МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева Кафедра «Транспортная техника»

Кенеспеков А.А.

Спроектировать грузовой автомобиль грузоподъемностью 80кH с разработкой конструкции главной передачи

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

Специальность 5В071300 – «Транспорт, транспортная техника и технологии»

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева Кафедра «Транспортная техника»

допушен к защите

Заведующий кафедрой ТТ, доктор техн. наук, профессор

С.А. Машеков

«<u></u> 23» _

2019 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

на тему: «Спроектировать грузовой автомобиль грузоподъемностью 80кH с разработкой конструкции главной передачи»

по специальности 5В071300 -«Транспорт, транспортная техника и технологии»

Выполнил

У Кенеспеков А.А.

Рецензенты ТОО «Алматы-Директор ТОО «Алматы-

» товачищество / 2019 г.

Научный руководитель магистр технических наук А.Ж. Абекова

«ДО» 05 2019 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт промышленной инженерии им. А. Буркитбаева Кафедра «Транспортная техника»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТТ, доктор техн. наук, профессор С.А. Машеков

« 36 » 11 2018 г.

ЗАДАНИЕ на выполнение дипломной работы

Обучающемуся Кенеспеков Аманбек Аскарулы							
Тема:	а: Спроектировать грузовой автомобиль грузоподъемностью 80кН						
разработкой конструкции главной передачи							
Утверждена приказом руководителя №1252-б <u>от «06». 11. 2018г.</u>							
универ	ситета						
Срок с	дачи законченной р	аботы		<u>«16» май 2019 г.</u>			
	ные данные к дипло		База	а грузового автомобиля с			
	одемностию 8 тонн						
Кратко	е содержание дипл	омной работы:	13	ALL THE DESIGNATION			
CONTRACTOR DESCRIPTION OF THE PERSON OF THE	цепция автомобиля						
б) назначение, виды и принцип работы главной передачи;							
в) проектирование и расчет главной передачи;							
г) технология производства вала шестерни;							
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных							
чертежей)							
1. Патентный поиск – 1 лист; 2. Общий вид – 1 лист; 3. Сборочный чертеж и							
<u>гидравлическая схема – 4 листа; 4. Технологическая карта –1 лист; 5.</u>							
<u>Деталировка-1 лист.</u>							
Рекомендуемая основная литература: из 19 наименовании							

ГРАФИК

подготовки дипломной работы (проекта)

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю и консультантам	Примечание	
Общая часть	BURN DEMORRANGE AND ASSESSMENT OF THE PARTY		
Специальная часть			

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу (проект) с указанием относящихся к ним разделов работы (проекта)

Наименование разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общая часть	А.Ж. Абекова, магистр технических наук	20.05.19	Theref
Специальная часть	А.Ж. Абекова, магистр технических наук	20.05.19	Theef
Нормоконтроль	Р.А. Козбагаров, кандидат технических наук, доцент	20.05.19	Donne

Научный руководитель	Merced	А.Ж. Абекова	
Задание принял к исполнению	обучающийся	А.А. Кенеспек	ОВ
Дата	« <u>30</u>	»)18 г.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе ведется проектирование главной передачи грузового бортового автомобиля аналога ЗИЛ 433180.

В ходе работы рассматриваются следующие вопросы: расчет и проектирование главной передачи, технологическая обработка детали – вала шестерни, также уделено внимание безопасности данной конструкции.

Предметом улучшения конструкции главной передачи является следующее улучшение: зубчатый венец будет устанавливаться с натягом на корпус дифференциала, а упорные торцы зубчатого венца и корпус а дифференциала разделены щелевым пространством, кроме того торцы будут покрываться герметиком, в щелевом пространстве установлены амортизационные прокладки из паронита.

АНДАТПА

Осы дипломдық жұмыста ЗИЛ 433180 жүк автокөлік құралының негізгі беріліс бөлігін жобалау қарастырылған.

Жұмыста келесі мәселелер қарастырылады: негізгі берілістерді есептеу және жобалау, бөлікке арналған білікшені технологиялық өңдеу, сондай-ақ осы дизайнның қауіпсіздігіне назар аударылады.

Келесі жетілдірулер негізгі тетік дизайнын жетілдіру тақырыбы болып табылады: сақиналы механизм дифференциалды корпусқа тығыз орнатылады, ал сақиналы тісті берілістің тоқтап ұштары мен дифференциалды корпусы слотты кеңістікте бөлінеді, сонымен қатар ұштар мөртабанмен жабылады, ал паронит демпфираторлары қисық кеңістікте орнатылады. Айтылмыш дипломдық жұмыста ЗИЛ 433180 жүк автокөлік құралының басты берілісінің жобасы- жүргізеді

ABSTRACT

In this thesis work is the design of the main transmission of the truck onboard vehicle analogue ZIL 433180.

In the course of the work, the following issues are considered: calculation and design of the main gear, technological processing of the part - gear shaft, attention is also paid to the safety of this design.

The following improvement is the subject of improving the main gear design: the ring gear will be installed with a tight fit on the differential case, and the stop ends of the ring gear and the differential case are separated by a slotted space, in addition, the ends will be covered with a sealant, and paronite damping pads are installed in the slotted space.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение.	9
1	Общая часть	10
1.1	Обзор конструкции и анализ технических данных автомобиля –	
	аналога	10
1.2	Необходимые характеристики и эксплуатационные свойства	
	автомобиля аналога	11
2	Назначения, виды и принцип действия главной передачи	14
2.1	Конструкции главных передач и их элементов	14
2.2	Двойные главные передачи	16
3	Тяговый расчет автомобиля ЗИЛ 433180	20
3.1	Выбор исходных данных	20
3.2	Определение внешней скоростной характеристики двигателя	21
3.3	Определение передаточного числа главной передачи	23
4	Проектирование и расчет главной передачи	25
4.1	Выбор основных параметров главной передачи	25
4.2	Расчет главной передачи	25
4.3	Проверочный расчет подшипников	32
4.4	Расчет основных элементов корпуса	33
4.5	Смазка главной передачи	34
5	Анализ и оценка патентов различных конструкций главной	
	передачи	35
	Заключение	49
	Список литературы	50

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильная промышленность – одна из ведущих машиностроения. Важным фактором являются пассажирские перевозки. Перед промышленностью в настоящее время стоят задачи, связанные с увеличением выпуска автобусов предназначенных для разных отраслей промышленности, и сферы деятельности человека. Для всего этого необходимо производство ЭКОНОМИЧНЫХ автомобилей дизельными двигателями, позволяющих значительно сократить расход топлива, а следовательно и затраты на него. В настоящее время проводятся значительные работы по увеличению выпуска и повышению надежности автомобилей, работающих на сжатом и сжиженном газах. Возрастает производство специализированных автомобилей и прицепов для перевозки различных грузов. Предусматривается уменьшить на 15 – 20% удельную металлоемкость, увеличить ресурс, снизить трудоемкость технического обслуживания автомобилей, повысить все виды безопасности.

Важным фактором повышения производительности является высокий ресурс автомобилей в дорожных условиях, типичных для сельского хозяйства. Развитие автомобилестроительной отрасли базируется на фундаментальных и прикладных исследованиях, направленных на создание новых видов автомобильной техники, отвечающих перспективным требованиям по безопасности, экологии и надежности.

В связи с мировым кризисом первоочередной задачей является создание экономичных автомобилей.

Высоких показателей топливной экономичности можно достичь в результате дальнейшего уменьшения массы автомобиля, установки дизелей, улучшение аэродинамических показателей, совершенствование конструкций трансмиссий и других узлов, а также расширения применения электронных устройств, позволяющих поддерживать оптимальные условия движения. Масса автомобиля может быть уменьшена при широком использовании легких сплавов, пластмасс, высокопрочных сталей, а также при рациональном конструировании сборочных единиц и деталей с помощью ПК.

Применение ПК дает возможность ускорить конструкторские расчеты, осуществить математическое моделирование сложных физических процессов, учитывать значительно большее число факторов при расчетах, а следовательно, более обоснованно выбрать конструктивные параметры проектируемого автомобиля.

Основными направлениями развития современной технологии производства служат: переход от прерывистых, дискретных технологических процессов к непрерывным автоматизированным, обеспечивающим увеличение масштабов производства и качества продукции; внедрение безотходной технологии для наиболее полного использования сырья, материалов, энергии, топлива.

1 Общая часть

1.1 Обзор конструкции и анализ технических данных автомобиля –аналога

Главная передача служит для увеличения крутящего момента и изменения его направления под прямым углом к продольной оси автомобиля. С этой целью главную передачу выполняют из конических шестерен.

На автомобилях ГАЗ-53-12 и ГАЗ-24 установлена гипоидная одинарная главная передача, состоящая из ведущей — малой конической шестерни, выполненной вместе с валом, и ведомой — большой конической шестерни. Для достижения бесшумной и плавной работы зубья шестерен — спиральные. Вал малой конической шестерни закреплен на двух конических и одной цилиндрическом подшипниках.

Большая коническая шестерня закреплена на коробке дифференциала и вместе с ней установлена на двух конических подшипниках в картере заднего моста.

Гипоидные передачи по сравнению с простыми обладают рядом преимуществ: они имеют ось ведущего колеса, расположенную ниже оси ведомого, что позволяет опустить ниже карданную передачу, понизить пол кузова легкового автомобиля. Вследствие этого снижается центр тяжести и повышается устойчивость автомобиля. Кроме того, гипоидная передача имеет утолщенную форму основания зубьев шестерен, что существенно повышает их нагрузочную способность и износостойкость.

Но это обстоятельство обусловливает применение для смазки шестерен специального масла (гипоидного), рассчитанного для работы в условиях передачи больших усилий, возникающих в контакте между зубьями шестерен.

На поворотах и на неровной дороге при движении по прямой правые и левые колеса проходят неодинаковый путь. Если в этих случаях колеса заставить вращаться с одной скоростью, то одно из ведущих колес (описывающее меньший путь) должно частично проскальзывать относительно дороги. Чтобы качение ведущих колес происходило без проскальзывания, необходимо иметь механизм, допускающий вращение колес с разными скоростями. Такой механизм называется дифференциалом. На автомобилях применяют шестеренчатый дифференциал, который состоит из крестовины, конических шестерен — сателлитов, полуосевых шестерен и коробки. На цилиндрические пальцы крестовины свободно насажаны сателлиты. Крестовина вместе с сателлитами закреплены в коробке дифференциала и вращение вместе с ним.

Сателлиты находятся в постоянном зацеплении с шестернями правой и левой полуосей. Когда автомобиль движется по прямой и ровной дороге, оба ведущих колеса (правое и левое) встречают равное сопротивление качению, при этом ведомая шестерня главной передачи вращает коробку дифференциала с крестовиной и сателлитами. Сателлиты находятся в

зацеплении с правой и левой полуосевыми шестернями, своими зубьями приводят их во вращение с одинаковой скоростью, сателлиты в этом случае вокруг своей оси не вращаются. На поворотах, когда внутреннее колесо встречает большее сопротивление, его вращение замедляется, сателлиты начинают вращаться вокруг своих осей, в результате чего второе колесо, описывающее большой путь, начинает вращаться быстрее. Учитывая, что ведущие колеса должны в определенных условиях вращаться с неодинаковой скоростью, крутящий момент от дифференциала к колесам должен передаваться через две отдельные полуоси. Каждая полуось соединена с сателлитами дифференциала при помощи полуосевых шестерен.

Полуосевые шестерни своими шлицованными отверстиями насажаны на полуось. Другой конец полуосей соединен либо фланцем со ступицами колес (ГАЗ-53А и ЗИЛ -130), либо с тормозными барабанами (ГАЗ-24 «Волга»).

Шестеренчатый дифференциал состоит из:

- 1. Полуосевых шестерен.
- 2. Сателлитов.
- 3. Крестовин
- 4. Ведомой шестерни главной передачи.
- 5. Коробки дифференциала.

1.2 Необходимые характеристики и эксплуатационные свойства автомобиля аналога

Вот прошло второе десятилетие трудного существования АМО ЗИЛ, все это время завод переживает трудные времена, несмотря на многочисленные планы модернизаций и реструктуризаций, а несколько лет назад было окончательно принято решено вывести цеха за пределы столичной территории. И не смотря на все это на Лихачеве конструктора продолжают работать над созданием новых моделей, одним из которых стал ЗИЛ-433180.

Бортовой грузовик ЗИЛ-433180 грузоподъемностью 8 т (колесная база — 4500 мм) стал основой для выпуска многоцелевого шасси ЗИЛ-433182 и самосвального шасси ЗИЛ-494582. Возросшая до 14,5 т полная масса этих моделей стала причиной установки рядного 6-цилиндрового турбодизеля ММЗ Д-260.11Е2 (Евро-2) рабочим объемом 7,12 литров и мощностью 178 также механической 9-ступенчатой коробкой лошадок, а передач собственного производства. Ставка импортный (хотя на ближнезарубежной страны) дизель сделана не от хорошей жизни – просто в настоящее время у АМО ЗИЛ нет собственного дизельного двигателя, несмотря на многолетние усилия по его созданию и освоению в производстве.

За последнее время Минский завод осуществил дальнейшую модернизацию двигателя, сделав его более автомобильным: была увеличена

степень сжатия, изменены впускная и выпускная системы, при этом существенно возросли крутящий момент и мощность, а в сочетании с охладителем наддувочного воздуха дизель стал соответствовать экологическим нормам Euro 2. Для более тяжелых моделей, как MA3-4371, КамАЗ-4308 и тем более ЗИЛ-433180, требуется значительно большая мощность двигателя, составляющая уже порядка 180 л.с., как на зарубежных аналогах. Интересно, что двигатель ММЗ Д-260.11 Е2 применяется Минским автозаводом только для оснащения автобусов большого класса, а вот в среднетоннажных грузовиков предприятие ориентируется на использование (пока в заказной комплектации) двигателя Deutz мощностью 170 сил. Конструкция шестицилиндрового мотора Д-260.11 Е2 и его компоновка в моторном отсеке оставалась для нас "терра инкогнито". Когда же был откинут интегральный капот, первый взгляд разрешил все "стыковки" двигатель создан путем продольной загадки трехцилиндровых блоков Д-243 (этот двигатель применяется на дорожностроительной технике), о чем свидетельствовали две раздельные крышки головок блоков цилиндров. Таким образом, рабочий объем Д-260 в полтора раза больше, чем у четырехцилиндрового Д-245 (4,75 литра), и составляет 7,12 литров. Совершенно очевидно, что такой модульный принцип создания дизелей большей мощности из двигателей меньшей мощности (да еще морально устаревших) решает проблему лишь частично.



Из-за увеличения длины двигатель не подходит для автомобилей МАЗ по компоновочным параметрам, а вот под удлиненным "зиловским" капотом выглядит вполне естественно. К сожалению, не представилось возможности более детально познакомиться с конструкцией двигателя, но можно смело утверждать, что принципиальной разницы в конструкции с Д-245.7 Е2 он не имеет. Таким образом, отсутствие прогресса в области создания собственного российского дизеля средней мощности, отвечающего мировому уровню, в условиях ужесточения экологического законодательства во всем мире вообще и в нашей стране, в частности, уже превращается в национальную проблему.

