

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет имени
К.И. Сатпаева

Институт Metallургии и промышленной инженерии
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика

Ташмухамбетов А.Б.

Спроектировать автомобиль грузоподъемностью 6 тонн с разработкой муфты
сцепления

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

специальность 5B071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
Казахский национальный исследовательский технический университет имени
К.И. Сатпаева

Институт Metallургии и промышленной инженерии
Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМ,ТиЛ

 **К.Т.Н., ДОЦЕНТ**
(уч. степень, звание)
Елемесов К.К.
« 28 » 05 2021 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

На тему: «Спроектировать автомобиль грузоподъемностью 6 тонн с
разработкой муфты сцепления»

по специальности 5В071300 – Транспорт, транспортная техника и технологии

Выполнил

Ташмухамбетов А.Б.

Научный руководитель
к.т.н., ассоц. проф.

Ахметова Ш.Д.

«14» мая 2021 г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени
К.И. Сатпаева

Институт Metallургии и промышленной инженерии

Кафедра Технологические машины, транспорт и логистика

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМ,ТиЛ

 К.Т.Н., доцент
(уч. степень, звание)
Елемесов К.К.
« 04 » 12 2021 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся Таимуханбетов Алишер Бахамович

Тема: Спроектировать автомобиль грузоподъемностью 6 тонн с разработкой муфты сцепления

Утверждена приказом ректора университета №2131-б от "24" ноября 2020 г.

Срок сдачи законченной работы "20 " мая 2021 г.

Исходные данные к дипломной работе: Грузовой автомобиль Зил-433360, грузоподъемностью 6 т

Краткое содержание дипломной работы:

а) обоснование выбранной компоновки

б) Разработка и расчет муфты сцепления

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей): Общий вид автомобиля, патентный обзор, сборочный чертеж, сборочный чертеж привода сцепления и ведомого диска, детализовка

Рекомендуемая основная литература:

1) Б.С. Васильев, М.С. Высоцкий «Автомобильный справочник»
Машиностроение 2004 г.

2) А.И. Гришкевич «Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия» Вышэйшая школа 1985г.

3) А.А Полунгян «Проектирование полноприводных машин» Москва 2000

АННОТАЦИЯ

В дипломной работе был спроектирован автомобиль грузоподъемностью 6 тонн с разработкой муфты сцепления. Были рассмотрены обзор конструкции и анализ технических данных рассматриваемого автомобиля. Сделан обзор классификации муфты сцепления, назначение и устройство сцепления. Был проведен литературно-патентный обзор. Приведены конструктивные и прочностные расчеты узла сцепления.

АҢДАТПА

Дипломдық жұмыста ілініс муфтасы бар жүк көтергіштігі 6 тонна автомобиль жасалды. Қарастырылып отырған автомобильдің дизайнына шолу және техникалық деректерін талдау қарастырылды. Ілінісу муфтасының жіктелуіне шолу жасалды, ілінісудің қызметі мен құрылысы қарастырылды. Әдеби-патенттік шолу жүргізілді. Ілінісу түйінінің құрылымдық және беріктік есептеулері келтірілген.

ANNOTATION

In the thesis, a car with a load capacity of 6 tons was designed with the development of a clutch. The review of the design and analysis of the technical data of the car in question were considered. An overview of the classification of the clutch, the purpose and device of the clutch is made. A literature and patent review was conducted. The structural and strength calculations of the coupling unit are given.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	9
1 Обоснование темы дипломной работы.....	10
1.1 Обзор конструкций и анализ технических данных автомобиля.....	10
1.2 Требования и классификация муфты сцепления.....	13
1.3 Назначение и устройство сцепления.....	15
2 Литературно-патентный обзор.....	20
2.1 Цель патентного обзора.....	20
2.2 Патентная проработка.....	20
2.3 Вывод патентного обзора.....	36
3 Расчет муфты сцепления.....	37
3.1 Определение размеров фрикционных накладок.....	39
3.2 Расчет параметров нажимной пружины.....	43
3.3 Расчет ступицы ведомого диска.....	47
3.4 Расчет вала сцепления.....	48
Заключение.....	50
Список использованной литературы.....	51

ВВЕДЕНИЕ

Транспорт является главным составляющим элементом инфраструктуры народного хозяйства, объединяющий его функционирование. Он влияет на процессы производства сырья, топлива, промышленной продукции, а также величину запасов, т.е. на продуктивность деятельности разных отраслей народного хозяйства.

Поэтому в производственных отраслях все более востребованными становятся инженера-механики автотранспортной специальности, в связи, с чем их знания должны удовлетворять квалификационным характеристикам – это знание устройства транспортного средства, различных узлов и агрегатов, а также новшества их развития.

Примерно в 70-80-х годах произошел подъем автомобилестроения и выход его на новый уровень с объединением инфраструктур смежных производств. В это время была произведена реконструкция таких заводов как ВАЗ, Иж-маш, КамАЗ, ЗИЛ, ГАЗ. Автомобилестроение РК держится на довольно высоком уровне, невзирая на финансовый кризис последних лет. Только в 1995 году с конвейера сошли более миллиона автобусов, легковых и грузовых автомобилей.

В Казахстане 2/3 всех перевозок в народном хозяйстве занимает автомобильный транспорт. Поэтому его значение так велико в нашей стране.

Основным приоритетом финансового и общественного развития страны является увеличения производства грузовых автомобилей, специализированного транспорта, выпуск малотоннажных грузовых автомобилей и электромобилей, а также прицепов и полуприцепов. За недавний период намечено повышение грузооборота автотранспортного средства общего использования в 1,3-1,4 раза, а пассажирооборота автобусов - на 16-18 %.

1 Обоснование темы дипломного проекта

1.1 Обзор конструкций и анализ технических данных автомобиля

ЗИЛ-164А начал выходить с конвейера с 1960 года. У него было однодисковое сцепление с модернизированной коробкой передач и телескопическим гидроамортизатором. Но уже через 4 года с реконструированного завода с конвейера сошел принципиально новый 5 т. грузовик ЗИЛ-130 третьего поколения. Он был примером совершенной техники, которая обладала высоким уровнем эксплуатации. В нем находился современный 8- цилиндровый V-образный верхнеклапанный карбюраторный двигатель (5969 см^3 , 150 л.с.) с центробежным масляным фильтром, мощность которого в 1,5 раза превысила значения моторов второго поколения. Его дизайн напоминал американский грузовик 50-х годов. У ЗИЛа-130 появился гидроусилитель рулевого механизма, большая комфортная кабина с эргономической системой вентиляции и отопления, большое лобовое стекло, что обеспечивала лучший обзор, и капот аллигаторного типа.

Разработка следующего поколения была в 70-х годах. И результатом стал ЗИЛ-169Г выпущенный в 1981 году. Основной базовой моделью был - 6-тонный ЗИЛ-4331. Его отличие заключалось в высокой эффективности и экономичности. У него был более простой и современный по форме капот и эргономичная картина. На нем стоял новый дизельный двигатель ЗИЛ-645 V8 (8743 см^3 , 185 л.с.) с объемно-пленочным смесеобразованием и 8-ступенчатая трансмиссия, включавшая обычную 4-ступенчатую коробку передач с планетарным демультипликатором. Сиденье водителя было снабжено мягкой подвеской, с регулируемой высотой рулевого колеса. Уменьшенное количество точек смазки шасси и автоматическая регулировка тормозов помогла сократить время и затраты на сервисное обслуживание. Основной заслугой ЗИЛа стало создание нового 5-го поколения развозных грузовых автомобилей среднего класса массой до 7 т, которые были рассчитаны для малых предпринимателей и использование его для доставки малых грузов.



Рисунок 1.1 – ЗИЛ-4331

В 1996 году был выпущен 3 т автомобиль ЗИЛ-5301, который прозвали «Бычок».



