

$$S = \int_0^t V \cdot dt. \quad (71)$$

Этот интеграл также вычисляется численными методами. При равноускоренном движении в интервале скоростей ΔV_i , автомобиль движется со средней скоростью

$$V_{i \text{ ср}} = 0,5(V_i + V_{i+1}) \quad (72)$$

и проходит путь

$$\Delta S_i = V_{i \text{ ср}} \cdot \Delta t_i. \quad (73)$$

Путь разгона автомобиля до заданной скорости определяется суммированием элементарных путей ΔS_i на каждом интервале скоростей ΔV_i .

Общий путь разгона автомобиля на k -ой передаче от скорости $V_{\min k}$ до скорости $V_{\max k}$ находят суммированием пути разгона в интервалах, т. е.

$$S_k = \sum_{i=1}^n \Delta S_i, \quad (74)$$

где n - число интервалов на k -ой передаче.

Путь $S_{пк}$, пройденный автомобилем за время переключения $t_{п}$ с k -ой на $(k+1)$ передачу, определяется по формуле:

$$S_{пк} = (V_{\max k} - 0,5V_{п}) \frac{t_{п}}{3,6}, \quad (75)$$

где скорость $V_{\max k}$, при которой начинается переключение на смежную высшую передачу, и скорость $V_{п}$, которая теряется за время переключения передач, выражены в км/ч, а время переключения передач $t_{п}$ в секундах.

На основании исходных данных и результатов расчета строим график рисунок 9.

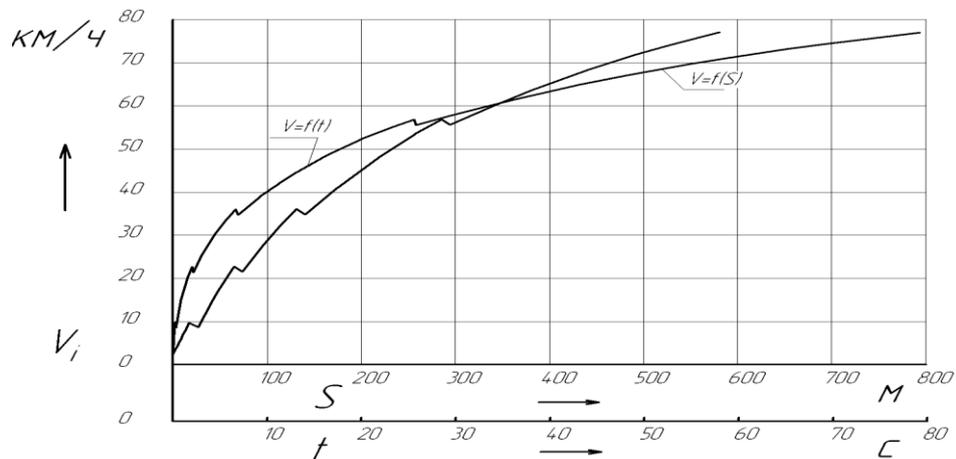


Рисунок 9 – График времени и пути разгона.

3.4.16 Топливная экономичность автомобиля

Топливной экономичностью называют совокупность свойств, определяющих расход топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в разных условиях движения.

Топливной характеристикой установившегося движения называют зависимость путевого расхода топлива от установившейся скорости при установившемся движении на ровной горизонтальной дороге на высшей передаче.

При построении графика топливной характеристики установившегося движения для заданной скорости автомобиля на высшей передаче определяется:

- обороты двигателя, соответствующие заданной в км/ч скорости:

$$n_e = \frac{V_i U_i U_{\Gamma}}{0,377 \cdot r_0}; \quad (76)$$

- значение эффективной мощности на валу двигателя, соответствующее полученным оборотам двигателя:

$$P_e^{ст} = P_{e\max}^{ст} \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right] \quad (77)$$

- значение мощности, передающейся в трансмиссию автомобиля:

$$P_e = P_e^{ст} \cdot k_{ст}; \quad (78)$$

- значение мощности, подводимой к ведущим колесам автомобиля на высшей передаче:

$$P_k = P_e \cdot u_{\Gamma} \cdot u_i; \quad (79)$$

- значения мощностей, затрачиваемых на преодоление сил дорожного сопротивления и сопротивление воздуха (здесь скорость в м/с):

$$P_B = F_B \cdot V_i; \quad (80)$$

$$P_{\psi} = F_{\psi} \cdot V_i; \quad (81)$$

- значения степени использования мощности N и частоты вращения ω :

$$N = \frac{P_{\psi} + P_B}{P_k}; \quad (82)$$

$$\omega = \frac{n_e}{n_p}; \quad (83)$$

определяем коэффициенты, зависящие от степени использования двигателя и частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$k_E = 1,2 - E + E^2 - 0,25E^3; \quad (84)$$

$$k_{И} = 1,2 + 0,1И - 1,8И^2 + 1,5И^3. \quad (85)$$

путевой расход топлива (в л/100 км) определяется по формуле:

$$Q_i = 100 \frac{g_{ep} \cdot k_{И} \cdot k_{E_i} \cdot (P_{\psi_i} + P_{B_i})}{\eta_{TP} \cdot \rho_T \cdot V_i}, \quad (86)$$

где g_{ep} – удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности, выше $g_{e min}$ на 5... 10%. Для дизельных двигателей $g_{e min}$ лежит в пределах 190...230г/кВт ч; принимаем $g_{e min} = 200$ г/кВт ч; $g_{ep} = 210$ г/кВт-ч (5%); ρ_T - плотность дизельного топлива, $\rho_T = 820$ кг/м³.