До середины 2007 года в России действовали нормы Euro 2, двигатель Д-260.11 E2 им соответствует и вполне гармонирует с автомобилем ЗИЛ-433180, к тому же есть практические наработки по обеспечению двигателем норм Euro 3 и выше. Относительно грузоподъемности 8 тонн надо отметить, что в данном сегменте российского рынка грузовики отечественных марок представлены весьма скудно. Единственным аналогом ЗИЛ-433180 можно считать лишь КамАЗ-43253 (4х2) полной массой 14 740 килограмм и грузоподъемностью в бортовом варианте 7,5 тонн. В последние годы КАМАЗ успешно расширил диапазон грузоподъемности своей продукции, преимущественно в сторону больших и особо больших значений, но и среднему классу стал уделять значительное внимание.

2 Назначения, виды и принцип действия главной передачи

Главная передача — это механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Основные требования к главной передаче сводятся к тому, что она должна: обеспечивать оптимальные тягово — динамические и топливно — экономические характеристики автомобиля при соответствующем выборе передаточных чисел; иметь высокий КПД; обеспечивать требуемый дорожный просвет; работать плавно и бесшумно; иметь высокую жесткость корпуса, опор и валов.

Главные передачи классифицируют по числу, виду и расположению зубчатых колес. По числу зубчатых колес главные передачи подразделяются на одинарные – главные передачи с одной парой зубчатых колес и двойные – с двумя парами зубчатых колес.

Одинарные главные передачи по виду зубчатых колес подразделяются на конические – с коническими зубчатыми колесами, гипоидные – с гипоидным зацеплением зубчатых колес, цилиндрические – с цилиндрическими зубчатыми колесами, червячные – с червяком и червячным колесом.

Двойные главные передачи по расположению зубчатых колес подразделяются на центральные – двойные главные передачи, у которых обе пары зубчатых колес расположены в одном картере, и разнесенные – двойные главные передачи, у которых вторая пара зубчатых колес находится в приводе к каждому из ведущих колес.

По числу ступеней главной передачи различают одноступенчатые – главные передачи с одним передаточным числом и двухступенчатые – главные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами (высшую и низшую ступень).

2.1 Конструкции главных передач и их элементов

2.1.1 Одинарные главные передачи

Одинарная главная передача (рисунок 1) компактна, имеет минимальную массу, невысокую стоимость. Она проста в производстве и эксплуатации. Применение ее ограничивается передаточным числом $u_0 \ge 7$ и несущей способностью зубчатого зацепления: при передаче большого крутящего момента необходимо увеличивать модуль зуба, а следовательно, и размеры зубчатых колес, что приводит к уменьшению дорожного просвета.

2.1.2 Одинарные конические главные передачи

Одинарная коническая главная передача (рисунок 1, а) применяется на легковых автомобилях и грузовых малой грузоподъемности.

Более широкое распространение получила одинарная гипоидная главная передача (рисунок 1, б), обладающая рядом преимуществ: повышенной несущею способностью по контактным напряжениям, плавностью работы и бесшумностью. Иногда применение гипоидной передачи связывается с использованием гипоидного смещения Е (рисунок 1, б) как расширяющего компоновочные возможности автомобиля.

В отечественном автомобилестроении применяется на автомобилях семейства ВАЗ, «Москвич», «Волга», ГАЗ – 53А, ГАЗ – 14, ЗИЛ – 4104.

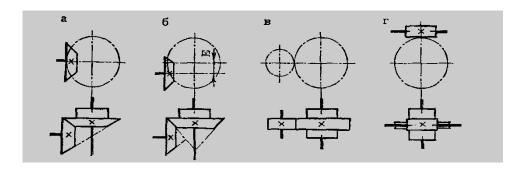


Рисунок 1 – Схемы одинарных главных передач

2.1.3 Одинарные гипоидные главные передачи

В одинарной гипоидной главной передаче (рисунок 1, б) вал с шестерней установлен в приливе картера на двух конических роликоподшипниках и. Между подшипниками поставлена стальная (с упругим гофром) распорная втулка. На шлицах наружного конца вала закреплен само контрящейся (с карданного пластмассовой вставкой) гайкой фланец Ступица фланца грязеуловительным щитком. уплотнена В самоподжимным сальником. Между ступицей фланца и подшипником закреплено масло отражательное кольцо. Масло к подшипникам и поступает по каналу в приливе картера. Ось вала шестерни смещена относительно оси зубчатого колеса вниз на 31,75 мм.

Гайка стопорится пластиной, которая крепится болтом к бугелю подшипника.

Колесо прикреплено болтами к неразъемной коробке дифференциала. В коробку запрессован палец, фиксируемый выступом зубчатого колеса. На пальце поставлены два сателлита, находящиеся в зацеплении с полу осевыми шестернями, которые цилиндрическими шейками входят в выточки коробки. С торцов под полу осевые шестерни поставлены упорные кольца, подбором которых регулируют правильность зацепления шестерен дифференциала. На пальце под сателлитами сделана винтовая канавка для лучшего прохода масла, а в упорных кольцах имеются отверстия. Полу осевые шестерни соединяются на шлицах с внутренними концами полуосей.

2.1.4 Одинарные цилиндрические главные передачи

Одинарная цилиндрическая главная передача (рисунок 1, в) широко используется на легковых автомобилях, в особенности переднее приводных, при поперечном расположении двигателя.

Одинарная червячная передача (см. рисунок 1, г) позволяет получить передаточное число более 7. Однако низкий по сравнению с конической и гипоидной передачами КПД червячной передачи, пониженная несущая способность при тех же габаритах и несколько повышенная стоимость производства ограничивают область применения таких передач.

2.2 Двойные главные передачи

Двойная центральная главная передача имеет большие размеры, массу и стоимость по сравнению с одинарной, но позволяет получить большие передаточные числа ($u_0 \le 12$) без уменьшения дорожного просвета под картером главной передачи.

2.2.1 Двойные центральные главные передачи

Двойные центральные главные передачи выполняют по различным схемам: а) первая ступень коническая (гипоидная), вторая — цилиндрическая (рисунок 3, а); б) первая ступень коническая (гипоидная, червячная), вторая — планетарная; в) первая ступень планетарная, вторая — коническая (гипоидная) (рисунок 3, б); г) первая ступень цилиндрическая, вторая — коническая (гипоидная) (рисунок 3, е).

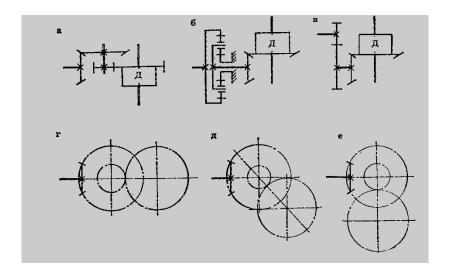


Рисунок 3 – Схемы двойных центральных главных передач

В отечественном автомобилестроении наибольшее распространение получила схема, представленная на рисунок 3, а. Применяются следующие три варианта данной схемы: I — все валы шестерен главной передачи располагаются в горизонтальной плоскости (по типу 3ИЛ-130, рисунок 3, r); II — в двух

неперпендикулярных плоскостях (по типу КрАЗ-257, рисунок 3, д); III – в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (по типу Урал – 4320, ЗИЛ – 131, КамАЗ – 5320, рисунок 3, е). Последний вариант позволяет получить наиболее компактный средний проходной мост тележки трехосного автомобиля.

2.2.2 Двойные разнесенные главные передачи

Двойная разнесенная главная передача состоит из центрального редуктора с одинарной конической или гипоидной передачей и меж колесным дифференциалом за которым расположены два редуктора Р в приводе каждого ведущего колеса.

Двойная разнесенная главная передача сложнее центральной, имеет большее число зубчатых колес и подшипников. Несмотря на это, она получила большое распространение на автомобилях средней большой грузоподъемности вследствие ряда преимуществ, основными из которых являются: 1) меньшие размеры меж колесного дифференциала и диаметр полуосей ввиду малой степени редукции момента, подводимого к меж колесному дифференциалу; 2) компактность центральной части ведущего моста и достаточно большой дорожный просвет под центральной частью балки ведущего моста; 3) возможность изменить передаточное число главной передачи без изменения центрального редуктора и центральной части балки ведущего моста.

В практике конструирования привода ведущих колес редукторы двойной разнесенной главной передачи разделяют на бортовые, расположенные перед ведущими колесами или непосредственно за меж колесным дифференциалом, и колесные, расположенные в ступице колеса или его тормозного барабана.

Двухступенчатая главная передача позволяет расширить диапазон передаточных чисел трансмиссии при сохранении без изменений ее узлов. Низшая ступень такой передачи используется при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях (например, в горной местности) для преодоления значительного сопротивления движению. Она позволяет реже применять промежуточные передачи в коробке. Использование высшей ступени в легких дорожных условиях или при неполной загрузке автомобиля способствует улучшению его экономичности, увеличению средней скорости движения и уменьшению крутящего момента в приводе ведущих колес.

Двухступенчатая главная передача может быть получена за счет установки блокируемого планетарного ряда между дифференциалом и ведомой конической шестерней (рисунок 4, а) или дополнительной пары цилиндрических зубчатых колес (рисунок 4, б).

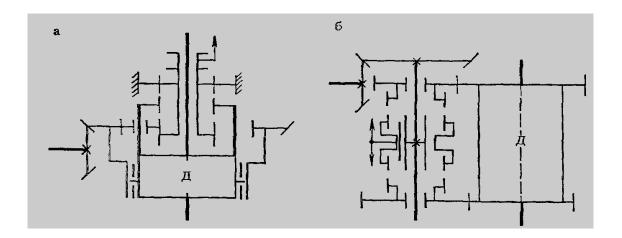


Рисунок 4 – Схемы двухступенчатых главных передач

К недостаткам двухступенчатых главных передач следует отнести некоторую сложность конструкции и то, что без усложнения управления невозможно осуществить переключение ступеней при движении автомобиля. Кроме того, главные передачи выпускаются максимально унифицированными и приспособленными не только для автомобилей с одним ведущим мостом, но также и для много приводных автомобилей. При необходимости синхронного переключения нескольких ступенчатых главных передач на одном автомобиле усложняется система управления и снижается ее надежность. Эти недостатки в условиях широкого распространения многоступенчатых коробок передач обусловили ограничение двухступенчатых главных передач.

Зубчатые колеса главных передач изготовляют из высококачественных легированных и высоколегированных сталей марок 20ХНМ (ГАЗ), ЗОХГТ, 20Х2Н4А, 20ХГНМ (ЗИЛ), 25ХГНМ (КамАЗ), 20ХГНТА и 15ХГН2ТА (КраАЗ) с цементацией на глубину 1,2...1,5 мм. После закалки твердость поверхностного слоя зубьев составляет 59...65 HRС₃, что обусловливает их высокую износостойкость. Твердость сердцевины у основания зубьев – HRQ > 26...35, чем обеспечивается вязкое сопротивление ударным нагрузкам и прочность на изгиб.

Картер главной передачи изготовляют как одно целое с балкой ведущего моста или отделяемым от балки с разъемными гнездами под подшипники корпуса дифференциала. Наибольшее распространение имеет вторая конструкция, облегчающая монтажно-демонтажные и регулировочные работы. Для облегчения сборки часто горловину картера, в которой размещены ведущий вал и его подшипники, делают разъемное. В отдельном картере предусматривают фланец для крепления главной передачи к балке моста.

Основное требование, предъявляемое к картеру главной передачи, – жесткость конструкции. Последняя определяет точность зацепления зубчатых колес главных передач. Для увеличения жесткости на картере главной передачи делают наружные и внутренние ребра. Повышение жесткости опор конического колеса достигается тем, что гнезда этих опор располагают

непосредственно в корпусе картера. Картер главной передачи изготовляют из ковкого чугуна KY 37 - 12 KY 35 - 10 или высокопрочного чугуна BY 50 - 2.

Вал конической шестерни в современных конструкциях устанавливают, как правило, по двум типовым схемам: с креплением вала на подшипниках консольно или по обе стороны шестерни. Схема с креплением вала на подшипниках, расположенных по обе стороны шестерни, обеспечивает большую жесткость конструкции, чем первая. Однако она конструктивно сложнее и применяется в основном в одинарных главных передачах. Схема с консольным креплением вала на двух подшипниках применяется чаще в двойных главных передачах.

Повышение жесткости узла шестерни главной передачи достигается: увеличением расстояния b между опорами, расположенными с одной стороны шестерни, и уменьшением длины консоли с уменьшением расстояния между опорами (a+b), расположенными по обе стороны шестерни.

Жесткость вала должна быть такой, чтобы обеспечивалось постоянство зацепления зубчатых колес центрального редуктора при максимальных нагрузках.

Для уменьшения длины консоли а и увеличения расстояния между опорами в конические роликоподшипники следует располагать так, чтобы вершины их конусов были обращены внутрь вреден, так как он может ухудшить условия работы подшипников, снизить КПД передачи и привести к ускоренному ее изнашиванию. Предварительный натяг контролируется измерением момента, необходимого для проворачивания вала. Для подшипников конических шестерен главной передачи грузовых автомобилей натяг составляет 0,03...0,05 мм, при этом момент, необходимый для проворачивания шестерен главной передачи, – 1...3 Нм.

В качестве опор конического зубчатого колеса могут применяться сферические роликоподшипники. Грузоподъемность и жесткость этих подшипников меньше, чем конических роликоподшипников, но зато они самоустанавливающиеся и потому менее чувствительны к перекосам, что весьма существенно при значительных размерах подшипников колеса главной передачи. Шарикоподшипники, для которых не требуется регулировки, устанавливают в настоящее время только в главных передачах малолитражных легковых автомобилей.

Регулировка подшипников и шестерен главной передачи производится следующим образом. Подшипники вала шестерни главной передачи обычно регулируют при помощи регулировочных колец.

После регулировки подшипников регулируют зацепление конических шестерен. Зацепление конических шестерен должно быть отрегулировано так, чтобы зубья сопрягаемых шестерен входили в зацепление по всей длине и между зубьями был определенный боковой зазор, равный в среднем 0,15... 0,30 мм. Данный зазор проверяют по угловому перемещению фланца карданного шарнира, закрепленного на валу шестерни главной передачи. При этом зубчатое колесо должно быть закреплено.

Правильность зацепления конических шестерен проверяют по расположению пятна контакта на зубьях. Для этой цели на зубья шестерни наносят слой краски, затем шестерни проворачивают. При правильном зацеплении шестерен пятно контакта располагается по середине высоты зуба с небольшим сдвигом к его узкому концу.

3 Тяговый расчет автомобиля ЗИЛ 433180

3.1 Выбор исходных данных

Исходные данные приведены в таблицах 3.1 и 3.2.

3.1 таблица – Исходные данные

Тип автомобиля	грузовой			
Назначение и область	перевозка сыпучих строительных и			
использования	промышленных грузов			
Максимальная скорость, км/ч	95			
Грузоподъемность, кН	80			
Тип двигателя	дизельный			
Расположение двигателя	V-образное			
Используемое топливо	дизель			
Тип трансмиссии	механическая			
Колесная формула	4x2			

В соответствии с заданием из совокупности выпускаемых автомобилей выбираем близко подходящий автомобиль. Таким автомобилем является грузовой автомобиль ЗИЛ 433180. Пользуясь технической характеристикой выбранного автомобиля задаемся дополнительными исходными данными.