Рисунок 1.2 – ЗИЛ-5301

На сегодняшний день АМО ЗИЛ является крупнейшим заводом в Европе по выпуску грузовых автомобилей. Завод выпускает около 120 моделей, а комплектующие детали для этих автомобилей выпускаются в 800 заводах и мастерских. Сейчас выпуск моделей ЗИЛ составляет около 20-22 тыс., что в 10 раз меньше, чем он может производить. Предприятия АМО, ЗИС и ЗИЛ выпустили более 6 млн. грузовых и других видов автомобилей с начала своей деятельности.

В современной автомобильной промышленности основное развитие получили 3 варианта компоновки грузового транспорта:

- расположение кабины за двигателем;
- расположение кабины со смещением на двигатель,
- расположение кабины над двигателем либо перед ним, т.е. передняя кабина.

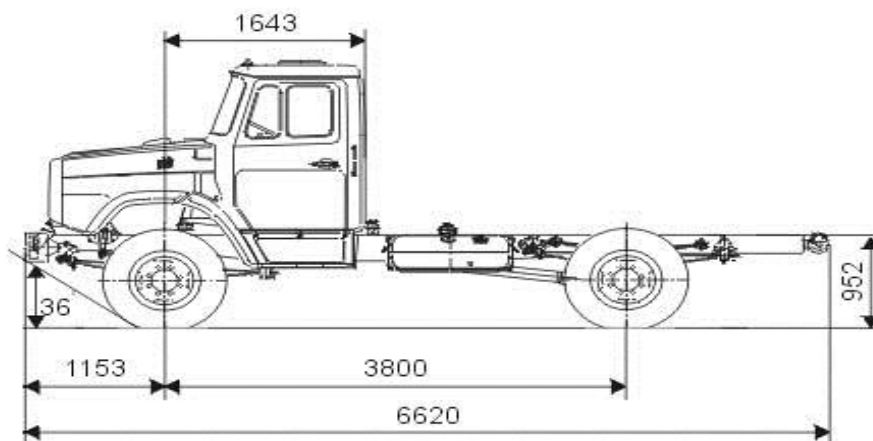


Рисунок 1.3 – Размеры Зил-433360

Таблица 1.1 – Данные параметров ЗИЛ-433360

Грузоподъемность, кг	6000
База, мм	3800
Расстояние от передней оси до задней стенки кабины, мм	1643
Длина грузовой платформы, мм	3752
Отношение длины платформы к базе	0,987

Кабина, расположенная над двигателем, обладает рядом преимуществ:

- превосходная обзорность;
- уменьшение колесной базы;
- уменьшение габаритов;
- хорошая маневренность.

Но в то же время данные преимущества приводят к увеличению нагрузки на переднюю ось транспорта (до 33%). Поэтому при конструировании грузового автотранспорта ЗИЛ-433360, который предназначен для передвижения по бездорожью с неровной поверхностью, выбор встал на сторону установки кабины за двигателем. Также были учтены недостатки передней кабины, а именно сложный доступ к двигателю транспорта (для чего применялись специальные устройства для подъема и опрокидывания кабины), и устранение шума - и теплоизоляции.

Все эти решения были приняты для рациональной компоновки. Что привело к сокращению расстояния от передней части оси до задней стенки кабины. Это расстояние у ЗИЛ-433360 значительно меньше, нежели у других грузовых транспортных средств марки ЗИЛ и даже некоторых зарубежных. У ЗИЛ-433360 длина платформы длиннее относительно базы, что позволяет использовать ее в полной мере.

Длина базы грузового автомобиля соответствует 3800 мм, что на 200 мм короче автомобилей марки ЗИЛ-150 и ЗИЛ-164. Существует стандартная система размеров от задней стенки кабины до задней части оси (обозначаемых СА), предусмотренная нормами SAE.

Таблица 1.2 – Характерные параметры автомобиля ЗИЛ-433360

Полная масса автомобиля, т	10,475
Максимальная мощность двигателя, л.с/кВт	150/100
Максимальный крутящий момент двигателя, кгс·м	1800-2000
Удельная мощность, л.с/т	14,32/9,55
Удельный крутящий момент, кгс·м/т	171,84-190,93

При выборе определенных габаритов колес и размеров ширины рамы передняя колея может быть определена критериями поворота передних колес и расположением деталей рулевого привода относительно колеса и лонжероном рамы, а передняя колея определяется нужными расстояниями относительно рессоры и лонжероном, рессорой и колесом, промежутком между серединой шин парных колес, с вероятностью установления цепей противоскольжения, и определенной шириной автотранспорта и толщиной боковых платформ боков.

Ширина грузового автомобиля равная 2500 мм точно соответствует ГОСТ 9314-59 и международным требованиям технических норм.

Размеры грузовой платформы соответствуют 3752×2326×680 мм и 6 м³. Благодаря расположению кабины впереди стало возможным увеличение длины платформы без необходимости изменения общей длины автомобиля. Увеличение объемных данных платформы допустило изменение удельной грузоподъемности относительно автомобильной грузоподъемности с 6 т до 0,84 т/м³, что является соответствием таких же параметров платформы отечественного и зарубежного грузового автотранспорта.

Такие качества автомобиля как динамические оцениваются главным образом по удельным мощностям и крутящему моменту.

Значение высоких удельных мощностей параметра автомобиля марки ЗИЛ-433360 с правильным подбором передаточных чисел трансмиссии обеспечило необходимые тягово-динамические показатели.

1.2 Требования и классификация муфты сцепления

Сцепления, установленные на транспорте, по характеру передачи крутящего момента разделяются на два типа - электромагнитные и фрикционные. Основная деятельность фрикционного сцепления осуществляется на функционировании касательных сил трения, которые образуются при контакте ведущих и ведомых частей с относительным угловым смещением. Используя крутящий момент, передающийся от электромагнитного сцепления, возникает в результате сил между частицами ферронаполнителя. Данный крутящийся момент прямо пропорционален силе тока, проходящий в обмотке возбуждения, используемый для намагничивания ферронаполнителя.

Большим спросом пользуются фрикционные сцепления. Иногда на малолитражном транспорте выгоднее использовать электромагнитные сцепления.

Встраиваемый усилитель в приводе обеспечивает водителю легкое управление сцеплением.

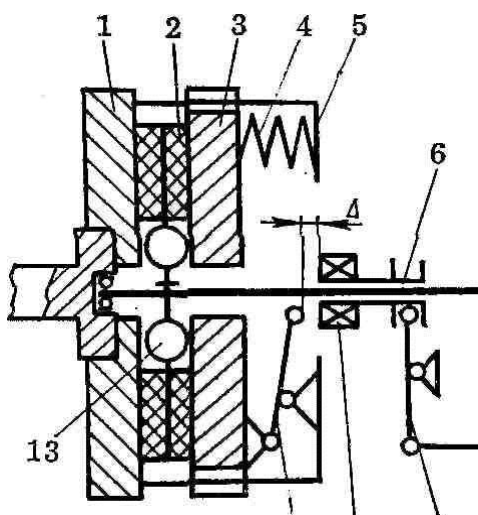
Сцепление обеспечивает:

- максимальный крутящийся момент двигателя при полном включении сцепления;
- четкое выключение, нужное для полной остановки двигателя относительно трансмиссии;
- плавное включение, необходимое для снижения динамических нагрузок в системе трансмиссии и медленного движения транспорта с места;
- снижение момента инерции ведущей части сцепления, что уменьшает динамические нагрузки в зубчатых сцеплениях коробки передач, а также уменьшения скорости износа синхронизаторов при переключении коробки передач;
- постоянный момент трения в рабочем состоянии;

- лучший отвод тепла при буксовании;
- подавление высокочастотных колебаний воздействующих на трансмиссию со стороны двигателя;
- повышенную прочность и практичность изготовления;
- небольшие размеры (длина).