Результаты сводим в таблицу 6. Строим график 10.

Таблица 6 - Показатели топливной характеристики автомобиля.

n_e , Об/ми н	V_i , Км/ ч	P_e^{CT} , Квт	P_e Квт	P_K , Квт	P_{ψ} , Кв т	P_B , Квт	И	Е	$k_{И}$	k_E	Q_i , Л/100 км
600	16,4	22,2 8	23,7 0	20,1 4	3,7	0,333	0,2	0,21 4	1,16	1,07 9	9,45
1040	28,5	41,1 3	43,7 5	37,1 8	6,5	1,734	0,22 1	0,37 1	1,15	1,00 4	10,27
1480	40,5	59,3 8	63,1 7	53,6 9	9,5	4,998	0,27	0,52 9	1,12 5	0,96 4	11,94
1920	52,6	74,6 4	79,4 0	67,4 9	12, 8	10,91 2	0,35 1	0,68 6	1,07 8	0,95 4	14,27
2360	64,6	84,4 8	89,8 7	76,3 8	16, 5	20,26 4	0,48 1	0,84 3	0,99 9	0,96 8	16,93
2800	76,7	86,4 8	92,0 0	78,2	20, 6	33,84 2	0,69 6	1	0,90 3	1	19,73

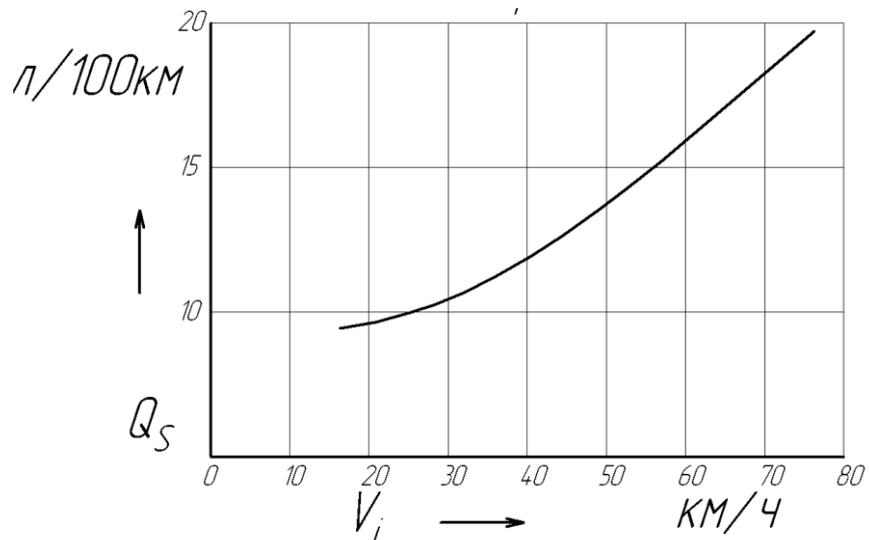


Рисунок 10 – График топливной характеристики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломной работе проведен тяговый расчет автомобиля, определена внешняя скоростная характеристика двигателя, передаточное число главной передачи, число ступеней коробки передач, мощностной баланс автомобиля, динамический фактор автомобиля на различных передачах, ускорение автомобиля на различных передачах, время и путь разгона автомобиля.

Повышение качества ремонта имеет важное значение, т.к. при этом увеличивается эффективность работы оборудования и в целом всего автомобильного транспорта: возрастает количество технически исправных автомобилей.

Все эти направления определяют пути и методы наиболее эффективного управления техническим состоянием автомобильного парка с целью обеспечения регулярности и безопасности перевозок при наиболее полной реализации технических возможностей конструкции и обеспечении заданных уровней эксплуатационной надежности автомобиля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Автомобиль: Основы конструкции. / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 304с.: ил.
- 2 Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы и расчета автомобиля. [Текст] – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.: ил.
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. детали машин. Курсовое проектирование. – Высш. Шк., 1990. – 399 с.: ил.
- 4 Автомобили МАЗ [Текст] / В.В. Корсаков [и др.]. – М.: РусьАвтокнига, 2001. - 351 с.: ил.
- 5 МАЗ устройство, ремонт, техническое обслуживание. – М.: РусьАвтокнига, 2001. – 192 с.
- 6 Кравченко Н.Ф. Лекции по курсу «Экономика сервисных услуг и основы предпринимательства», – Оренбург, 2006.
- 7 СТП 101.00. ГОУ ОГУ, 2003. – 63с.
- 8 Литвинов А.С, Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов. - М: Машиностроение, 1989. 240 с.
- 9 Г.А. Смирнов. Теория движения колесных машин: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1990.
- 10 Автомобильный справочник/ В.С.Васильев, М.С.Высоцкий, К.Л.Гаврилов и др. Под общ. ред. В.М.Приходько. - М.: ОАО Издательство «Машиностроение», 2004, 704 с.
- 11 Двигатели автомобильные, мотоциклетные и стационарные: Отраслевой каталог. -М., 1987.
- 12 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 12 Справочник НИИАТ: краткий справочник грузовые автомобили
- 13 Кинематические схемы трансмиссии автомобилей
- 14 Интернет сайт: «wikipedia.ru»