3.2 таблица – Исходные данные

Полный вес автомобиля $G_{a,k}H$	252
Нагрузка на переднюю ось, кН	44
Нагрузка на заднюю ось, кН	61,5
Фактор обтекаемости $\kappa_{\scriptscriptstyle B} F_{\scriptscriptstyle B}$, $H \cdot c^2/m^2$	2,75
КПД трансмиссии	0,88
Минимальный удельный расход	207
топлива g _e , г/кВт·час	

Предварительно определяем нагрузки на передние и задние колеса автомобиля. Они даны в описании автомобиля:

$$G_1/4=44/4=22,5 \text{ kH}$$

$$G_2/4=61,5/6=25\kappa H$$

По стандартам на шины по наибольшей нагрузке выбираем шину 11.00 R20 (300 R508).

Максимальная нагрузка = 22400/20600 Н

Наружный диаметр = $1018 \text{ мм} \pm 1.5 \text{ мм}$

Ширина профиля,мм = не более 258 мм

Статический радиус,мм = $475 \pm 1,5 \%$

Индекс грузоподъемности = 136/133.

Внутреннее давление при максимальной нагрузке, $\kappa\Pi a = 640$.

Максимальная сорость км/ч = 100 J.

Macca, $\kappa \Gamma$ = не более 55.

Рекомендуемый обод (дюймы) = 7,0...20(190...580).

С достаточной для практических целей точностью радиус r_{ko} (радиус качения без скольжения) может быть найден по выражению

$$r_{ko} = \lambda_m r_c \,, \tag{1}$$

Где $\lambda_{\rm m}=0.95...0.97$ — коэффициент деформации, зависит от типа, размера и модели шины. Пусть $\lambda_{\rm m}=0.96$.

Тогда имеем $r_{ko} = 0,49 \text{ м}$

3.2 Определение внешней скоростной характеристики двигателя

Так как при максимальной скорости ускорение автомобиля равно нулю, исходя из уравнения мощностного баланса необходимая мощность

двигателя N_{ev} (кВт) для обеспечения движения с заданной скоростью v_{max} (км/час) определяется по формуле:

$$N_{ev} = \frac{\left(G_a \psi_v + \frac{K_B F_B v_{max}^2}{13}\right)}{3600 \eta_{TP}},$$
(2)

где ψ_v – коэффициент дорожного сопротивления.

Расчетный коэффициент дорожного сопротивления ДЛЯ автомобиля выбираем проектируемого исходя ИЗ движения ПО гориозонтальной дороге с цемнтобетонным или асфальтобетонным покрытием, при этом учитываем что $\psi_{v} = f(v)$. Для данного автомобиля ψ_{v} можно определить по формуле

$$\psi_v = (0.015 \dots 0.020) + 6 \cdot 10^{-6} \frac{v_{max}^2}{3.6^2}$$

следовательно имеем:

$$\psi_v = -0.01 + 6*10^{-6} * 85^2/3.6^2 = 0.013$$

$$K_{\rm B}F_{\rm B} = K_{\rm B} \cdot_{\rm C} B_{\rm r}H_{\rm r} = 0.55*5 = 2.75$$

Дальше подставив известные данные получим

Nev=(252000*0,013+4,2*85*85/13)*85/(3600*0,88)=136 kBt

 M_3 =(M_{max}/M_n - 1)*100% = 9 % — коэффициент приспособляемости по моменту;

 K_M =1 + M_3 /100=1.09 – запас крутящего момента;

K_w=1.57 – коэффициент приспособляемости по частоте;

 $a = 1 - (9*1,57*(2-1,57))/(100*0,57^2) = 0.839$

b=2*9*1.57/(100*0.57)=0.847

c = 0,686

a+b-c=0.839+0.847-0.686=1

У автомобилей снабженных двигателями с ограничителем частоты вращения, отношение $\left(\frac{n_v}{n_N}\right)$ =1, тогда имеем $N_{emax}=N_{ev}$.

Для построения внешней скоростной характеристики двигателя необходимо выбрать частоту n_N .

Для данного автомобиля $n_N=2100$.

При работе двигателя установленного на автомобиле, часть мощности двигателя расходуется на привод дополнительных механизмов, поэтому вводится коэффициент k_c , зависящий от типа двигателя и автотранспортного средства. Обычно в технических характеристиках двигателей приводятся стендовые значения мощности N_c , которые связаны с соответствующими значениями мощности N_c следующей зависимостью:

Крутящий момент на коленчатом валу двигателя определяется по формуле:

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e},$$

Для данного двигателя n_{emin}= 700 об/мин.

Nemin=150,5*[$0.85(600/2200)+0,84(600/2200)^2-0,69(600/2200)^3$]= 150[0.23+0.062-0.05]=47,192 κ BT

 $N_c = N_e/k_c = 36,4/0.85 = 49,68 \text{ kBT}$

 $M_e = 9554*36,4/600 = 644,1 H*_M$

 $M_c = 9554*42,8/600 = 678,1 H*_M$

Для остальных значений n_e расчетные значения исходных величин сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1. Значения расчетных параметров двигателя

	Taomiga 5.1. Sha femin par feminin par Asin areas							
n_e ,	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
об/мин								
Ne, кВт	47.464	62.832	78	92.616	106.35	118.46	129.4	136
N _c , кВт	50	66.13	82.1	97.5	112		136	143.15
Ме, Нм	647.8	667	677	680.6	677	666	650.6	618.7
Мс, Нм	682.4	702	713	716.55	713	696.8	683.8	651.2

3.3 Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи определяется по формуле

$$U_0 = 0.377 \frac{n_{emax} r_{ko} c_v}{U_B v_{max}},\tag{5}$$

где $n_{emax} = n_N$ - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

 c_v — коэффициент высшей передачи. Принимаем равным 1;

 U_b - передаточное число высшей передачи в коробке передач. Принимаем U_b =0,815.

 $U_0=0,377*2200*0,49/85/0,815=5,86$

Преодоление автомобилем максимального сопротивления дороги ψ_{max} , следовательно необходимое передаточное число первой передачи будет

$$U_1 = \frac{\psi_{max} G_a r_{ko}}{M_{emax} U_0 \eta_{TP}},\tag{6}$$

где ψ_{max} - максимальный преодолеваемый подъем на первой передаче. Пусть ψ_{max} =0,35.

 $U_1 = 0.35*252000*0.49/(833*5.86*0.88)=10$

Полученное передаточное число U_1 проверяется на возможность реализации окружной силы на ведущих колесах втомобиля. Следовательно передаточное число первой передачи, при котором окружная сила реализуется по сцеплению будет

$$U_{1\varphi} = \frac{G_{\varphi}.\varphi \cdot r_{ko}}{M_{emax}U_0\eta_{TP}},\tag{7}$$

где G_{φ} - сцепной вес автомобиля. Пусть φ =0,75. Для автомобиля с задним расположением ведущих мостов

$$G_{\varphi} = K_{\mathbb{R}2}G_2 \tag{8}$$

где K_{R2} -коэффициент перераспределения нагрузки. Пусть K_{R2} =1,2; G_2 =61,5кH. Отсюда следует:

 G_{ϕ} =1,2*61,5=73,8 кН

Следовательно U_{10} ==73,8 *0.75*1000*0,49/(833*5,86*0.88)=6,3

Получилось что $U_{1\phi} < U_1$ следовательно буксование автомобиля присутствует.

Передаточное число первой передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимально устойчивой скорости движения

$$U_{1v}=0.377\frac{n_{emin}r_{ko}}{v_{min}U_0},$$

где v_{min} - минимально устойчивая скорость движения. Пусть v_{min} =3 км/час.

Тогда
$$U_{1v} = (0,377*600*0,49)/(5,86*3)=6,31$$

Сравнивая полученные значения передаточного числа первой передачи, принимаем окончательно U_1 =6,3.

4 Проектирование и расчет главной передачи

4.1 Выбор основных параметров главной передачи

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета

таолица 4.1 Пеходиве даниве для рас тета		
Средний угол наклона зубьев β _m , град	35	
Отношение ширины зубчатого венца к внешнему	0,285	
конусному расстоянию Кье		
Наибольший вращающий момент на шестерне Т ₁ , Н ·	526	
M		
Пиковый кратковременно действующий вращающий	400	
момент на шестерне $T_{1\Pi UK} H \cdot M$		
Требуемый ресурс передачи t_{Σ} , ч	10 000	
Частота вращения n ₁ , мин ⁻¹	900	
Требуемое передаточное число u	4,43	
Марка стали	Сталь	
	20XH3A	ГОСТ
	8560-78	
Твердость поверхности зуба НВ		
$H_1 48$	48	
H ₂ 285	285	
Предел текучести материала, МПа		
σ_{F1}	750	
$\sigma_{ m F2}$	650	

4.2 Расчет главной передачи

Определение ориентировочного значения делительного диаметра шестерни d'_{e1} , мм:

$$d'_{e1} = K_3 \sqrt{\frac{T_1}{u'\theta_H}} = 25\sqrt[3]{\frac{526}{4.43 \cdot 1.7}} = 95$$
 (25)

где

 $K=25~(H_1\,{\ge}\,45HRC$ и $H_2\,{\le}\,350~HB);$

$$\theta_{\rm H} = 1{,}13 + 0{,}15 \cdot {\rm u} \tag{26}$$

 $\theta_H = 1,13 + 0,13 \cdot 4,43 = 1,59.$

Ориентировочное значение средней окружной скорости, м/с:

$$\theta = \pi \cdot 0.857 \cdot d'_{e1} \cdot n_1 / 60 \cdot 10^3 \tag{27}$$

$$3,14 \cdot 0,857 \cdot 102 \cdot 115 / 60 \cdot 10^3 = 0,53$$

Степень точности. Назначаем 8-ю степень точности, так как $\theta'_m < 5$.

Предварительное значение внешнего делительного диаметра шестерни $d^{"}_{e1}$, мм:

$$d_{e2}'' = 1650_{3} \sqrt{\frac{T_{1}K_{HV}K_{H\beta}}{u'\left[\delta\right]^{2}\theta_{H}}} = 1650_{3} \sqrt{\frac{526 \cdot 1.06 \cdot 1.2}{4.43 \cdot 643^{2} \cdot 1.59}} = 110$$
 (28)

где K_{HV} = 1.06; $K_{H\beta}$ = 1,2; $[\sigma]_H$ = 643.

Принимаем $d''_{e1} = 106$ мм.

Определение коэффициентов K_{HV} и $K_{H\beta}$

Коэффициент K_{HV} , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении При 8-й степени точности $V^{\Lambda} = 3,04$ и твердости зубчатых колес:

 $H_1 = 48HRC_3$; $H_2 = 285HB$; $K_{HV} = 1,06$

Относительная ширина шестерни при К_{be} = 0,285

$$\Psi_{bd} = b / d \cdot m_1 = 0.166 \cdot (u^2 + 1)^{0.5} = 0.166 \cdot (3.555^2 + 1)^{0.5} = 0.61$$
 (29)

Коэффициент К, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

При $\psi_{bd} = 0.61$; $H_1 = 48$ HRC₃; $H_2 = 285$ HB;

$$K'_{H\beta} = 1.19; K'_{H\beta} = (0.19)^{0.5} = 1.09$$

Так как

 $K_{H\beta} = (K'_{H\beta}) \ge 1,2$, принимаем $K'_{H\beta} = 1,2$

Предел контактной выносливости, Мпа

$$\sigma_{\text{Hlim}} = 17 \cdot H_{\text{HRC}} + 200 = 17 \cdot 48 + 200 = 1016;$$
 (30)

$$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640$$
 (31)

Коэффициент запаса прочности

 $s_{H1} = 1,2; s_{H2} = 1,1;$

Число циклов, соответствующее перелому кривой усталости

$$N_{GH1} = H^{3}_{HB1} = 450^{3} = 9,1 \cdot 10^{7}; \tag{32}$$

$$N_{GH2} = H^3_{HB2} = 285^3 = 2.3 \cdot 10^7;$$
 (33)

Твердость шестерни

 $H_{HB1} = 450HB$

Требуемый ресурс, циклы

$$N_{K1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 970 \cdot 10^4 = 58,2-10^7;$$
 (34)

$$N_{K2} = N_{K1} / u = 58.2 \cdot 10^7 / 5.55 = 16.4 \cdot 10^7$$
 (35)

Коэффициент долговечности (так как режим постоянный, то $N_{\text{HE}} = N_{\text{K}}$)

$$Z_{N1} = (N_{HG1} / N_{K1})^{1/6} = (9,1 \cdot 10^7 / 58,2 \cdot 10^7)^{1/6} < 1$$
 (36)

 $Z_{N1} = 1$

$$Z_{N2} = (N_{HG2} / N_{K1})^{1/6} = (2, 3 \cdot 10^7 / 58, 2 \cdot 10^7)^{1/6} < 1 \tag{37}$$

$$Z_{N2} = 1$$

Допускаемое контактное напряжение шестерни и колеса, Мпа

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{Hlim} \cdot z_{N1} / s_{H1} = 1016 \cdot 1/1, 2 = 847;$$
 (38)

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{Hlim} \cdot z_{N1} / s_{H1} = 640 \cdot 1 / 1, 1 = 582$$
 (39)

Допускаемое контактное напряжение, Мпа

$$[\sigma]_{H} = 0.45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \tag{40}$$

 $0.45 \cdot (8.47 + 582) = 643;$

$$[\sigma]_{H} = 1.15 [\sigma]_{H2} = 1.15 \cdot 582 = 669.$$
 (41)

Окончательно принимаем $[\sigma]_H = 643$

Число зубьев шестерни: $z'_1 = 14$

$$z_1 = 1.3 \cdot z'_1 = 1.3 \cdot 14 = 18.2.$$
 (42)

Принимаем $z_1 = 18$

Число зубьев колеса:
$$z_2 = z_1 \cdot u' = 18 \cdot 4{,}43 = 79{,}74.$$
 (43)

Принимаем $z_2 = 80$.