Существуют различные виды конструкций сцепления. Их различают по форме – дисковые, конусными и колодочными; по способу воздействия давления – гидравлические, механические, пневматические, электрические; по состоянию взаимодействующих поверхностей – смазываемыми и сухими; по характеристике работы – разомкнутыми и замкнутыми. В грузовом транспорте в основном применяется сухие замкнутые сцепления с устройством нажимного типа пружины и гасителем переднем диске. Такие сцепления простые по конструкции и прочны.

Главные детали фрикционного сцепления изображены на рисунке 1.4.



1 – ведущая часть — маховик, нажимной диск 3, кожух сцепления 5, нажимные пружины 4, ведомый диск 2 с гасителем крутильных колебаний 13, механизм выключения — отжимные рычаги 12, выжимной подшипник 11 с муфтой выключения 6, привод сцепления — педаль 7, оттяжная пружина 8, тяга 9, вилка 10

Рисунок 1.4 – Схема сцепления

Тем временем сухие фрикционные сцепления можно подразделить:

1 По способу действия по нескольким признакам – автоматические и неавтоматические. В большинстве случаев используют неавтоматические сцепления. Автоматические же сцепления в основном можно встретить на легковых зарубежных автомобилях и иногда на отечественных. Сцепление автоматическое может быть сцепление (центробежное) по функционированию его систем управления, которая помогает обеспечивать работу неавтоматического сцепления (электромагнитного или фрикционного) по определенному алгоритму без участия водителя.

2 По числу ведущих дисков – на однодисковые или двухдисковые. Однодисковые сцепления в основном используются в грузовых и легковых транспортных средствах малой или средней грузоподъемностью. А двухдисковые сцепления, наоборот, в транспорте большой грузоподъемностью.

3 По установке нажимных пружин – центральные и периферийные. Центральные – это конические, тарельчатые или цилиндрические, а периферийные – это ряд цилиндрических пружин. Центральные больше устанавливают в сцеплениях легкового автомобиля, другие виды применяют в грузовом транспорте и автобусах.

4 По типу привода – сцепления с механическим и гидравлическим приводом с и без усилителя. В свою очередь усилители делают гидравлическими, вакуумными, механическими либо пневматическими.

Требования, которые предъявляются к автомобильным сцеплениям – это надежность, четкое функционирование, технологичность конструкции и простота, легкость в обслуживании, малая масса. Соответственно для качественного выполнения данных требований необходимо должно число ведомых дисков в самом сцеплении.

Наиболее простая конструкция и меньший вес имеет однодисковые сцепления, на их обслуживание затрачивается меньше средств.

На долговечность коробки передач оказывает влияние в выборе однодискового сцепления по сравнению с двухдисковым они имеют меньший момент инерции. Частое выключение сцепления, влияющая на срок эксплуатации синхронизатора коробки передач, в однодисковом сцеплении используется без установки дополнительных устройств.

Детали в однодисковых сцеплениях охлаждаются лучше, чем в двухдисковых. Из-за того что необходимое тепло в двухдисковых сцеплениях не отводится как нужно от среднего ведущего диска, возникает жесткий тепловой режим накладок, и это приводит к интенсивному изнашиванию, которые работают совместно со средним ведущим диском.

На основе изложенных преимуществ однодисковые сцепления получили широкое применение.

В марке автомобиля ЗИЛ-433360 при сборке было установлено однодисковое сцепление.

Такое конструирование помогло иметь однодисковое сцепление массой в 20,5 кг при крутящемся моменте 41 кгс·м на ЗИЛе-433360. Такую же массу имеет двухдисковое сцепление, но с двигателем крутящего момента 34 кгс·м.

1.3 Назначение и устройство сцепления

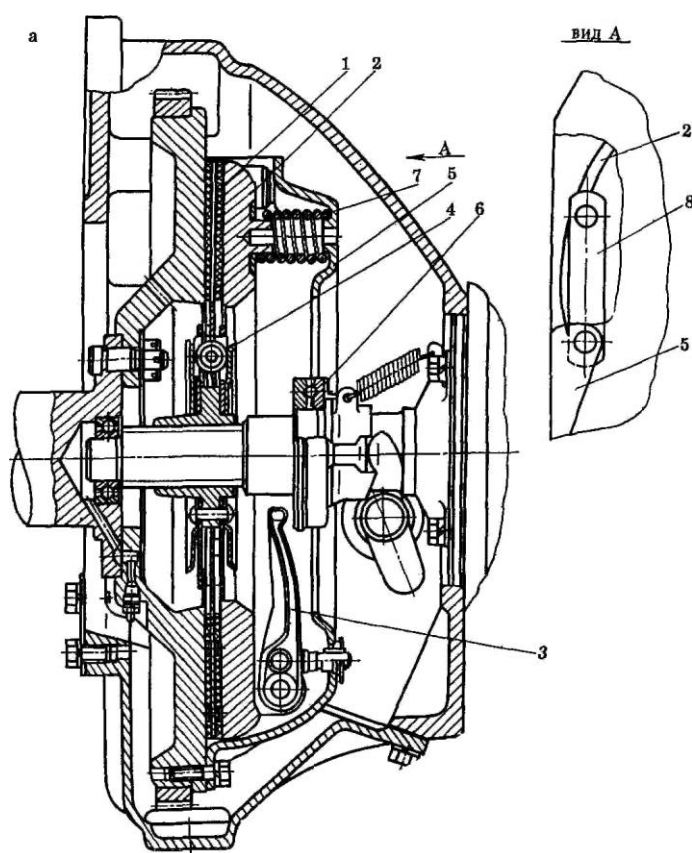
Размерность, конструкция и технические характеристики сцепления зависят от типа нажимных пружин. В автомобильных сцеплениях отдают предпочтение коническим, цилиндрическим и тарельчатым пружинам.

Установление цилиндрических пружин происходит по периферии, это позволяет равномерно сжиматься взаимодействующие поверхности благодаря

симметричному положению пружин касательно друг друга и отжимных рычагов. Количество нажимных пружин влияет на их расположение – на одной или двух окружностях.

Конструкция позволяет установить центральную одну цилиндрическую пружину вместо периферийных пружин. Это влияет на размер диаметра сцепления, который уменьшается. Зато осевые габариты увеличиваются. Если использовать сложную в изготовлении коническую пружину, что устанавливается по центру, то это позволит уменьшить ось сцепления. Благодаря такой конструкции можно регулировать усилие нажатия пружины.

Широкое применение получили тарельчатые пружины благодаря своим плюсам. Ее форма напоминает усеченный конус, состоящего из сплошного кольца с меридиально находящимися лепестками, которые выполняют функцию гибких отжимных рычагов.



1 – ведомый диск; 2- нажимной диск; 3 – отжимные рычаги; 4– гаситель; 5 –кожух
Рисунок 1.5 – Типовая конструкция однодискового сцепления с центральной конической пружиной

Существуют 2 варианта установления тарельчатых пружин:

1 Действие осуществляется за счет нажима наружного края сплошного кольца;

2 Действие осуществляется за счет нажима внутреннего края сплошного кольца.

В большей степени используют первый вариант т.к. здесь прост механизм выключения сцепления. Второй же вариант облегчает конструкцию установки механизма пружины, и уменьшает силу отключения и напряжения в самой пружине. Но есть нюанс в том, что для того чтобы выключить сцепление нужно переместить внутренние концы лепестков пружины в сторону от нажимного диска, что к сожалению делает сложной конструкцию выключения.