Передаточное число передачи

$$u = z_2 / z_1 = 80 / 18 = 4,43.$$
 (44)

Угол делительного конуса шестерни, град:

$$\delta_1 = \arctan(z_1 / z_2) = \arctan(18 / 80) = 15.7086.$$
 (45)

Угол делительного конуса колеса, град:

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 15,7086 = 74,2914.$$
 (46)

Внешний окружной модуль, мм.

$$m_{te} = d_{e1} / z_1 = 106 / 18 = 5.55$$
 (47)

Внешнее конусное расстояние, мм.

$$R_E = \frac{m_{te}}{2}\sqrt{z_1^2} + z_2^2 = \frac{5,55}{2}\sqrt{18^2 + 80^2} = 392$$
 48)

Ширина зубчатых венцов колес, мм

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} \cdot R_e = 0.285 \cdot 227.55 = 65$$
 (49)

Принимаем b = 65

Коэффициент смещения инструмента (коррекции) для шестерни:

$$x_{n1} = 0,32$$
 при $z_1 = 18$ и $u = 4,43$

Коэффициент смещения инструмента (коррекции) для колеса

$$x_{n2} = -x_{n1} = -0.32$$

Проверочный расчет на выносливость при изгибе:

а) коэффициент, учитывающий форму зуба:

для шестерни

 $Y_{FS1} = 3,7$ при $x_{n1} = 0,32$

$$z_{Vn1} = z_1 / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_1) = 18 / (0.55 \cdot 0.96) = 34$$
 (50)

(β = 35° и δ_1 = 15,7066°),

для колеса

 $Y_{FS2} = 3,62$ при $x_{n2} = -0,632$.

$$z_{Vn2} = z_2 / (\cos^3 \beta \cdot \cos \delta_2) = 80 / (0.55 \cdot 0.271) = 429$$
 (51)

(β = 35° и δ_1 = 74,2914°);

б) коэффициент, учитывающий вид конической передачи

$$\theta_{\rm F} = 0.85 + 0.045 \cdot u,\tag{52}$$

 $\theta_{\rm F} = 0.85 + 0.045 \cdot 4.43 = 1.04$;

в) напряжение изгиба в опасном сечении зуба, МПа: для шестерни

$$\sigma_{F1} = 2.7 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot K_{FV} \cdot K_{FB} \cdot Y_{FS1} / (b \cdot d_{e1} \cdot m_{Fe} \cdot \theta_F)$$
 (53)

$$\sigma_{F1} = 2,7 \cdot 10^3 \cdot 125 \cdot 1,12 \cdot 1,16 \cdot 3,7 \, / \, (35,5 \cdot 67,4 \cdot 3,7444 \cdot 1,003)$$

$$= 180,5 < [\sigma]_{F1} = 353$$

для колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{FS2} \cdot \sigma_{F1} / Y_{FS1} = 3.62 \cdot 180.5 / 3.7 = 176.6 < [\sigma]_{F2} = 353$$
 (54)

Определение коэффициентов Кр,, и К_

Коэффициент K_{FV} , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении 7-я степень точности;

 $\theta'_{\rm m} = 3.04;$

 $H_1 = 48HRC_3,$

 $H_2 = 285HB$;

 $K'_{FV} = 1.12$

Коэффициент К, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

 $\psi_{bd} = 0.61;$

 $H_1 = 48HRC_3$;

 $H_2 = 285HB$;

 $K_{F\beta} = (K'_{F\beta})^{0.5} \ge 1.15;$

 $K'_{F\beta} = 1,35;$

 $K_{F\beta} = (1,35)^{0,5} = 1,16$

Геометрические размеры передачи;

а) внешний делительный диаметр, мм: шестерни

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 5.55 \cdot 18 = 106 \tag{55}$$

колеса

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 5,55 \cdot 80 = 418 \tag{56}$$

б) внешний диаметр вершин зубьев, мм: шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + x_{n1}) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$$
 (57)

 $d_{ae1} = 100 + 2 \cdot (1 + 0.32) \cdot 5.55 \cdot 0.9626 = 106$ колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + x_{n2}) \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$$
 (58)

$$d_{ae2} = 444 + 2 \cdot (1 - 0.32) \cdot 5.55 \cdot 0.271 = 418$$

Проверка на контактную выносливость. Размеры передачи, полученные расчетом, не изменялись; следовательно, действующее контактное напряжение равно допускаемому, т.е. $\sigma_H = [\sigma]_H$.

Определение допускаемых напряжений изгиба шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$

Предел выносливости при изгибе, МПа

для шестерни

 $\sigma_{\text{Flim1}} = 600;$

для колеса

 $\sigma_{\text{Flim}2} = 1,75$

 $H_{HB} = 1,75 \cdot 285 = 499$

Коэффициент запаса прочности

 $s_{F1} = s_{F2} = 1,7$

Коэффициент долговечности

$$Y_{N1} = (4 \cdot 10^6 / N_{K1})^{1/3} = (4 \cdot 10^6 / 582 \cdot 10^6)^{1/3} < 1, Y_{N1} = 1$$
 (59)

 $Y_{N2}=(4\cdot 10^6\,/\,N_{K2})^{1/3}=(4\cdot 10^6\,/\,164\cdot 10^6)^{1/3}<1,\,Y_{N2}=1$ Допускаемое напряжение изгиба, МПа

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{N1} / S_{F1} = 600 \cdot 1 / 1,7 = 553 \tag{60}$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Flim2} \cdot Y_{N2} / S_{F2} = 499 \cdot 1 / 1,7 = 293$$
 (61)

Проверка передачи на прочность при действии пиковой (максимальной) нагрузки:

а) коэффициент перегрузки

$$K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}1} / T_1 = 400 / 526 = 0.76;$$
 (62)

б) контактное напряжение в полюсе зацеплении, МПа;

$$\sigma_{\text{Hmax}} = \sigma_{\text{H}} \cdot (K_{\text{nep}})^{0.5} = 645 \cdot (0.76)^{0.5} = 1150 < [\sigma]_{\text{Hmax}} = 1820,$$
 (63)

в) напряжение изгиба в опасном сечении зуба, МПа: для шестерни

$$\sigma_{\text{Fmax 1}} = \sigma_{\text{F1}} \cdot K_{\text{nep}} = 180.5 \cdot 0.76 = 577.6 < [\sigma]_{\text{Fmax 1}} = 900,$$
 (64)

для колеса

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{nep} = 176,6 \cdot 0,76 = 565,1 < [\sigma]_{Fmax2} = 1287.$$
 (65)

Определение допускаемых напряжений при пиковой нагрузке Допускаемое напряжение, МПа Контактное

$$[\sigma]_{\text{Hmax}1} = 40 \text{ H}_{\text{HRC}3} = 40 \cdot 48 = 1920$$
 (66)

$$[\sigma]_{\text{Hmax}2} = 268 \cdot \sigma_{\text{T}2} = 2.8 \cdot 650 = 1820$$
 (67)

Изгиба

$$[\sigma]_{Fmax1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{Nmax1} \cdot K_{st1} / s_{st1} = 600 \cdot 2,5 \ 1,2 / 2 = 900 \ \ (68)$$

$$[\sigma]_{Fmax1} = \sigma_{Flim2} \cdot Y_{Nmax2} \cdot K_{st2} / s_{st2} = 499 \cdot 4 \cdot 1,3 / 2 = 1297$$
 (69)

где
$$Y_{Nmax1} = 2.5$$
; $Y_{Nmax2} = 4$; $K_{st1} = 1.2$; $K_{st2} = 1.3$; (70)

$$s_{st1} = s_{st2} = 2,0$$

Анализ параметров (критериев) работоспособности – действующих и допускаемых напряжений - показал, что передача будет работоспособна.

Таблица 4.2 – Параметры зубчатых колес с круговыми зубьями

Параметр	Обозначение	Значение параметра для	
		шестерни	Колеса
Средний	-	4,43	4,43
нормальный			
модуль			
Число зубьев	Z	18	80
Средний угол	β_{m}	35	35
наклона зуба, град			
Коэффициент	X	0,32	-0.32
смещения			
Угол	-	15,7086	74,291
делительного			
конуса, град			
Степень точности	-	8 - B	8 – B
(по ГОСТ 1758-			
81)			

Определяем силы действующие в зацеплении конической косозубой передачи:

окружная
$$F_t = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{0,857 \cdot d_s} = \frac{2 \cdot 490500}{0,857 \cdot 125} = 4580H$$
 (71)

радиальная
$$F_r = 0.36 \cdot F_t \cdot \cos \delta_2 = 0.36 \cdot 4580 \cdot 0.371 = 612 \text{ H},$$
 (72)

осевая
$$F_a = 0.36 \cdot F_t \cdot \sin \delta_2 = 0.36 \cdot 4580 \cdot 0.928 = 1530 \text{ H}.$$
 (73)

Выбираем материал для вала.

Это сталь 45 улучшенная, со следующими механическими

характеристиками:

$$\delta_B = 780 \, H/\text{мм}^2$$
; $\delta_T = 540 \, H/\text{мм}^2$; $\delta_{-1} = 335 \, H/\text{мм}^2$; (74) допускаемое напряжение на кручение

$$[\tau]_k = 25 - 40 \ H/_{MM}^2;$$
 (75)

Ориентировочно определяем геометрические размеры каждой ступени вала:

- диаметр выходной части

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0.2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{526000}{0.2 \cdot 30}} = 38 \text{ мм.}$$
(76)

Принимаем d_1 = 40 мм.

Исходя из этого принимаем диаметр под подшипником $d_2 = 54$ мм

Выбираем предварительно подшипники качения. Для конической передачи при n<1500 об/мин применяется подшипник роликовый конический однорядный. Выбираем типоразмер подшипника по величине диаметра внутреннего кольца, равного диаметру d_2 = 54 мм. Это подшипник легкой широкой серии 7510: d = 54мм, D = 90мм, T = 25 мм, угол контакта 16^0 , C_r =62 kH.

Определяем диаметр вала исходя из третьей теории прочности

$$d = \frac{M_{np}}{0.1[\delta_1]} = \frac{568}{0.1 \cdot 160 \cdot 10^6} = 32.8 \text{ мм}, \tag{77}$$

где $[\delta_1] = 160 \ \mathrm{Mps}$ - допускаемое значение напряжений для стального вала.

Полученное значение вала под подшипником округляем до ближайшего стандартного d=40 мм.

4.3 Проверочный расчет подшипников

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности с базовой. В результате расчетов имеем:

угловая скорость вала $\omega_3=16,3\,o^{-1}$, осевая сила в зацеплении - $F_a=1530$ H, реакции в подшипниках - $R_{XB}=3400$ H, $R_{YB}=7557$ H.

Подшипники установлены по схеме враспор.

Определяем осевые составляющие радиальных реакций

$$R_{g1} = 0.83 \text{ e } R_{BY} = 0.83 \cdot 0.381 \cdot 3400 = 1188 \text{ H},$$
 (78)

$$R_{g2} = 0.83 \text{ e } R_{BX} = 0.83 \cdot 0.381 \cdot 7557 = 2640 \text{ H},$$
 (79)

Определяем осевую нагрузку подшипника

$$R_{a1} = R_{s1} = 1188 \text{ H}, R_{a2} = R_{s1} + F_a = 2718 \text{ H}.$$
 (80)

Определяем отношения:

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{BY}} = \frac{1188}{1 \cdot 3400} = 0,35 \quad \frac{R_{a2}}{VR_{BX}} = \frac{2718}{1 \cdot 7557} = 0,36,$$
(81)

где V - коэффициент вращения. При вращающемся внутреннем кольце подшипника V=1.

По соотношению 0.35 < 0.381 и 0.36 < 0.381 выбираем формулу для определения эквивалентной динамической нагрузки, воспринимаемой подшипником, R_e ; $R_e = VR_rK_g$ K_T ,

 $K_{\rm g}$ - коэффициент безопасности $K_{\rm g}$ =1,2,

 K_{T} - температурный коэффициент =1, K_{T} тогда

$$R_e = 1 \cdot 3400 \cdot 1.2 \cdot 1 = 4080 \text{ H},$$

Определяем динамическую грузоподъемность

$$C_{gp} = \text{Re}^{3.33} 573 \cdot \omega_3 \cdot \frac{L_h}{10^6} = 4080^{3.33} 573 \cdot 16.3 \cdot \frac{5000}{10^6} = 12937,68 H,$$
 (82)

где $L_{\rm h}$ - требуемая долговечность подшипника, при длительной работе привода, принимаем 5000 ч.

 $C_{rp} < C_{r}$, значит подшипник пригоден к применению.

4.4 Расчет основных элементов корпуса

Корпус заднего моста предназначен для размещения в нем деталей передачи, восприятия усилий, возникающих при работе, а также для предохранения деталей передачи от повреждений и загрязнений.

Габариты и форма определяются числом и размерами зубчатых колес, заключенных в корпус, положением плоскости разъема и расположением валов.

В нижней части основания корпуса предусматривают маслосливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой.

Толщина стенок определяется по формуле:

$$\delta = 0.025 \cdot d_e + 1; \tag{83}$$

где δ – толщина стенок основания, *мм*;

 δ_1 — толщина стенок, *мм*; d_e — диаметр колеса, *мм*; δ = 0,025 · 418 + 1 = 6.6 *мм*; Диаметры болтов: Принимаем dI = 12 мм.

4.5 Смазка главной передачи

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Этот способ применяется для зубчатых передач с окружными скоростями от 0,3 до 12,5 м/сек.

Выбор сорта масла зависит от значения расчетного контактного напряжения в зубьях GH и фактической окружной скорости колес U. В данном редукторе при $U = 4{,}33$ м/сек, GH = 456 применяется масло сорта $U = 4{,}33$ м/сек, GH = 456 применяется $U = 4{,}33$ м/сек, $U = 4{,}33$

Смазывание подшипников:

В проектируемых редукторах для смазывания подшипников качения применяют жидкие и пластичные смазочные материалы. Смазочный материал набивают в подшипник вручную при снятой крышке подшипникового узла. Наиболее распространенной для подшипников качения — пластичной смазки типа солидол жировой (ГОСТ 1033-79), консталин жировой УТ-1 (ГОСТ 1957-75).

5 Анализ и оценка патентов различных конструкций главной передачи

Центральный редуктор ведущего моста транспортного средства (SU 1326476)

Изобретение относится к тяжелому машиностроению и может быть применено в ведущих мостах транспортных средств, например сверхтяжелых самосвалов. Цель изобретения повышение долговечности за счет разгрузки стяжных элементов. Упорное устройство для осевых сил ведомой конической шестерни 5 центрального редуктора выполнено в виде конусного соединения ведомой конической шестерни, установленной с натягом на корпусе 9 дифференциала 6, а упорные торцы 10 и 11 шестерни 5 и корпуса 9 дифференциала 6 разделены щелевым пространством 12. Поверхности сопряженных деталей конусного соединения покрыты герметикой, кроме того, в щелевом пространстве установлены амортизационные прокладки 15. 2 з.п.ф.—лы, 2 ил.

Изобретение относится к тяжелому машиностроению и может быть применено в ведущих мостах транспортных средств, например, сверхтяжелых самосвалов.

Цель изобретения повышение долговечности за счет разгрузки стяжных элементов, упрощение монтажно-сборочных работ и повышение точности сборки соединения.

На рисунке 5 изображен центральный редуктор ведущего моста транспортного средства, продольный разрез; на рисунке 6 – конусное соединение.

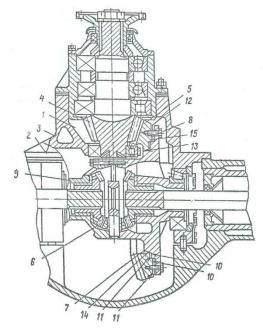


Рисунок 5 — Центральный редуктор ведущего моста транспортного средства

Центральный редуктор 1 ведущего моста 2 содержит картер 3, коническую пару шестерен 4 и 5, дифференциал 6, упорное устройство в виде конусного соединения 7 для осевых сил ведомой конической шестерни 5,

закрепленной болтами 8 на корпусе 9 дифференциала 6, при этом ведомая коническая шестерня 5 установлена с натягом на корпусе 9 дифференциала 6, а упорные торцы 10 и 11 шестерни 5 и корпуса 9 дифференциала 6 разделены щелевым пространством 12, кроме того поверхности 13 и 14 сопряженных деталей 5 и 9 конусного соединения 7 покрыты герметикам; в щелевом пространстве 12 установлены амортизационные прокладки 15, например поранит.

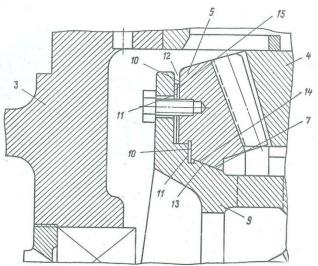


Рисунок 6 – Центральный редуктор ведущего моста транспортного средства

Упорное устройство выполнено в виде конусного соединения 7 на сопряженных поверхностях 13 и 14 шестерни 5 и корпуса 9. При работе осевую силу ведомой конической шестерни 5 воспринимает всей поверхностью 13 корпус 9 дифференциала 6, а на торец 10, как у прототипа, на котором сконцентрирована вся осевая сила только в зоне зацепления шестерен 4 и 5 и обминания головок заклепок, расположенных диаметрально противоположно.

Восприятие осевой силы всей поверхностью 13 корпуса 9 исключает возможность обминания торцов головок заклепок или вытяжки резьбы с последующим разбалтыванием и срезанием, особенно в момент трогания и торможения. Конусное соединение 7 с натягом обеспечивает передачу изгибающего момента от осевой силы шестерни 5 относительно оси ведущего моста 2 полностью на поверхность 13 корпуса 9 дифференциала 6, а не на торец 10 и стяжные элементы. При этом щелевое пространство 12 обеспечивает демпфирующий эффект фланца дифференциала 6 за счет преднатяга стяжных элементов.

При невозможности обеспечения необходимой чистоты поверхности 13 и 14 сопряженных деталей 5 и 9 конусного соединения 7 покрывают герметиком, таким образом, сглаживая гребни от мехобработки, получают 80 – 90% – ное прилегание поверхностей 13 и 14, увеличив передачу крутящего момента (это кроме прямого назначения герметика скреплять), а значит, увеличив долговечность стяжных элементов.

Кроме того, установленные в щелевом пространстве 12 амортизационные прокладки 15 обеспечивают, повышение точности сборки путем уменьшения возможности перекосов оси шестерни 5 относительно оси корпуса 9 за счет амортизационного сопротивления, а значит, уменьшения амплитуды колебаний шестерни 5 в плоскости, перпендикулярной оси ведущего моста 2, т.е. увеличив долговечность стяжных элементов, а значит, редуктора.

Главная передача автомобиля (612615)

Изобретение относится к автомобилестроению, в частности к устройству главных передач.

Наиболее близким из известных технических решений к изобретению является главная передача автомобиля, содержащая картер, в котором на двух радиально-упорных подшипниках установлен вал ведущей конической шестерни, зацепленной с ведомой конической шестерней, размещенной на шариковом радиально — упорном подшипнике, при этом внутренняя и внешняя обоймы ближайшего к ведомой шестерне радиально-упорного подшипника вала ведущей шестерни установлены так, что точка пересечения оси вала ведущей шестерни с нормалями к поверхностям контакта между телами качения и наружной обоймой смещена внутрь картера.

Регулировка известной главной передачи автомобиля представляет собой длительный и сложный процесс, трудноосуществимый при ремонтных работах.

Цель изобретения – упрощение регулировки главной передачи автомобиля.

Это достигается тем, что внешние обоймы подшипников выполнены в стенках картера, а внутренние – соответственно в теле вала ведущей шестерни и в теле ведомой шестерни, при этом ведомая шестерня расположена так, что кратчайшая линия от среднего диаметра ведомой шестерни до оси вала ведущей шестерни проходит через точку пересечения указанных нормалей с осью вала ведущей шестерни, внутренний диаметр внешней обоймы радиальноупорного подшипника вала ведущей шестерни, ближайшего к ведомой шестерне, равен расстоянию от шарика шарикового радиально – упорного подшипника ведомой шестерни до оси вала ведущей шестерни, а внешний диаметр его внутренней обоймы равен диаметру окружности выступов ведущей шестерни.

На чертеже изображена главная передача автомобиля.

Главная передача автомобиля состоит из картера 1, в котором на радиально-упорных подшипниках 2 и 3 установлен вал 4 ведущей конусной шестерни, зацепленной с ведомой конусной шестерней 5, установленной на шариковом радиально-упорном подшипнике 6.

Кратчайшая линия от среднего диаметра шестерни 5 проходит через точку О пересечения оси вала 4 с нормалями к поверхностям контакта между телами качения и наружной обоймой подшипника 3, смещенной внутрь картера. Обоймы подшипников 2 и 3 выполнены в теле картера, в теле вала 4 и в теле шестерни 5. Внутренний диаметр внешней обоймы подшипника 3 равен

расстоянию от шарика подшипника б до оси вала 4, а внешний диаметр внутренней обоймы подшипника 3 равен диаметру окружности выступов шестерни 5. Главная передача данной конструкции имеет высокую точность изготовления, что позволяет исключить регулировочные средства при сборке, т. е. упростить процесс регулировки и обеспечить необходимую жесткость всего узла при высокой точности сборки.

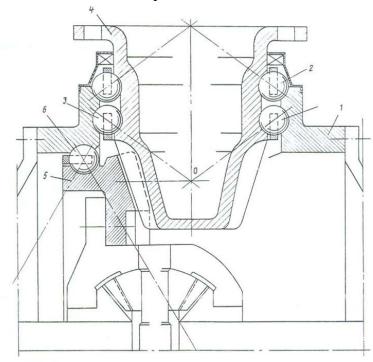


Рисунок 7 – Главная передача автомобиля

Двойная главная передача ведущего моста транспортного средства (SU 1123901)

Содержащая картер, вал, установленный в картере посредством первой и второй подшипниковых опор, а также закрепленные на валу между опорами ведомую коническую и ведущую цилиндрическую шестерни, причем коническая шестерня расположена со стороны первой опоры, образованной радиальным подшипником, а цилиндрическая шестерня со стороны второй опоры, выполненной из основного и вспомогательного радиально – упорных подшипников, отличающаяся тем, что, с целью повышения срока службы, между торцами ведущей цилиндрической шестерни и внутреннего кольца, основного подшипника второй опоры расположен шарнир, выполненный в виде двух установленных на валу цилиндрических втулок, контактирующих друг с другом по сферической поверхности, центр которой рас расположен на оси вала в точке, ее пересечения с торцовой поверхностью упомянутой цилиндрической шестерни, со стороны ведомой конической шестерни, а радиус сферической поверхности равен расстоянию до точки пересечения торцовой поверхности основного подшипника второй опоры, контактирующей с втулкой упомянутого шарнира с осью вала. Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в конструкциях ведущих мостов транспортных средств.

Известна двойная главная передача ведущего моста транспортного средства, содержащая картер, вал установленный в картере посредством первой и второй подшипниковых опор, а также закрепленные шестерни, причем коническая шестерня расположена со стороны первой опоры, образованной радиальным подшипником, а цилиндрическая шестерня – со стороны второй опоры выполненной из основного и вспомогательного радиально – упорных подшипников. При эксплуатации детали главной передачи деформируются под действием рабочих нагрузок. Вал ведущего цилиндрического колеса прогибается на участке от начала жесткой заделки в задней опоре (от торца внутреннего кольца основного подшипника) до торца радиального подшипника передней опоры, причем наибольший прогиб наблюдается в месте стыковки торцов ступиц зубчатых колес, Торец ступицы цилиндрического колеса, расположенный вблизи ведущего наибольшего прогиба также вынужден переместиться под нагрузкой, а противоположный торец принадлежащий плоскости жесткой заделки вала в задней опоре, не перемещается. Большая изгибная жесткость ступицы ведущего цилиндрического колеса не позволяет ей существенно деформироваться. Поэтому торец ступицы ведущего цилиндрического колеса со стороны передней опоры и со стороны задней опоры параллельны, как до, так и после нагружения. Так как торец ее со стороны передней опоры перемещается, а со стороны задней опоры зафиксирован, то сама ступица ведущее цилиндрического колеса поворачивается относительно точки пересечения оси вала с плоскостью начала жесткой заделки (начала задней опоры), При повороте ступицы ее торец со стороны задней опоры стремится повернуть внутреннее кольцо основного подшипника, перекосить его на валу. В точках сближения торец ведущего цилиндрического колеса вызывает возрастание сжимающих усилий, обусловленных наличием преднатяга, во внутренних кольцах подшипников, а в противоположных по диаметру точках, где торец отдаляется, – снижение предварительных сжимающих усилий. За каждый оборот вала все точки периметра регулировочной гайки и внутренних колец подшипников проходят через зону наибольшего натяга (осевого сжатия) и зону наименьшего натяга. При большом перекосе, вызванном действием значительных нагрузок, или при ослабленной затяжке регулировочной гайки возможно наличие зоны полного снятия предварительного натяга, Циклически изменяющееся усилие изгиба гайки приводит к преждевременному повреждению витков резьбы и последующему срыву гайки, что вызывает нарушение работы подшипников и зубчатых передач с их последующим ддругим повреждением следствием перекоса торца ведущего цилиндрического колеса относительно торца внутреннего кольца основного подшипника задней опоры является то, что при неравномерном (по внутренних окружности) осевом нагружении колец подшипников, регулировочных шайб и опорной шайбы (т.е. деталей, размещенных между торцом ведущего цилиндрического колеса и регулировочной гайкой)

происходит их поворот относительно вала и относительно друг друга. При этом провороте поверхности регулировочных колец и опорной шайбы, не подготовленные для работы в условиях трения скольжения, изнашиваются, а усилие затяжки гайки падает. Это приводит к ослаблению предварительного натяга подшипников задней опоры и снижению их долговечности. Следствием перекоса торца ведущего цилиндрического колеса относительно торца внутреннего кольца основного подшипника задней опоры является также то, что при неравномерном (по окружности) осевом нагружении в зоне наибольшего сжатия возникает дополнительное нагружение тел качения основного подшипника задней опоры. Величина этой дополнительной нагрузки суммируется с рабочей, что вызывает чрезмерную концентрацию нагрузки в основном подшипнике.

Недостатком известного технического решения является преждевременный выход из строя деталей задней опоры и главной передачи, обусловленный наличием перекоса торца ступицы ведущей цилиндрической шестерни.

Целью изобретения является повышение срока службы главной передачи.

Указанная цель достигается тем, что в двойной главной передаче, между торцами ведущей цилиндрической шестерни и внутреннего кольца основного подшипника второй опоры расположен шарнир, выполненный в виде двух установленных на валу цилиндрических втулок, контактирующих друг с другом по сферической поверхности, центр которой расположен на оси вала в точке ее пересечения с торцовой поверхностью упомянутой цилиндрической шестерни, с стороны ведомой конической шестерни, а радиус сферической поверхности равен расстоянию до точки пересечения торцовой поверхности основного подшипника второй опоры, контактирующей с втулкой упомянутого шарнира, с осью вала.

На чертеже показана главная передача транспортного средства разрез.

Главная передача ведущего моста транспортного средства состоит из ведущего конического колеса 1, которое находится в зацеплении с ведомым коническим колесом 2. Коническое колесо 1 и коническое колесо 2 образуют коническую передачу. Ведущее коническое колесо 1 связано с карданным валом транспортного средства (на чертеже не показан).

Ведомое коническое колесо 2 имеет ступицу 3 с торцами А и 5. Торец 4 упирается в торец 6 внутреннего кольца 7 радиального подшипника 8, образующего переднюю (первую) опору 9 вала 10» а наружное кольцо подшипника установлено в расточке картера 12, Торец 5 упирается в торец 13 ведущего цилиндрического колеса 14 (шестерни), ступица 15 которого выполнена заодно с валом 10 ведущего цилиндрического колеса.

Ведущее цилиндрическое колесо 14 находится в зацеплении с ведомым цилиндрическим колесом 16, Цилиндрические колеса 14 и 16 образуют цилиндрическую передачу.

Ведомое цилиндрическое колесо 16 через чашки дифференциала, сателлиты и шестерни полуосей (не показаны связано с полуосями транспортного средства).

Ступицы 3 ведомого конического колеса 2 посажена на вал 10 ведущего цилиндрического колеса по прессовой насадке и от проворота фиксируется на торец 18 ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14 опирается торцом 19 с центрированием на шейку вала втулка 20 шарнира 21, имеющая сферическую выпуклую поверхность 22 радиуса R, по которой она контактирует с вогнутой сферической поверхностью 23 того же радиуса R, выполненной на втулке 24. Втулка 24 также центрируется на шейке вала 10, а торец 25 ее упирается в торец 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28 -задней (второй) опоры 29.

Центр 30 сферической поверхности 22 и сферической поверхности 23 лежит в точке пересечения плоскости торца 13 ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14 с осью 31 вала 10 ведущего цилиндрического колеса, а образующая сферических поверхностей 22 и 23 касается плоскости торца 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28 – в точке 32 на оси 31 вала 10 ведущего цилиндрического колеса.

Внутреннее кольцо 33 вспомогательного подшипника 34 задней опоры 29 установлено на валу 10 ведущего цилиндрического колеса так, что один его торец упирается в опорную шайбу 35, а противоположный – в регулировочные шайбы 36, которые установлены между внутренними кольцами 27 и 33 подшипников 28 и 34.

На резьбовом хвостовике 37 вала 10 ведущего цилиндрического колеса установлена регулировочная гайка 38 с деформируемым пояском 39.

Наружное кольцо 40 основного подшипника 28 и наружное кольцо 41 вспомогательного подшипника 34 установлены по напряженной посадке до упора бурт стакана 42, который устанавливается в картер 12. Между фланцем стакана 42 и картером 12 установлены прокладки 43 для регулирования конической передачи.

Стакан 42 вместе с крышкой 41 крепится к картеру 12 болтами 45 Главная передача работает следующим образом.

При прямом или обратном ходе транспортного средства крутящий момент от карданного вала (не показан) передается ведущему коническому колесу 1, а от него к ведомому коническому колесу 2 со ступице и далее через шпонку 17 на вал 10 ведущего цилиндрического колеса, ступицу 15 к ведущему цилиндрическому колесу 14 и от него – к ведомому цилиндрическому колесу 16 и далее к связанным с ним чашкам дифференциала, сателлитам и шестерням полуоси.

При действии рабочих нагрузок в зубчатых колесах на валу 10 ведущего цилиндрического колеса возникают осевые и радиальные нагрузки, воспринимаемые опорами,

Передняя опора 9 в виде радиального подшипника 8 с торцом 6 внутреннего кольца 7 этого подшипника упирается в торец 4 ступицы 3

ведомого комического колеса 2 и осевых нагрузок не воспринимает, так как кольцо 7 подшипника 8 не зафиксировано в осевом направлении.

Задняя опора 29 в виде основного подшипника 28 и вспомогательного подшипника 34 воспринимает радиальные и осевые нагрузки.

нагрузка Радиальная распределяется между основным вспомогательным 34 подшипниками, которые создают жесткую заделку вала 10 в задней опоре. Поэтому радиальная нагрузка на основной подшипник 28 состоит из опорной реакции от действия усилия В передачах; из дополнительной реакции, вызванной расположением в опоре вспомогательного подшипника 34, возникающей от действия в опоре так называемого опорного момента (реакция опорного момента). Радиальная нагрузка на вспомогательный подшипник 34 состоит из реакции от действия в опоре так называемого опорного момента (реакция опорного момента).

Разложение радиальной нагрузки на телах качения подшипника 34 создает осевую нагрузку на регулировочную гайку 38, которая суммируется с нагрузкой на эту гайку от затяжки для создания в задней опоре предварительного натяга.

Осевые усилия, возникающие при работе главной передачи, воспринимаются подшипниками 28 и 3А задней опоры.

Осевые усилия в сторону задней опоры передаются с торца 5 ступицы 3 ведомого конического колеса 2 на торец 13 ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14 и далее торцом 18 на торец 19 втулки 20 шарнира 21 с выпуклой сферической поверхностью 22, через сферическую вогнутую поверхность 23 втулки 24, ее торец 25 на торец 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28 задней опоры 29. Далее через тела качения основного подшипника 28, наружное кольцо 40 осевое усилие передается ,на стакан 42 и через болты 45 на картер 12. При этом на болты 45 нагружаются растяжением.