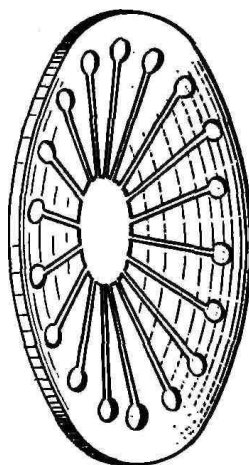
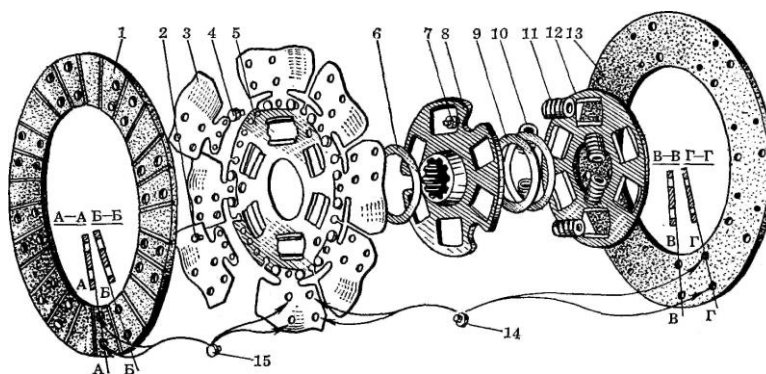


Рисунок 1.6 – Общий вид тарельчатой пружины

Конструкция сцепления становится проще, если использовать тарельчатые пружины, это позволяет уменьшить его размеры и число деталей, обеспечить плавное выключение и равномерное распределение нагрузки на диск, небольшое изменение нажимного усилия для меньшего изнашивания накладок.



1, 13 – фрикционные накладки; 2, 4 – заклепки; 3 – пластинчатая пружина; 5, 12 – диски; 6, 9 – фрикционные шайбы; 7 – штифт; 8 – ступица ведомого диска; 10 – регулировочная шайба; 11 – пружина; 14, 15 – заклепки крепления фрикционных накладок

Рисунок 1.7 – Ведомый диск

Демпфер – это гаситель колебаний, который используют в диске сцепления для снижения показателей динамических нагрузок в самой трансмиссии, и снижения уровня частот собственных колебаний, а также выход

из резонансного положения. Для того чтобы повысить уровень упругости в ведомом диске, делают специальные прорезы, что создают плавное включение сцепления и возможность вправить диск при сборке. К такому диску приклепываются фрикционные накладки с обеих сторон.

Для гашения крутильных колебаний необходимо 8 тангенциально стоящих пружин. Таким образом, существующие пружины совместно с опорными пластинами располагаются в окнах, находящихся в диске гасителя и ведомом диске, крепящиеся заклепками к фланцу ступицы.

Таблица 1.3 – Основная характеристика деталей сцепления

Деталь	Материал	Термическая обработка, твердость и метод упрочнения	Основные параметры
Нажимной диск	Серый чугун СЧ 24-44 ГОСТ 1412-70	HB 170-241	Наружный диаметр 430 ^{-0,34} мм
Кожух сцепления	Сталь 35, лист толщиной 5 мм. ГОСТ 977-88	-	
Ведомый диск	Сталь 50, лист толщиной 2 мм. ГОСТ 3680-77 и ГОСТ 16523-70	Закалка и отпуск HRC 35-40	Наружный диаметр 43 мм
Ступица ведомого диска	Сталь 40X ГОСТ 4543-70	Улучшение HB 255-285	Наружный диаметр шлицев 35 ^{+0,28} _{+0,14} мм Внутренний диаметр шлицев 28,5 ^{+0,34} _{-0,17} мм

Дисковая муфта с сухим трением стали по стали считается фрикционным элементом, который гасит крутильные колебания [2]. Пара трения, состоящих из стальной фрикционной накладки и диска, крепиться к ведомому диску. Максимально возможный угол закручивания гасителя вращающихся колебаний можно определить сильным сжатием до момента прикосновения витков.

Ведущий диск в собранном виде подлежит статистической балансировке, при этом на него необходимо установить балансировочные грузы. Предельный баланс 25 кг·см.

Крепление кожуха к маховику осуществляется 8-ю специальными болтами. Взаимосвязь кожуха и нажимного диска состоит в объединении 4-х пар тангенциально стоящих пружинных пластин. При включенном и

выключенном сцеплении пластины дают возможность перемещаться осевому нажимному диску относительно кожуха.

Сила, образующаяся диафрагменной пружиной, называется – нажимная.

В состав выключающегося механизма входит – четыре рычага и упорный шарикоподшипник выключения сцепления. Сами рычаги взаимосвязаны с резьбовыми вилками и нажимным диском. А резьбовые вилки дают опору на сам кожух через регулируемые гайки. Для исключения осевого перемещения пружинную пластину прижимают гайку к кожуху сцепления. Гайками можно регулировать расположение концов рычага выключения сцепления относительно самой рабочей поверхности.

Муфта, служащая для выключения сцепления, перемещается по передней части крышки первичного вала коробки передач [4].

2 Литературно-патентный обзор

2.1 Цель литературно-патентного обзора

Основным условием для хорошего качества научно-обзорных исследований и проектных решений служит изучение литературных и патентных источников. Целью литературно-патентного обзора является поиск информации по патентам сцепления, его привода, а также выбора более актуально подходящих данных для нынешней дипломной работы.

В этом литературном патентном обзоре я привожу 8 более подходящих патентов.

Такие элементы как – коробка передач, сцепление, карданная передача принимают нагрузку в разы больше чем максимально крутящий момент двигателя. И это получается при движении автомобиля на первой передаче и задним ходом, и при резком торможении на высокой скорости. При таком действии само сцепление становится в роли амортизатора, принимая нагрузки за счет пробуксовки дисков. В ходе эксплуатации транспорта появляется износ и неисправность фрикционных накладок диска, подшипника муфты выключения сцепления, снижение функция демпфирующих пружин, просаливание дисков. Неправильная работа механизмов сцепления может вызвать пробуксовку, резкое и неполное включение. Что может привести к авариям на дорогах. Для уменьшения неисправностей деталей и преждевременное предупреждение отказов выбирается максимальный патент для улучшения муфты сцепления [5].

2.2 Патентная проработка

2.2.1 Патент RU 308595; F16 d 13/44 «Фрикционная муфта сцепления» Пауль Маухер и Клаус Штег

Изобретение относится к муфтам сцепления и может быть использовано во всех случаях, когда требуется периодическое включение ведомого звена при непрерывно вращающемся ведущем, в частности в трансмиссиях автомобилей, гусеничных, сельскохозяйственных и дорожных машин, в металлорежущих станках и т.д.

Известны фрикционные муфты сцепления, содержащие ведущий и ведомый диски, нажимную плиту, крышку, пружинное устройство и предварительно натянутые в аксиальном направлении передаточные звенья. Однако известные муфты и характеристики передаточных звеньев и муфты в целом нестабильны в работе, так как с увеличением износа накладок дисков муфты уменьшается величина прижимного усилия нажимной пружины, в связи, с чем создается опасность проскакивания дисков муфты.

Целью описываемого изобретения является повышение надежности работы и улучшение характеристики муфты.

Это достигается тем, что передаточные звенья муфты выполнены в виде пластинчатых пружин с поперечной волнистостью, установленных в натянутом положении по хорде относительно крышки и тангенциально по хорде относительно плиты таким образом, что упругие усилия каждой из пружин складываются.