Осевое усилие в сторону передней опоры, возникающее в цилиндрической передаче при движении транспортного средства задним ходом, не превышает усилия, действующего в это же время в сторону задней опоры от конической передачи, а лишь частично его компенсирует.

Поэтому осевое усилие от нагрузок, в зубчатых передачах регулировочная гайка 38 не воспринимает и остается нагруженной усилием затяжки для создания предварительного натяга в опоре к усилием от разложения на телах качения вспомогательного подшипника 34 радиальной нагрузки.

Так как задняя опора выполнена по схеме жесткой заделки вала, торец 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28 не имеет перемещений и углов поворота, т.е. не будет прогибаться.

Вал 10 ведущего цилиндрического колеса под действием нагрузок прогибаться на участке от начала жесткой заделки (торец 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28) до торца 6 внутреннего кольца 7 радиального подшипника 8.

На этом участке имеются сечения, существенно отличающиеся по сопротивлению изгибу: ступица 15 ведущего цилиндрического колеса 14 и ступица 3 ведомого конического колеса 2,

Перемещения и угол поворота сечений под нагрузкой определяется размером диаметра сечения в четвертой степени.

Так как торец 4 ступицы 3 ведомого конического колеса упирается в торец 6 внутреннего кольца 7 радиального подшипника 8 который может перемещаться вдоль оси 31 вала 10 ведущего цилиндрического колеса, то торец 5 ступицы 3 ведомого конического колеса' 2 и торец 13 ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14 не зафиксированы друг относительно друга, поэтому сечение вала 10 в зоне стыка упомянутых торцов имеет наибольший прогиб.

Участки вала 10, где расположены ступицы 3 ведомого конического колеса 2 и ступица 15 ведущего цилиндрического колеса 14 из — за большой изгибной жесткости форму существенно не изменяют. Поэтому как до, так и после нагружения торец 4 ступицы 3 ведомого конического кольца 2 будет параллелен торцу 5 этой же ступицы. Торец 13 ступицы 15 ведущего цилиндрического, колеса 14 будет параллелен торцу 18 этой же ступицы, т.е. линия прогибов вала 10 носит характер ломанной линии с максимумом в зоне стыковки торца 5 ступицы 3 ведомого конического колеса 2 и торца 13 ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14.

Торец 13 ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14, расположенный вблизи сечения наибольшего прогиба вала 10 ведущего цилиндрического колеса, также будет вынужден переместиться под нагрузкой с поворотом вокруг, точки 32 – пересечения оси 31 вала 10 с плоскостью торца 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28 (плоскостью качала жесткой заделки опоры, по радиусу R). Противоположный, торец 18 совместно с контактирующей с ним по торцу 19 втулкой 20 шарнира 21 с выпуклой сферической поверхностью 22 радиуса R поворачивается по вогнутой сферической поверхности 23 радиуса R втулки 24 -также относительно точки 32,, Втулка 24 своим торцом 25 воздействует на торец 26 внутреннего кольца 27 основного подшипника 28 н при этом не поворачивается.

При этом втулки 24 и 20 шарнира 21 вращаются совместно с валом 10 ступицей 15 ведущего цилиндрического колеса 14 и внутренним кольцом 27 основного подшипника 28.

Так как ось втулки 20 с выпуклой сферической поверхностью 22 из — за поворота ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14 имеет наклон к оси втулки 24 с вогнутой сферической поверхностью 23 под углом, определяемым прогибом вала 10 ведущего .цилиндрического колеса 14 в зоне торце 13 ступицы 15, то за каждый оборот вала по сферическим поверхностям 22 и 23 будет происходить относительное проскальзывание на величину прогиба вала.

Так как величина прогиба назначается, исходя из работоспособности зубчатых передач и не превышает 0.10 - 0.15 мм, то такая же величина

относительно перемещения будет и на сферических поверхностях втулок 20 и 24 шарнира 21.

Перемещение сферических поверхностей 22 и 23 друг относительно друга в пределах угла, равного по величине углу поворота ступицы 15 ведущего цилиндрического колеса 14 относительно точки 32, не вызывает износных явлений этих поверхностей,, так как они подготовлены для работы в условиях таких микро перемещений. Втулки 20 к 24 изготовляются из стали типа ШХ – 15 с закалкой и низким отпуском (т.е. имеют высокую твердость), что позволяет работать в условиях высоких контактных нагрузок.

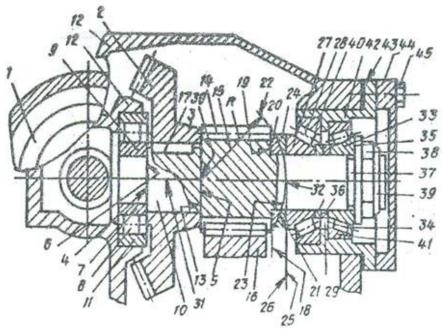


Рисунок 8 – Двойная главная передача ведущего моста транспортного средства

Таким образом, основная идея предлагаемого решения заключается в том, что при сопряжении торца ступицы ведущего цилиндрического колеса с торцом внутреннего кольца основного подшипника задней опоры через шарнир (с центром на оси вала ведущего цилиндрического колеса и с радиусом равным расстоянию по оси упомянутого вала от торца ступицы ведущего цилиндрического колеса со стороны передней опоры до плоскости торца внутреннего кольца основного подшипника задней опоры), осевые нагрузки на заднюю опору передаются без одностороннего искажения вносимого перекосом ступицы ведущего цилиндрического колеса.

Устранение одностороннего нагружения, не предусмотренного расчетной схемой работы главной передачи, позволяет выровнять загрузку витков резьбы регулировочной гайки, что повышает ее долговечность.

Предлагаемое решение позволяет выровнять осевую нагрузку между торцом ведущего цилиндрического колеса и регулировочной гайкой, что предотвращает проворачивание внутренних колец подшипников и устраняет износ поверхностей регулировочных шайб и опорной шайбы, не подготовленных для работы в условиях трения. Это создает условия для

поддержания стабильного натяга подшипников задней опоры, что повышает ее долговечность.

Предлагаемое решение позволяет устранить дополнительное осевое нагружение тел качения основного подшипника, что повышает его долговечность, разгрузить заднюю опору от перекашивающего влияния под нагрузкой ступицы ведущего цилиндрического колеса и повысить ее долговечность и, тем самым, повысить долговечность главной передачи в целом.

Двойная главная передача транспортной машины (463557)

Изобретение относится к трансмиссии транспортной машины.

Известна главная передача транспортной машины, состоящая из двух пар конических шестерен, ведущие из которых связаны с симметричным дифференциалом, а ведомые соединены с полуосями привода колес.

Цель изобретения — уменьшить деформации в осевом направлении ведомых конических шестерен. Для этого ведомые конические шестерни расположены соосно затылочными поверхностями друг к другу, а между этими поверхностями установлены регулируемые по длине распорные втулки.

На рисунке 9 изображена предлагаемая главная передача транспортной машины; на рисунке 10 — схема двойной главной передачи с симметричным дифференциалом.

В картере 1 главной передачи в гнездах 2 и 3 установлены стаканы 4 и 5, которые при регулировке можно перемещать в осевом направлении. В стаканах зафиксированы подшипники 6 и 7. Ступицы 8 и 9 фиксируются относительно подшипников 6 и 7, 10 и 11. Между внутренними кольцами подшипников 6 и 7, 10 и 11 установлены распорные втулки 12 и 13. С фланцами ступиц 8 и 9 связаны и установлены соосно затылочными поверхностями А и В друг к другу ведомые конические шестерни 14 и 15. Между поверхностями этих шестерен установлены регулируемые по длине распорные втулки, 16 и 17. Ведомые конические шестерни соединены с полуосями привода колес (на фигурах не показаны). Ведущие конические шестерни 18 и 19 связаны с симметричным дифференциалом 20.

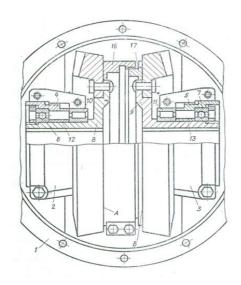


Рисунок 9 – Двойная главная передача транспортной машины

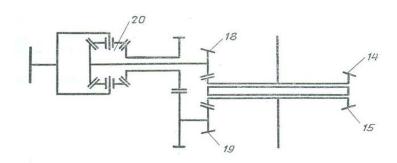
При передаче крутящего момента обеими парами конических шестерен деформации ведомых конических шестерен 14 и 15 в осевом направлении ограничены регулируемыми по длине распорными втулками 16, 17, когда эти втулки находятся в контакте с затылочными поверхностями ведомых шестерен, а осевые деформации имеют встречные направления.

Если ведомые конические шестерни вращаются с неодинаковыми угловыми скоростями, между затылочными поверхностями A и В этих шестерен и распорными втулками 16 и 17 возникает трение, увеличивающее степень блокировки колес машины.

С уменьшением разницы величин осевых сил, действующих на ведомые шестерни 14 и 15 во встречных направлениях, уменьшаются осевые силы, действующие на подшипники ступиц 8 и 9 ведомых шестерен.

Предмет изобретения

Двойная главная передача транспортной машины, содержащая две пары конических шестерен, ведущие из которых связаны с симметричным дифференциалом, а ведомые соединены с полуосями привода колес, отличающаяся тем, что, с целью уменьшения деформации осевом направлении ведомых конических шестерен, они расположены соосно затылочными поверхностями друг к другу, а между этими поверхностями установлены регулируемые по длине распорные втулки.



Ведущий мост транспортного средства (998151)

Изобретение относится к транспортному машиностроению, точнее к трансмиссии транспортных средств, преимущественно колесных тракторов.

Наиболее близким к изобретению в техническом отношении является ведущий мост транспортного средства, содержащий картер, смонтированные в нем дифференциал, полуоси, главную передачу, вал ведущей шестерни, который установлен в подшипниковой опоре, а ведомое колесо жестко закреплено на корпусе дифференциала, замкнутую систему смазки в виде ванны в поддоне картера и дисковый тормоз, установленный на ведущем валу вне картера.

Недостатком известного устройства является то, что тормоз, устанавливаемый на ведущем валу за пределами картера, как правило, сухой. Для сухих же тормозов характерно «увядание» фрикционных характеристик, т.е. проявление так называемого эффекта «фединг». В связи с этим их долговечность невелика и именно тормоз лимитирует в этом случае долговечность ведущего моста в целом.

Целью изобретения является повышение долговечности и надежности дискового тормоза, а также повышение устойчивости транспортного средства при торможении.

Указанная цель достигается тем, что ведущий мост транспортного средства, охарактеризованный вышеуказанной совокупностью существенных признаков, снабжен расположенными в корпусе подшипниковой опоры шестеренчатым насосом внутреннего зацепления для принудительной подачи смазки к фрикционным дискам, внутренняя шестерня которого жестко закреплена на валу 1 главной передачи, а наружное колесо свободно установлено с возможностью вращения в корпусе подшипниковой опоры.

Ведущий мост содержит корпус 1, главную передачу, состоящую из ведущей 2 и ведомой 3 конических шестерен, дифференциал 4, на корпусе которого закреплена шестерня 3, полуоси 5 и 6, фрикционный тормоз 7 и шестеренчатый масляный насос 8 с внутреннего зацепления, установленный в опоре 9 ведущего вала, расположенной между венцом шестерни 2 и тормозом 7. Подвижные фрикционные диски 10 тормоза 7 шлицами соединены с хвостовиком ведущей шестерни 2, а неподвижные диски 11 сопряжены с кожухом 12 опоры 9. Нажимное устройство, состоящее из нажимного диска 13, поворотного упорного диска 14 и шариков 15, находящихся в профилированных углублениях, установлено на цапфе кожуха 12. На опорном диске 14 имеется зубчатый венец 16, который входит в зацепление с венцом поворотного вала включения 17, плечо 18 которого соединено с механизмом его поворота, например с штоком пневмокамеры (на рисунке не показан).

Работает мост следующим образом.

При движении транспортной машины от вала ведущей шестерни 2 получают вращение дифференциал 4, полуоси 6 и 5, подвижные диски 10

фрикционного тормоза 7 и закрепленное жестко на этом валу внутреннее колесо с венцом внутреннего зацепления установлено и вращается в корпусе подшипниковой опоры 9. От напора, создаваемого вращением шестерни 3, содержащаяся в картере жидкая смазка по специальным осевым каналам (не показаны) и через зазоры в подшипниках качения попадает к шестеренчатому масляному насосу 8, который принудительно подает ее на соседний с тормозом подшипник качения и далее на разомкнутые фрикционные диски тормоза 7, Таким образом, к моменту торможения фрикционные диски оказываются всегда обильно смазанными, что обеспечивает постоянство фрикционных характеристик тормоза, снимает тепло напряженность работы тормоза и тем самым увеличивает долговечность и тормоза, и моста в целом.

Кроме того, увеличение ресурса моста способствует также принудительная смазка этим же шестеренчатым насосом ближнего к тормозу подшипника качения опоры 10, который в противном случае работал бы в режиме масляного голодания.

Технико-экономическая эффективность предлагаемого устройства состоит в обеспечении равной долговечности отдельных узлов ведущего моста и повышении его долговечности в целом.

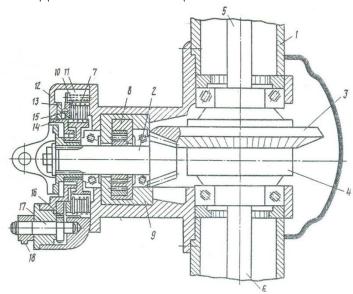


Рисунок 11 – Ведущий мост транспортного средства

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На грузовом автомобиле аналога ЗИЛ 433180 установлена двойная главная передача. Характерными её недостатками является: сложность конструкции, большие размеры картера главной передачи (что естественно влияет на дорожный просвет), дорогостоящий ремонт и обслуживание, высокая себестоимость всего агрегата в целом, относительно конструкций одинарной главной передачи.

В связи с мировым экономическим кризисом рынком предъявляются следующие требования к автотранспорту; как можно больше снизить расходы на основные агрегаты и механизмы путем упрощения их конструкции без потери необходимых технических характеристик.

Наиболее подходящей конструкцией будет являться – одинарная гипоидная главная передача. Она обладает рядом преимуществ: компактность, имеет минимальную массу, невысокую стоимость. Гипоидные главные передачи по своим свойствам являются как бы промежуточными между коническими (с пересекающимися осями) и червячными. Более того, часто удается синтезировать в них почти все положительные качества как червячных, так и конических передач. Главное у гипоидных передач удается получить КПД больше, чем у червячных, а уровень шума меньше, чем у конических. И, немаловажное обстоятельство, для гипоидных передач не требуются дорогие материалы (бронза), особая точность изготовления и чистота поверхностей. Гипоидные передачи обладают большей прочностью по сравнению с круговыми, так как у них при данном диаметре ведомой шестерни диаметр ведущей шестерни получается больше, а угол наклона винтовой линии зуба ведомой шестерни меньше. Относительное скольжение зубьев в гипоидной передаче больше, чем в круговой (спиральной) конической. Скольжение возрастает с увеличением смещения оси ведущей шестерни, когда передача становится похожей на червячную.