Точка на абсциссе отмечает место разгрузки сцепной муфты при разъединении сцепления. Сила пружины передаточного звена в рабочей зоне перемещений практически постоянна. Так как сила пружины передаточных звеньев направлена противоположно силе нажимной пружины сцепления, то это означает, что при загрузке известных муфт сцепления необходимо применять большую силу, чем при разгрузке предлагаемой муфты сцепления, так как с возрастающим износом накладок сцепления уменьшается прижимное усилие нажимной пружины сцепления, из-за чего возникает опасность проскальзывания дисков. Передаточное звено выполнено в виде пластинчатой пружины 4 с отверстием 5 для зацепления в середине длины и по одному отверстию 6 и 7 для закрепления на каждом конце. Пластинчатая пружина изображена штрихпунктирной линией в ослабленном положении, т. е. до ее установки, тогда как контурная линия показывает пластинчатую пружину после монтажа. В этом положении пластинчатая пружина сцепления предварительно натянута в аксиальном направлении на величину a и на величину b на каждом конце ската в своем продольном направлении. Предварительное натяжение удастся осуществить, например, если пластинчатая пружина посредством крепежного отверстия 5, находящегося в середине, закреплена на соответствующую часть сцепления и затем на другой; части сцепления загнута вверх на величину a , и расстояние между крепежными отверстиями 5 и 7 ненатянутой пластинчатой пружины: охраняется таким же, как и в натянутом состоянии, т. е. расстояние, равное $1/2$, остается одинаковым в обоих положениях.

Собранная муфта сцепления показана без ведущего диска и маховика и содержит крышку 8, а также тарельчатую пружину 9. Тарельчатая пружина 9 своей наружной окружностью уложена на подушках 10 нажимной плиты II. На некотором расстоянии от наружной окружности тарельчатая пружина 9 с обеих сторон прилегает к кольцам качения 12, которые закрепляются болтами 13, обеспечивая тарельчатой пружине возможность свободного поворота.

На наружном фланце крышки 8 муфты сцепления две пластинчатые пружины 4 своими концами закреплены вместе за крышку сцепления посредством заклепок 14. Пластинчатые пружины или передаточные звенья закреплены заклепками 15, установленными в крепежных отверстиях 5 нажимной плиты 11.

Пластинчатые пружины 4 в положении, показанном на фигуре 2 контурной линией, закреплены внутри сцепления таким образом, что максимально предварительное натяжение направленное перекрывает натяжение пластинчатых пружин вследствие деформации их поперечных волн.

Фрикционная муфта сцепления, содержащая ведущий и ведомый диски, нажимную плиту, пружинное устройство, крышку и предварительно натянутые в аксиальном направлении передаточные звенья, отличающаяся тем, что, с целью повышения надежности работы и улучшения характеристики муфты, передаточные звенья выполнены в виде пружин с поперечной волнистостью, установленных в натянутом положении по хорде относительно крышки и тангенциально по хорде относительно плиты таким образом, чтобы упругие усилия каждой из пружин складывал относительно крышки и тангенциально по хорде относительно плиты таким образом, что упругие усилия каждой из пружин складываются.

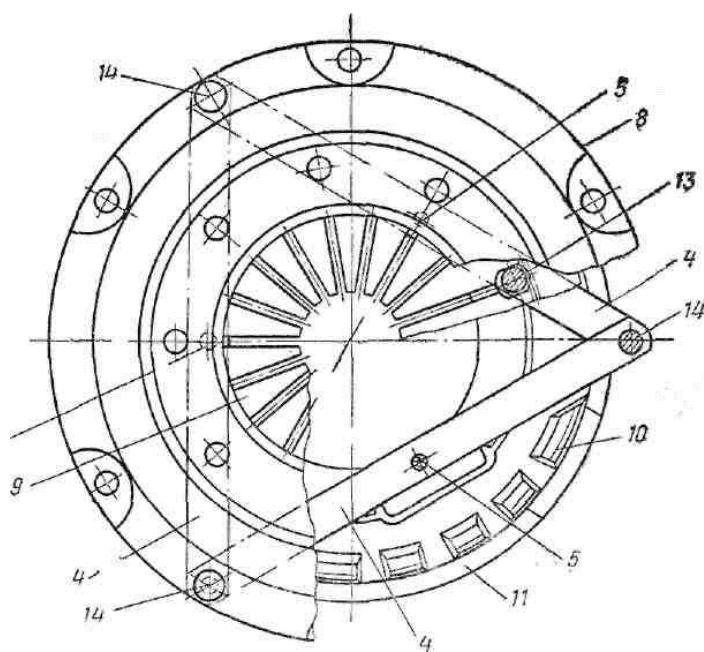


Рисунок 2.1 – Ведомый диск

2.2.2 Патент SU 1325221; F16D 13/42 «Фрикционная муфта» А.Д.Ефимов, В.Д.Ефимов, А.В.Короткевич, С.Л.Лабко

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в трансмиссиях самоходных машин. Целью изобретения является повышение долговечности муфты путем улучшения условий работы элементов ведомого диска за счет исключения деформации стального основания его, повышения плавности работы муфты и обеспечения вентиляции ее полости. Это достигается за счет того, что муфта содержит ведущий 1, нажимной 2 диски и ведомый диск (ВД) 3, расположенный между ними. С нажимным диском 2 жестко соединен одним концом упругий элемент (УЭ) 18. По его внутреннему диаметру закреплены фрикционные накладки 19, контактирующие с торцевой поверхностью выступа 7 ступицы 4 ВД 3. УЭ. 18 выполнен в виде стального плоского кольца с радиальными прорезями, поочередно открытыми с наружной

и внутренней боковой поверхностей его. Участки УЭ 18, прилежащие к прорезам, расположены наклонно к торцам УЭ 18. При включении муфты УЭ 18 фрикционными накладками 19 взаимодействует с торцевой поверхностью выступа 7 ступицы 4 и перемещает ВД 3 в направлении ведущего диска 1. После контакта ВД 3 с ведущим диском 1 УЭ 18 деформируется, создавая небольшой первоначальный момент. Полное включение муфты происходит после снятия усилия с отжимных рычагов

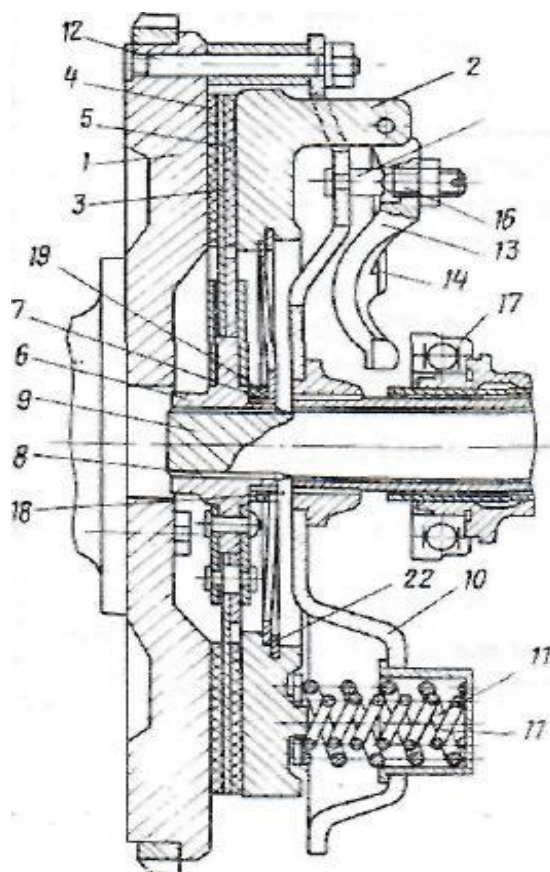


Рисунок 2.2 – Фрикционная муфта

На рисунке 2.2 изображена фрикционная муфта; на рисунке 2.3 — упругий элемент нажимного диска.