С целью увеличения долговечности данной конструкции на основании патента (SU 1326476), будет внедрено следующее улучшение: зубчатый венец будет устанавливаться с натягом на корпус дифференциала, а упорные торцы зубчатого венца и корпуса дифференциала разделены щелевым пространством, кроме того торцы будут покрываться герметиком, в щелевом пространстве установлены амортизационные прокладки из паронита.

Данные улучшения исключают возможность обминания торцов головок болтов или вытяжки резьбы с последующим разбалтыванием и срезанием, особенно в момент трогания и торможения. Соединение с натягом обеспечивает передачу изгибающего момента от осевой силы зубчатого венца относительно оси ведущего моста полностью на поверхность корпуса дифференциала, и не на торец и стяжные элементы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240 с;
- 2 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с;
- 3 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с;
- 4 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 5 Яскевич. Перевод с польского Коршунова Г.В. Ведущие мосты. М.: Машиностроение, 1985. 595 с;
- 6 Расчет припусков и межпереходных размеров в машиностроении: Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов/ Я.М. Радкевич, В.А. Тимирязев, А.Г. Схиртладзе, М.С. Островский; под ред. В.А. Тимирязева.— М.: Высш. шк., 2004.— 272 с: ил.
- 7 Горбацевич А. Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. Минск, «Высшая школа». 2004-288с: ил.
- 8 Малов А. Н. «Краткий справочник металлиста» (КСМ). М.: Машиностроение, 1987-960с: ил.
- 9 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя.— М.: Машиностроение, 1980.— Т.1..— 728 с.
- 10 Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя.— М.: Машиностроение, 1980.— Т. 2.-559 с.
- 11 Горошкин А. К. «Приспособление для металлорежущих станков», М.: Машиностроение, 1995. 303с.
- 12 Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. «Справочник технолога машиностроителя»: Т2; 4-е издание; М., Машиностроение; 1986г.,495с.
- 13 Абрамов Н.Н. Курсовое и дипломное проектирование по дорожностроительным машинам. М., «Высш. школа», 1972 г.
- 14 Васильев А.А. Дорожно-строительные машины. Справочник. М., «Машиностроение», 1972 г.
- 15 Баловнев В.И., Ермилов А.Б. Дорожно-строительные машины и комплексы.
- 16 Методические указания по экономике. Для выполнения дипломных проектов, 1999 г.
- 17 Рабочие органы землеройных машин. Забегалов Г.В. М.: Высш. Шк., 1986 г., 302.
- 18 Технике экономическое обоснование дипломных проектов / под ред. В. И. Беклешова. М.: Высш. Шк., 1991 г.
- 19 Проектирование машин для земляных работ. Богатырев А.М. М.: Высш. Шк. 1985 г, 298 с.

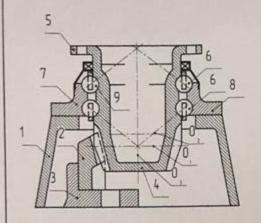
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование		Кол.	Примечание
Al			ДР.AuT.13.1p.57.00.000.OB	Общий вид		1	
				Сборочные едини	<u>цы</u>		
		1	ДР.АиТ.13.1р.57.01.000.	Кабина водителя		1	
		2	ДР.АиТ.13.1р.57.02.000.	Кузов		1	
		3	ДР.АиТ.13.1р.57.03.000.	Рама		1	
		4	ДР.АиТ.13.1р.57.04.000.	Коробка передач		1	
		5	ДР.АиТ.13.1р.57.05.000.	Карданный вал	May 12	1	
		6	ДР.АиТ.13.1р.57.06.000.	Главная передача		1	
		7	ДР.АиТ.13.1р.57.07.000.	Ведущий ремень		1	
		8	ДР.АиТ.13.1р.57.08.000.	Передняя ось		1	
				Company Company Company	1		
				THE R. P. LEWIS CO., LANSING MICH.	7792-70-70		
		-0		- HOLDER & B. 2 2 1 2 1 2 1 2 1 2 1 2 1 2 2 2 2 2 2		23	
				COLUMN DESIGNATION OF THE PARTY	1-2		
				CONTRACTOR OF THE PERSON			
				Charles of the Park I had a	919-10	76	
	19			THE R. LEWIS CO., LANSING MICH.	-0		
		1-1			-	-	
						-	
-						-	
						-	
1		-					
Изм.	Thuc	m .	№ документа Подпусь Дата	ДР.АиТ.13.1р.57	.00.000.		
Выпо	STATE AND DESCRIPTION OF THE PERSON OF THE P	_	неспеов А.А. 99 20.05		Литер.	Лист	Беттер
Пров	ерил	Ac	бекова А.Ж ОСЛ ДОГ	nmoeoù como - C		1	1
Н. ко Утв.	нтрол	10000	збагаров Р. Dom 21. с. Вор шиеков С.А. (Пред В.О)	Бортовой автомобиль Каз НИТУ, кафедра «ТТ»			

-

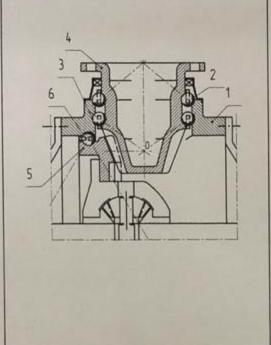
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечани
				Документация		
				T	1	
11			ДР.АиТ.13.1р.57.06.000.СЧ	Главная передача	1	
			APART IN SERVICE	Сборочные единицы		
		1	ДР.АиТ.13.1р.57.09.000	Главный тормозной вал	1	
		2	ДР.АиТ.13.1р.57.10.000	Картер	1	
		3	ДР.АиТ.13.1р.57.11.000	Ручка редуктора	1	
	1	4	ДР.АиТ.13.1р.57.12.000	Основа колеса	1	
		5	ДР.АиТ.13.1р.57.13.000	Ведущие колеса	1	
		6	ДР.АиТ.13.1р.57.14.000	Дифференциал	1	
				1		
				Стандартные изделие		
		7		Болт M12x1,25-6x45 ГОСТ7796-	-70 2	
		8		Заглушка 12 ГОСТ 6402-70	2	
		9		Гайка M20x1,5-6H ГОСТ 5919-7	0 1	
		10		Болт M 6 x 20 ГОСТ7798-70	2	
		11		Гайка M10x1,25-6H ГОСТ 5916-	70 1	
		12		Червяк M10x1 ГОСТ 17475-80	1	The second
		13		Серьга ГОСТ 18800-80	1	
				ДР.АиТ.13.1р.57.06.	000.	
Изм. Выпо	Лис		еспеов А.А. 1100mucь Дата 2005	The state of the s	пер. Ли	ст Бетп
Пров			екова А.Ж Деб 21.05		314	cm Femm
Н. ко	нтрол		збагаров Р. ДээЭ 21.05 пиеков С.А. (Пор) - 13.00	Главная передача		НИТУ, pa «ТТ»

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование		Кол.	Примечание	
A2			ДР.АиТ.13.1р.57.09.000.СЧ	Главный тормозной в	ал	1		
				Сборочные единицы				
	3	1	ДР.АиТ.13.1р.57.01.000.	Ведущий тормоз		1		
		2	ДР.АиТ.13.1р.57.02.000.	Стакан		1		
		3	ДР.АиТ.13.1р.57.03.000.	Фланец		1		
		4	ДР.АиТ.13.1р.57.04.000.	Масленый фильтр		1		
				Стандартные изделие				
-		5		Подшиник ГОСТ 520-89		2	- T	
		6		Болт M 6 x 20 ГОСТ7798-70)	2		
-		7		Заглушка 8 ГОСТ 6402-70		2		
-								
						-5-01	1000	
-								
						-		
-								
-								
-		- 3						
-								
-	2.5					-		
-								
							1	
-								
-	-	100						
		-						
		1				100		
Изм.	-	-	½ оокумента Подпись Дата					
Пров	OR OTHER		иеспеов А.А. SIG 20.05 екова А.Ж Def 24.05		Литер.	Лисп	Беттер	
	нтрол		збагаров Р. Dang 21.05	Главная передача		l Kas H	иту,	
Машеков С.А. 1000 1206 кафедра «ТТ»								

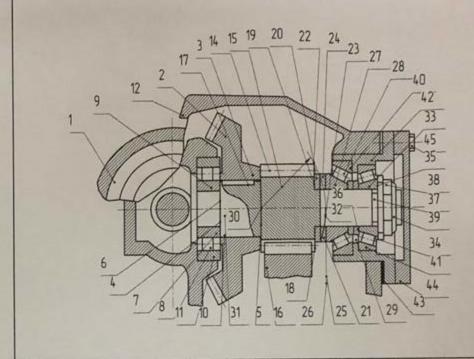
56390 B60K17/16 Главная передача транспортного средства Стуре Асберг



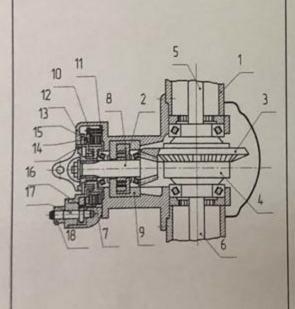
56390 В6ОК17/16 Гловная передача автомобиля Стуре Асберг



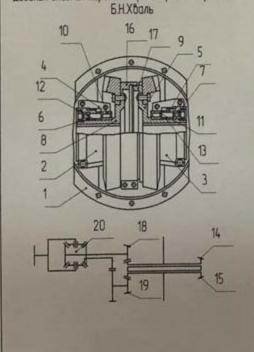
SU 1123901 B60K17/16 Двойная главная передача ведущего моста транспортного средства ВАГурский и др.



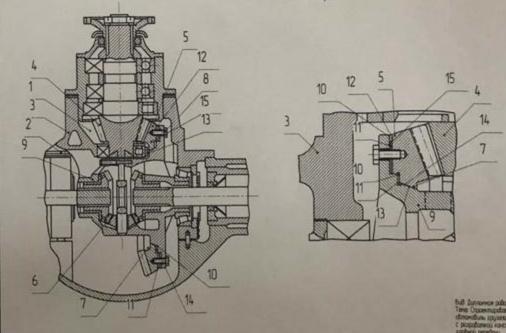
998151 B60K17/16 Ведущий мост транспортного средства Б.Л.Кашуба и др.