Фрикционная муфта содержит ведущий 5 и нажимной 2 диски, между которыми расположен ведомый диск 3 с фрикционными накладками 4 и 5, ступицей 6 и выступом 7 ступицы 6. С помощью шлиц 8 ведомый диск 3 соединен с ведомым валом 9. Между нажимным диском 2 и кожухом 10 размещены нажимные пружины 11. Кожух 10 прикреплен к ведущему диску 1 болтами 12. На нажимном диске 2 шарнирно установлены отжимные рычаги 13 с пружинами 14. На кожухе 10 имеются упоры 15, с которыми контактируют регулировочные винты 16 отжимных рычагов 13. Отжимные рычаги 13 установлены с возможностью взаимодействия с нажимным подшипником 17. С нажимным диском 2 жестко связан одним концом упругий элемент 18. На его внутреннем диаметре закреплены фрикционные накладки 19

с контактом их с торцевой поверхностью выступа 7 ступицы 4 ведомого диска 3.

Упругий элемент 18 выполнен в виде 35 стального плоского кольца с радиальными прорезями 20 и 21, поочередно открытыми со стороны наружной и внутренней боковых поверхностей его. Участки кольца 18, прилежащие к прорезям 20 и 21 или к некоторым из них, например к прорезям 21, открытым с внутренней боковой поверхности упругого элемента 18, могут быть расположены наклонно к противоположным торцам кольца. Прорези могут быть выполнены от докрытыми только с наружного или только с внутреннего торцов. Упругий элемент 18 закреплен на нажимном диске 2, например, с помощью стопорного кольца 22. Он может быть зафиксирован от возможного вращения относительно нажимного диска 2 посредством штифта (не показан), для чего на упругом элементе 18 выполнен вырез 23.

Работает фрикционная муфта следующим образом.

При нажатии нажимным подшипником 17 на свободные концы отжимных рычагов 55 13 последние, опираясь через регулировочные винты 16 и упоры 15 на кожух 10, поворачиваются и отводят нажимной диск 2 от ведомого диска 3, одновременно сжимая нажимные пружины 11 и выключая муфту. Ведомый диск 3 при этом занимает среднее положение между ведущим 1 и нажимным 2 дисками, перемещаясь по шлицам 8 ведомого вала 9.

При включении муфты, по мере снятия усилия, прикладываемого к отжимным рычагам 13 от нажимного подшипника 17, нажимные пружины 11 подводят нажимной диск 2 к ведомому диску 3. В результате этого, упругий элемент 18 фрикционными накладками 19 начинает взаимодействовать с ведомыми частями муфты, а именно, с торцевой поверхностью выступа 7 ступицы 4 ведомого диска 3, перемещая последний по шлицам 8 ведомого вала 9 в сторону ведущего диска 1. Таким образом, первыми в работу вступают фрикционные накладки 4 ведомого диска 3, расположенные со стороны ведущего диска 1. При дальнейшем перемещении нажимного диска 2, упругий элемент 18 деформируется и в работу вступают фрикционные накладки 5 ведомого диска 3, расположенные со стороны нажимного диска 2. Накладки 19 упругого элемента 18, обладающие фрикционными свойствами, целесообразно применять в муфтах машин, имеющих большую разность скоростей вращения ведущих и ведомых частей.

Изменением длины прорезей 20 и 21, выполненных на упругом элементе 18, регулируется жесткость последнего, чем достигается наиболее рациональная характеристика включения муфты, обеспечивающая постепенное нарастание фрикционного момента за счет ввода в работу фрикционных накладок 4 и 5 ведомого диска 3 вначале со стороны ведущего диска 1, а затем со стороны нажимного диска 2. Такой порядок работы обеспечивает также лучший отвод тепла из зоны трения, так как в первоначальный момент включения муфты, когда разница скоростей вращения ведущих и ведомых частей муфты максимальна, работают фрикционные накладки 4 со стороны более массивного ведущего диска 1. Предварительный подвод ведомого диска 3

к ведущему 1 путем осуществления упругого взаимодействия нажимного диска 2 со ступицей б ведомого диска 3, исключает износ шлицов 8 ведомого диска 3 и ведомого вала 9, а также устраняет деформацию стального основания ведомого диска 3. При отгибе в противоположные стороны краев прорезей нажимного упругого элемента 18 обеспечивается вентиляция фрикционных накладок 4 и 5 ведомого диска 3, что повышает их долговечность.

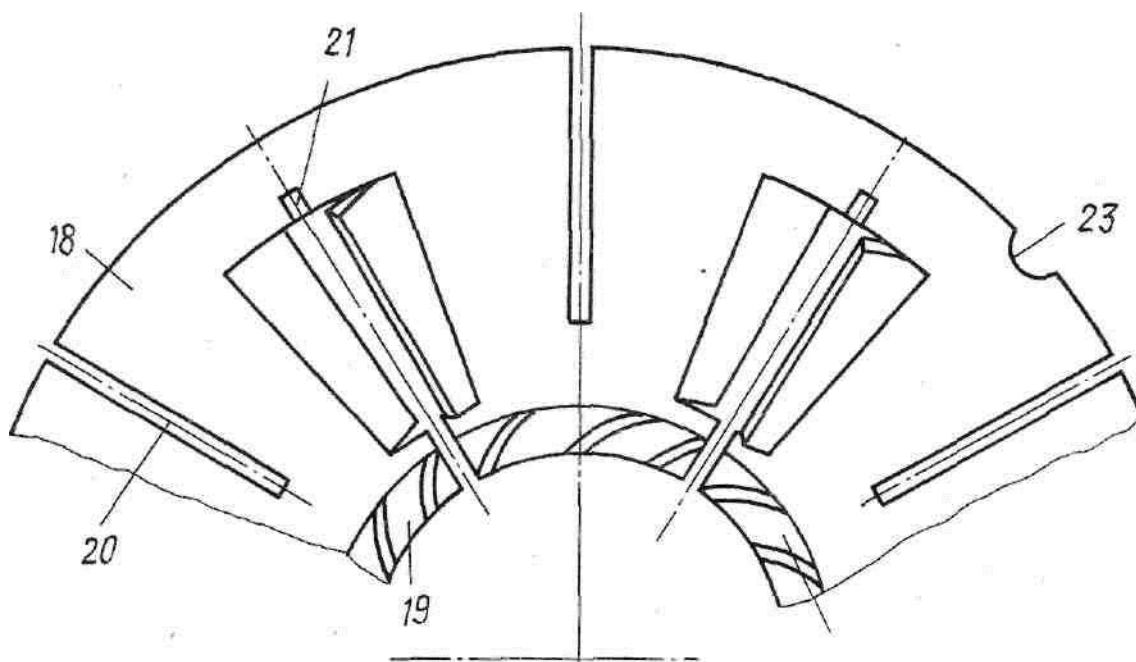


Рисунок 2.3 – Упругий элемент

2.2.3 Патент SU 489887; F16d 13/42 «Муфта сцепления» М.И. Грицишин, В. А. Дудин и Б. И. Оришин

Изобретение относится к области машиностроения, а именно к фрикционным муфтам сцепления транспортных средств.

Известны муфты сцепления, содержащие корпус с установленным в нем ведущим валом с насаженным на него маховиком, взаимодействующим с фрикционным диском ведомого вала посредством нажимного диска с нажимными рычагами и подвижного корпуса, закрепленного на маховике, причем ведомый вал установлен на размещенных в расточках вала и корпуса опорных подшипниках, один из которых прикреплен к корпусу болтами через фланец.

Известные муфты не обеспечивают простоты и удобства замены фрикционного диска.

Цель изобретения — обеспечение простоты и удобства замены фрикционного диска.

Для этого ведомый вал установлен с возможностью осевого перемещения под действием фланца, отжимаемого болтами от корпуса, через приводную

шестерню, смонтированную на ведомом валу, а на нажимных (рычагах) закреплены элементы фиксации нажимного диска в подвижном корпусе.

На рисунке 2.4 изображен общий вид силового агрегата автопогрузчика.

Силовой агрегат автопогрузчика состоит из двигателя 1, который через картер 2 муфты сцепления 3 жестко соединен с коробкой передач 4. Коробка передач 4 через стакан 5 главной пары 6 соединена жестко с ведущим мостом 7 Г-образного типа.

Муфта сцепления 3 состоит из фрикционного диска сцепления 8, который установлен между маховиком 9 и нажимным диском 10 на ведомом валу 11. Вал 11 установлен в подшипниках 12 и 13. Подшипник 13 установлен во фланце 14 нажимного механизма 15 и зажат фланцем 16, который прикреплен к стенке коробки передач 4 посредством специальных болтов 17 с двойной головкой. При этом гнезда под болты 17 выполнены с пазами, обеспечивающими поворот фланца 16 относительно вала 11. На конце ведомого вала 11 жестко установлена приводная шестерня 18, которая служит для передачи крутящего момента на последующие узлы коробки передач 4.

На нажимном диске 10 шарнирно на кронштейнах установлены нажимные рычаги 19, которые взаимодействуют с нажимным механизмом 15. На нажимных рычагах 19 установлены болты 20, предназначенные для регулировки свободного хода муфты сцепления.

Каждый болт 20 сферической опорной частью упирается в кожух 21, который связан с маховиком 9 посредством болтов 22, а с нажимным диском 10 — пружинами 23.

Свободный конец нажимного рычага 19 снабжен элементами, например болтом 24 с контргайкой 25, предназначенными для фиксации нажимного диска 10 и кожуха 21 при смене ведомого диска сцепления 8.

Смена ведомого диска сцепления 8 осуществляется при помощи фланца 16. Через люк коробки передач 4 отворачивают специальные болты 17, которые, нажимая нижней головкой на фланец 16, снимают его с подшипника 13. При дальнейшем отворачивании болтов 17 фланец 16 давит на шестерню 18, которая увлекает за собой ведомый вал 11 до полного выхода его конца из подшипника 12, а подшипника 13 — из фланца 14. Для дальнейшего выдвигания ведомого вала 11 необходимо фланец 16 развернуть из положения I в положение II. Затем ведомый вал 11 свободно выдвигают до полного выхода из диска сцепления 8 в крайнее положение. После этого необходимо болты 20 повернуть до упора в нажимной диск 10, что позволяет зафиксировать пружины 23 в сжатом положении, отвернуть болты 22 от маховика 9, сдвинуть кожух 21 с нажимным диском 10 в сторону нажимного механизма 15 и снять диск сцепления 8 через люк картера муфты сцепления.

Муфта сцепления, содержащая корпус с установленным в нем ведущим валом с насаженным на него маховиком, взаимодействующим с фрикционным диском ведомого вала посредством нажимного диска с нажимными рычагами и подвижного корпуса, закрепленного на маховике, причем ведомый вал установлен на размещенных в расточках ведущего вала и корпуса, опорных

подшипниках, один из которых прикреплен к корпусу болтами через фланец, отличающаяся тем, что, с целью обеспечения простоты и удобства замены фрикционного диска, ведомый вал установлен с возможностью осевого перемещения под действием фланца, отжимаемого болтами от корпуса, через приводную шестерню, смонтированную на ведомом валу, а на нажимных рычагах закреплены элементы фиксации нажимного диска в подвижном корпусе

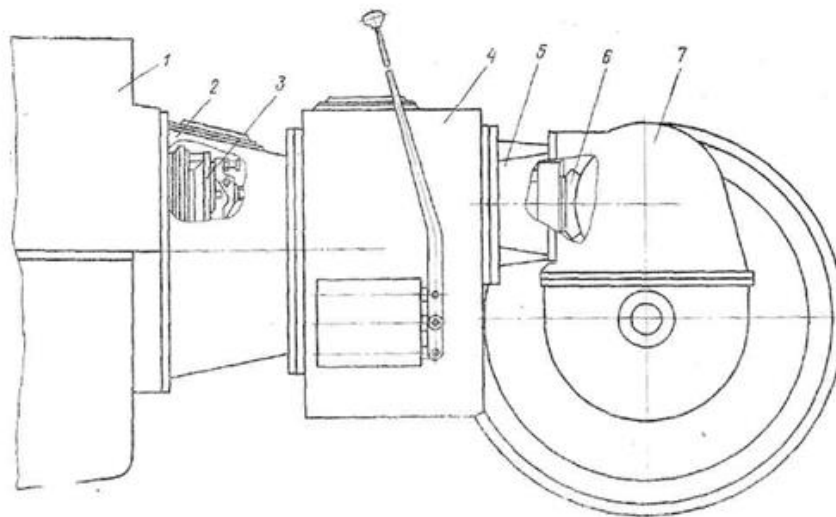


Рисунок 2.4 – Силовой агрегат

2.2.4 Патент SU 772497; F16D 13/44 «Фрикционная муфта сцепления» Карло Беккари

Изобретение относится к машиностроению, в частности к фрикционным муфтам сцепления.

С целью уменьшения осевых габаритов и повышения нагрузочной способности, во фрикционной муфте сцепления, содержащей два блока сцепления, каждый из которых включает опорный диск, соединенный с ведущим 20 валом, фрикционный диск, установленный на ведомом валу, нажимной диск, установленный с возможностью осевого перемещения, а также упругие элементы, размещенные между нажимными 25 дисками и поджимающие фрикционный диск к опорному, упругие элементы выполнены в виде по меньшей мере двух тарельчатых пружин, аксиально ориентированных в одном направлении и отделенных одна от другой распорными кольцами, одно из которых расположено в зоне наружного диаметра тарельчатой пружины, а другое - в зоне ее внутреннего диаметра, при этом между тарельчатыми пружинами и каждым нажимным диском установлены кольцевые прокладки.

Муфта сцепления содержит два, блока сцепления 1 и 2, расположенные соосно друг за другом. Каждый из блоков содержит опорные диски 3 и 4,

фрикционные диски 5 и 6, связанные со ступицами 7 и 8 и подвижные по оси по отношению к опорным дискам. Нажимные диски 9 и 10 связаны при вращении с опорными дисками 3 и 4 и подвижны по отношению к ним для зажима соответствующих фрикционных дисков 5 и 6. Опорный диск 3 может быть выполнен в виде маховика и связан при вращении с ведущим валом, а каждая из ступиц 7 и 8 фрикционных дисков 5 и 6 может быть связана с ведомым валом, для чего на внутренней поверхности ступиц имеются пазы. Поскольку данная муфта имеет два выхода, каждый из фрикционных дисков насаживается на отдельный вал.

Опорный диск 4 имеет в периферийной части кольцевой выступ 11, закрывающий фрикционные и нажимные диски и контактирующий с диском 3. Опорные диски 3 и 4 соединяются винтами (на фигурах не показаны), проходящими в отверстия 12. На боковой поверхности кольцевого выступа 11 выполнены пазы 13, в которых размещены с осевым зазором выступы 14 и 15 нажимных дисков 9 и 10, обеспечивая зацепление при вращении нажимных дисков с опорными дисками 3 и 4 и допуская осевое перемещение нажимных дисков по отношению к опорным дискам.

Между нажимными дисками 9 и 10, расположенными друг против друга, размещены упругие элементы, воздействующие на диски 9 и 10 в направлении положения сцепления, т.е. зажимая фрикционные диски 5 и 6 между нажимными и опорными дисками.