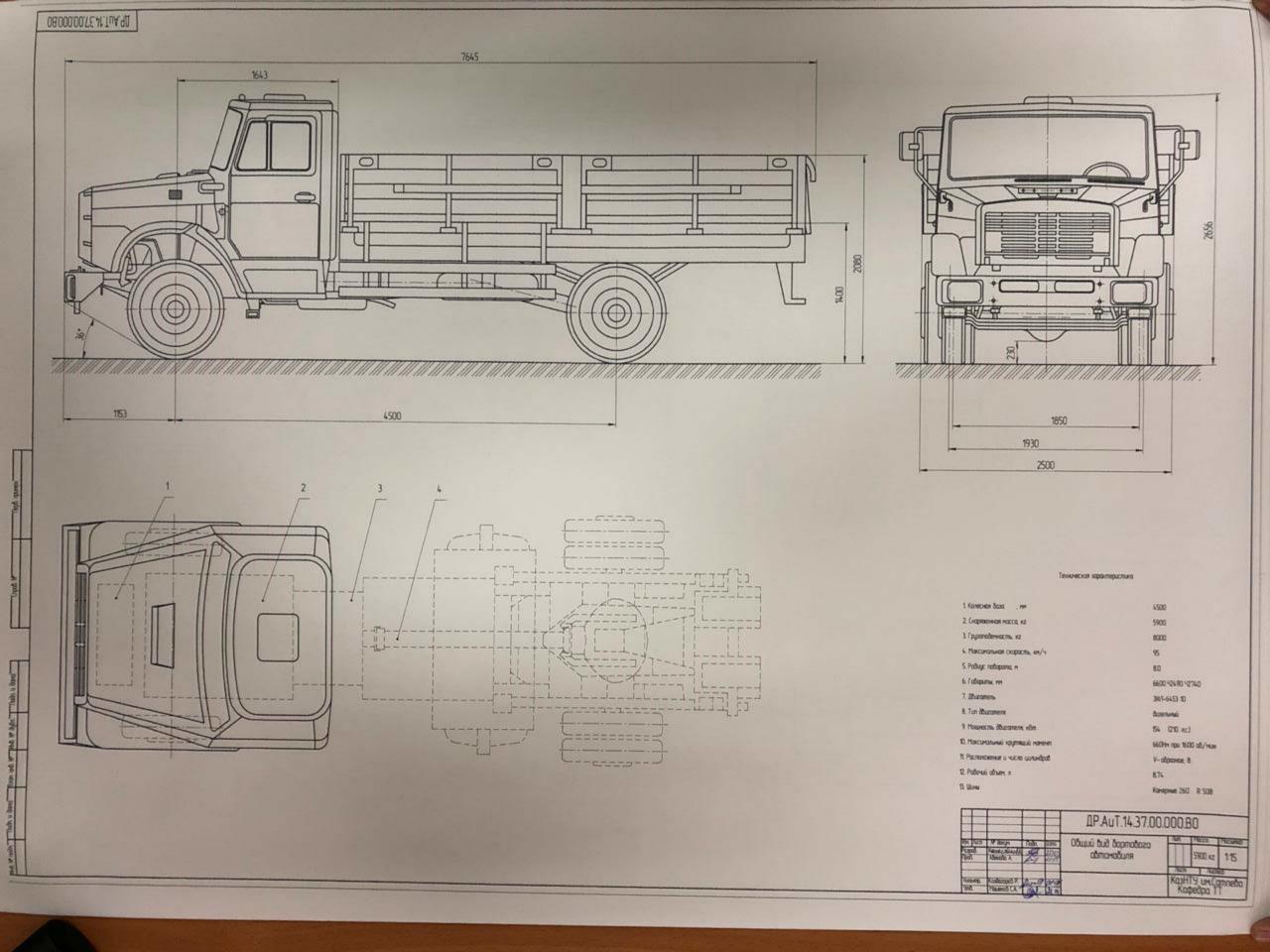


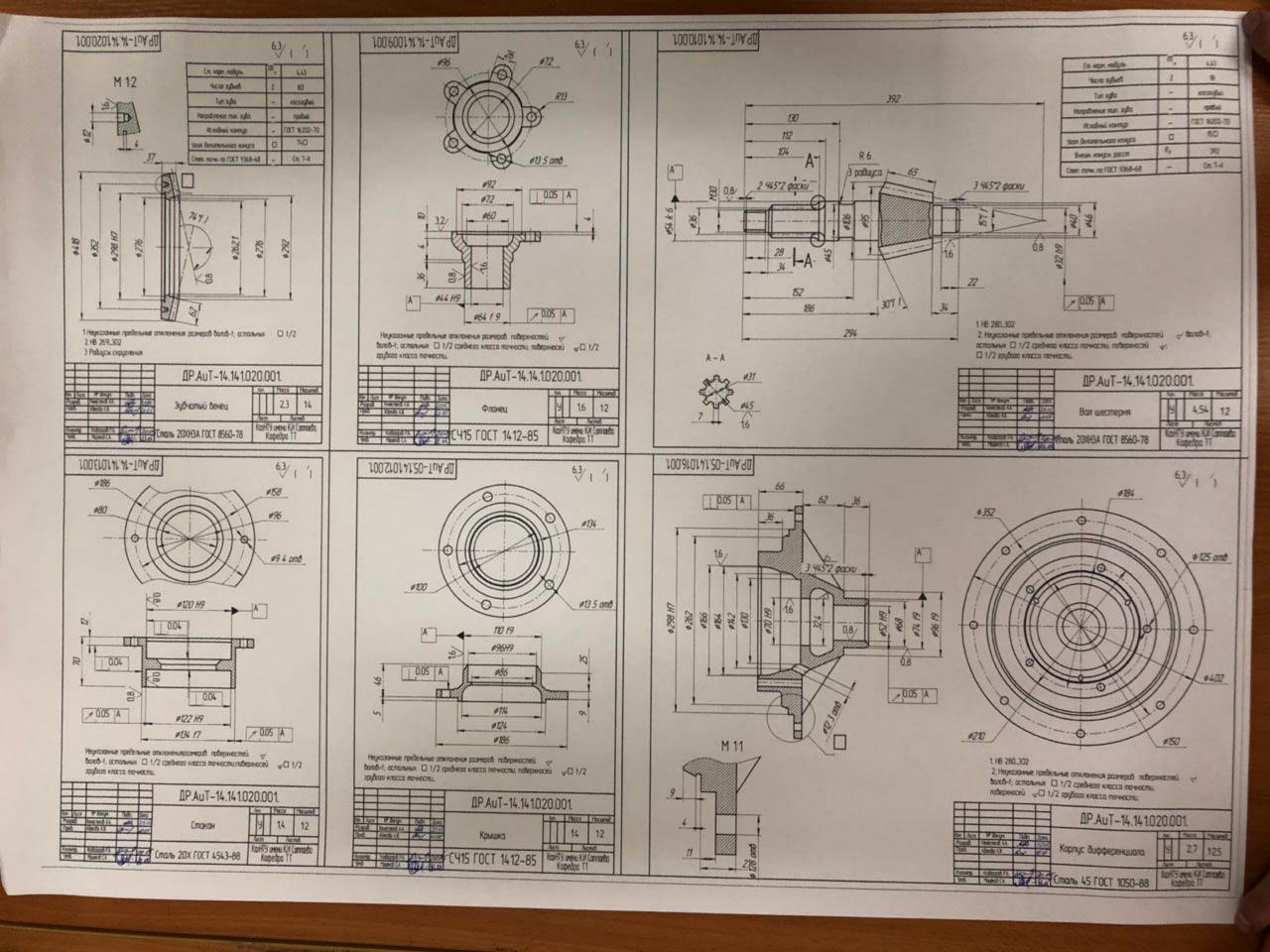
463557 B60K17/16 Двойная главная передача транспортного средства Б.Н.Хваль

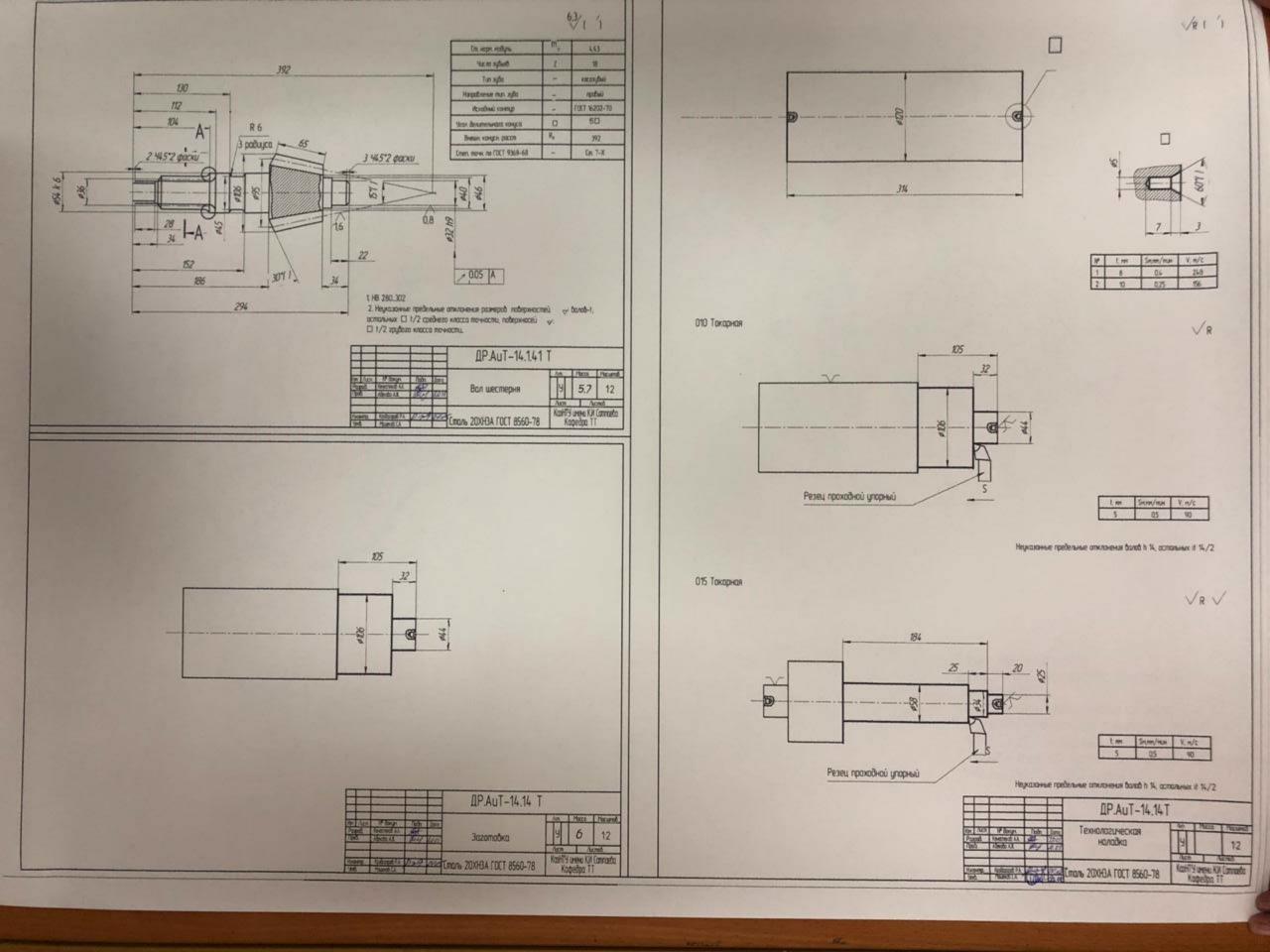


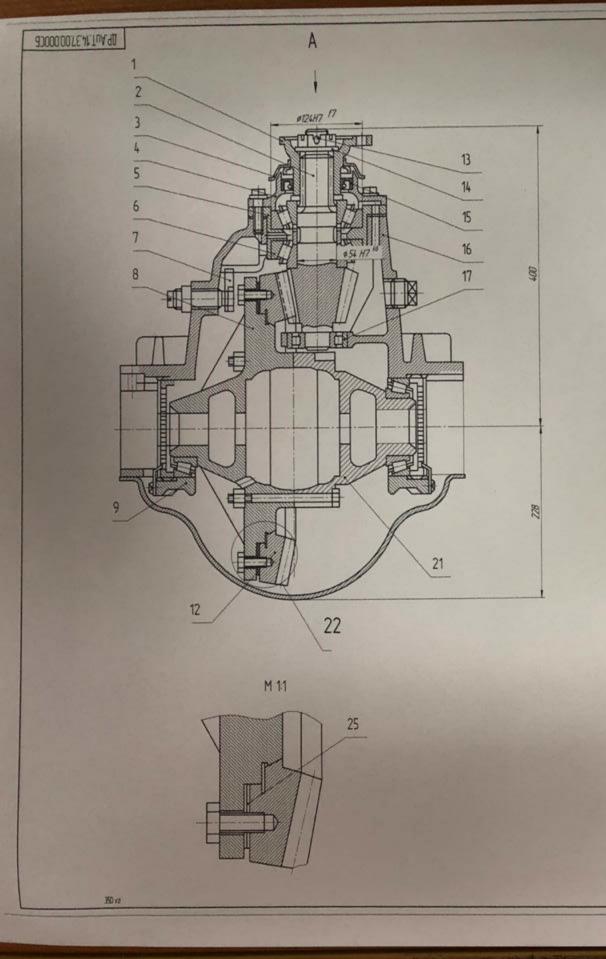
SU 1326476 B60K17/16 Центральный редуктор транспортного средства Н.С.Высоцкий и др.

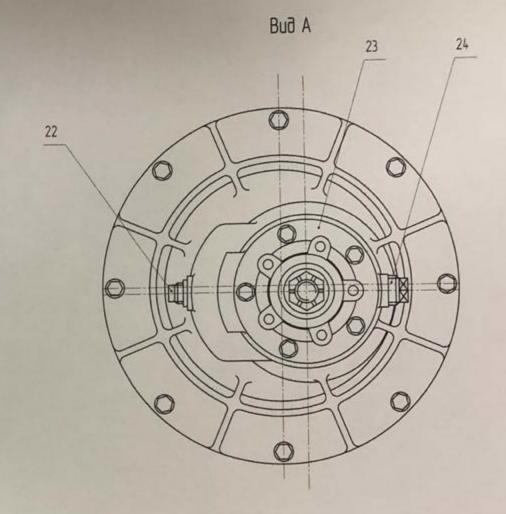












- 1 Размеры для справок
 2 Смазка для подшипников консталин
 жировой УТ-1
 3 Сопряженные поверхности корпуса
 и крышек покрыть тонким слоем герметика
 УТ-34 (ГОСТ 24285-80)
- 4 Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ-155 ГОСТ 6465-76

				DP AuT.1437.00.00005			
	W BOTTO			Главная передана	No.	Pleas	Person
Popular Foot	Inecred AA	是	器	Сболочный чептех	3	Me	12
History.	Kedamé PA Pawel CA	Part P	War.	state and about	Acres 1	Unew Edit operate I	(prost)

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ және ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Отзыв научного руководителя

Дипломная работа (вид работы)

Кенеспеков Аманбек Аскарулы

(ф.и.о. студента)

5В071300- Транспорт, транспортная техника и технологии

(шифр и наименование специальности)

Тема: Спроектировать грузовой автомобиль грузоподъемностью 80кH с разработкой конструкции главной передачи

Кенеспеков Аманбек Аскарулы, в процессе выполнения дипломной работы в полной мере использовал знания, полученные в университете. Работа выполнена в соответствии с заданием кафедры.

В работе необходимые расчеты были выполнены в полном объеме, все чертежи выполнены в соответствии с требованиями ГОСТа. Кроме того, были проведены и обследованы патентные поиски конструкции главной переда чи грузовых автомобилей грузоподъемностью 80кН с. Предлагаемая конструкция повысит эффективность работы. В связи с этим были сделаны подробные расчеты.

Представленная на защиту дипломная работа показывает уровень подготовки автора Кенеспекова А.А. В связи с этим Кенеспеков А.А. заслуживает присвоение академической степени «бакалавр» по специальности 5В071300- «Транспорт, транспортная техника и технологии» и его работу рекомендую к публичной защите.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН СӘТБАЕВУНИВЕРСИТЕТІ

РЕЦЕНЗИЯ

на	дипломную работу
	(наименование вида работы)
	Кенеспеков Аманбек Аскарулы
	(Ф.И.О. обучающегося)
	5В071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии
	(шифр и наименование специальности)
На тему:	Спроектировать грузовой автомобиль грузоподъемностью
	80кН с разработкой конструкции главной передачи
Выполнен	
	афическая часть на листах
б) по	ояснительная записка на страницах
	ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ
По ре	цензируемой работе имеются следующие замечания:
1. B n	ояснительной записке присутствуют не все ссылки на источники
информац	uu.
2.He	аккуратное оформление таблиц.
	Оценка работы
7.7	по домения по по домения побота пастическа
	отря на замечание, полагаю, что дипломная работа заслуживает
	орошо» (85 баллов), а ее автор, Кенеспеков Аманбек Аскарулы, зас-
The same of the sa	присвоения квалификации бакалавра по специальности 5В071300-
«Транспор	от, транспортная техника и технологии»
Рецен	
- County	WKSCH ATMARA
Дирек	гор ТОО «Алматы-Достык Экспресс» — 19011400(2007)жность, уч. степень, звание)
1/3/ 5045	и записати несть, уч. степень, звание)

.C. Бекетов Ф.И.О.



Университет:	Satbayev University
Название:	Спроектировать грузовой автомобиль грузоподъемностью 8 тонн с разработкой конструкции главной передачи
Автор:	Кенеспеков Аманбек Аскарулы
Координатор:	Айдана Абекова
Дата отчета:	2019-05-17 09:10:45
Коэффициент подобия № 1:	2,1%
Коэффициент подобия № 2:	0,0%
Длина фразы для коэффициента подобия № 2:	25
Количество слов:	9 038
Число знаков:	63 512
Адреса пропущенные при проверке:	
Количество завершенных проверок:	64

!

К вашему сведению, некоторые слова в этом документе содержат буквы из других алфавитов. Возможно - это попытка скрыть позаимствованный текст. Документ был проверен путем замещения этих букв латинским эквивалентом. Пожалуйста, уделите особое внимание этим частям отчета. Они выделены соответственно. Количество выделенных слов 75

Самые длинные фрагменты, определеные, как подобные

pt.	Название, имя автора или адрес гиперссылки (Название базы данных)	Автор	Количество одинаковых слов
1	URL_ https://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatoiy-peredachi.html		17
2	URL_ https://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatoly-peredachi.html		15
3	URL_ https://studfiles.net/preview/5582812/page:14/		13
4	URL_ https://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatoly-peredachi.html		13
5	URLhttps://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatojy-peredachi.html		10
6	URL_ https://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatoiy-peredachi.html		10
7	URL_ https://docplayer.ru/36057902-Moskovskiy-gosudarstvennyy-tehnicheskiy-universitet-grazhdanskoy-aviacii-s-n-lukanin-v-v-permyakova-	t-n-hromyh-n	9 nehanika-posobie bt
8	URL_ https://studfiles.net/preview/5582812/page:14/		8
9	URL_ https://docplayer.ru/36057902-Moskovskiy-gosudarstvennyy-tehnicheskiy-universitet-grazhdanskoy-aviacii-s-n-lukanin-v-v-permyakova-	l-n-hromyh-n	nohanika 8
10	URL_ https://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatoiy-peredachi.html		8

Не обнаружено каких-либо заимствований

Документы, содержащие подобные фрагменты: Из интернета

Документы, выделенные жирным шрифтом, содержат фрагменты потенциального плагиата, то есть превышающие лимит в длине коэффициента подобия № 2

Nº	Источник гиперссылки	Количество одинаковых слов (количество фрагментов)
	1 URL_ https://xreferat.com/94/78-1-raschet-zubchatoiy-peredachi.html	123 (15)
	2 URL_ https://studfiles.net/preview/5582812/page:14/	26 (3)
	3 URL_ https://docplayer.ru/36057902-Moskovskiy-gosudarstvennyy-tehnicheskiy-universitet-grazhdanskoy-aviacii-s-n-tukanin-v-v-permyak	22 (3) ova-t-n-hromyh-mehanika-posobie.html
	4 URL_ https://nsportal.ru/shkola/dopolnitelnoe-obrazovanie/library/2013/02/26/instruktsionno-tekhnologicheskie-karty-dlya	6 (1)
	5 URL_ http://refeteka.ru/r-146255.html	5 (1)
	6 URL_ https://for-teacher.ru/edu/biologiya/doc-b9lir56.html	5 (1)

Copyright @ Plagiat.pl 2002-2019