Упругие элементы выполнены в виде двух тарельчатых пружин 16 и 17, аксиально ориентированных в одном направлении и отделенных одна от другой распорными кольцами 18 и 19, расположенными в зоне внутреннего диаметра тарельчатых пружин, и кольцами 20 и 21, расположенными в зоне «их наружного диаметра. Тарельчатые пружины расположены между нажимным диском 9, на который опирается наружным участком пружина 16 с кольцом 20, и нажимным диском 10, на который внутренним участком опирается пружина 17 с кольцом 19. Таким образом каждая пружина 16 и 17 соприкасается лишь с кольцами как для взаимной поперечной связи, так и для их взаимодействия с нажимными дисками 9 и 10, что позволяет снизить трение во время расцепления, а следовательно, и усилие включения. Для размещения тарельчатых пружин 16 и 17 на нажимных дисках 9 и 10 выполнены кольцевые пазы 22 и 23. Тарельчатые пружины могут быть выполнены в виде кольцевого участка 24 и радиальных выступов 25.

К блоку сцепления 1 присоединены расцепляющие рычаги 26. Каждый из них насажен, на ось 27, проходящую через выступы 28 на опорном, диске 4. На свободном наиболее удаленном от оси блока конце расцепляющие рычаги 26 прикреплены к нажимному диску 9 с помощью тяг 29, шарнирно прикрепленных в точке 30 к расцепляющим рычагам 26 и проходящих с зазором через опорный диск 4, нажимные диски 10 и 9. На тягах смонтированы упоры 31.

Вокруг каждой из тяг 29 между опорным диском 4 и соответствующим расцепляющим рычагом 26 установлены пружины 32. К блоку сцепления 2

также присоединены расцепляющие рычаги 33, насаженные на оси 34, смонтированные в выступях 28. Рычаги 33 располагаются радиально и имеют упоры 35, через которые они соприкасаются с промежуточными рычагами 36, которые насажены на оси 37, смонтированные в выступях 28.

При перемещении расцепляющего рычага 26 по стрелке влево (фигура 3) посредством тяг 29 прикладывается усилие к нажимному диску 9, который отводится при этом от опорного диска 3 навстречу тарельчатым пружинам 16 и 17. Фрикционный диск 5 освобождается, и соответствующий ведомый вал больше не связан при вращении с ведущим валом, на который насажен опорный диск 3. Когда прекращается воздействие на расцепляющие рычаги 26, пружины 16 и 17 вновь зажимают фрикционный диск 5, а пружины 32 возвращают рычаги 26 в исходное положение.

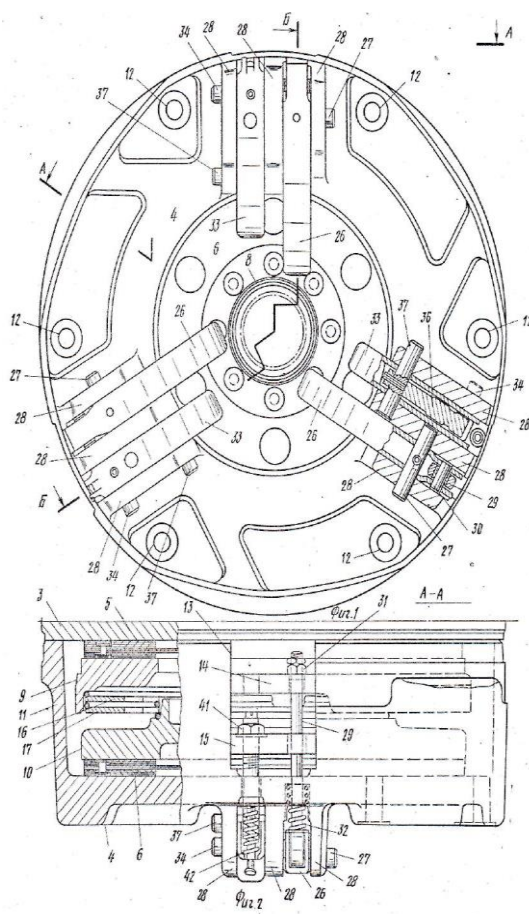


Рисунок 2.5 – Муфта сцепления

2.2.5 Патент SU 576453; F16D 13/40 «Муфта сцепления» В. А. Галягин, В.П.Прокашев и Л. В. Володин

Изобретение относится к области машиностроения.

Известная муфта сцепления, содержащая ведущую и ведомую полумуфты, взаимодействующие через фрикционные диски, которые не имеют

принудительного отвода друг от друга при отключении полумуфт, недостаточно надежна в работе.

Известна муфта сцепления, содержащая маховик и промежуточный диск, между которыми установлены отжимные пружины, сжимаемые нажимным диском, взаимодействующим с блокирующими пружинами, установленными между ним и промежуточным диском.

Такая муфта является наиболее близкой к изобретению по технической сущности и достигаемому результату.

Для упрощения конструкции и повышения надежности в предлагаемой муфте отжимные и блокирующие пружины выполнены в виде упругих пластин, закрепленных одними концами на маховике, а средней частью на промежуточном диске, при этом свободный конец пластин выполнен отогнутым и упирающимся в нажимной диск.

На рисунке 2.6 показана предлагаемая муфта, общий вид.

Муфта содержит маховик 1, отжимную пружину 2, блокирующую пружину 3, нажимной диск 4, промежуточный диск 5, ведомые диски 6 и 7 с фрикционными накладками, установочный палец 8 и заклепку 9.

Один конец пружины 2 неподвижно закреплен на пальце 8, а второй прикреплен к диску 5 заклепкой 9.

Блокирующая пружина 3 выполнена заодно с пружиной 2 в виде отгиба. Диск 5 связан с установочным пальцем 8 таким образом, что он имеет возможность аксиального перемещения. Ведущий момент от маховика передается на диск 5 через отжимную пружину 2. Диск 5 подвешен на трехотжимных пружинах, равномерно расположенных по окружности.

При включении сцепления диск 4 поджимает диски 7, 5, 6 к маховику 1. При этом зазоры между дисками выбираются, а пружина 2 изгибается на величину хода промежуточного диска 5.

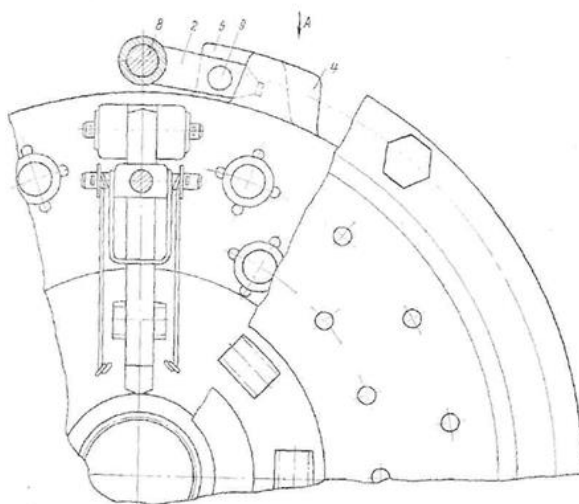


Рисунок 2.6 – Нажимной диск

При отключении сцепления пружина 2 возвращает диск 5 в исходное (нейтральное) положение. По мере износа фрикционных накладок в муфте во включенном состоянии происходит дополнительное смещение всех дисков к маховику. А так как ход нажимного диска 4 при отключении муфты должен быть постоянным, то при отключении диск не должен доходить до своего крайнего положения на величину износа накладок, т. е. необходимо откорректировать его крайнее положение. Для обеспечения постоянства зазоров между дисками диск 5 так же не должен доходить до нейтрального положения на величину, равную половине коррекции диска 4.

Пружина 2 стремится вернуть диск 5 в нейтральное положение, но упругая характеристика пружины 3 подобрана таким образом, что, упираясь в диск 4, она возвращает диск 5 в новое откорректированное положение, при котором зазоры между дисками оптимальны.

2.2.6 Патент 6782 985 В2 F160 13/64 «Фрикционная муфта сцепления»

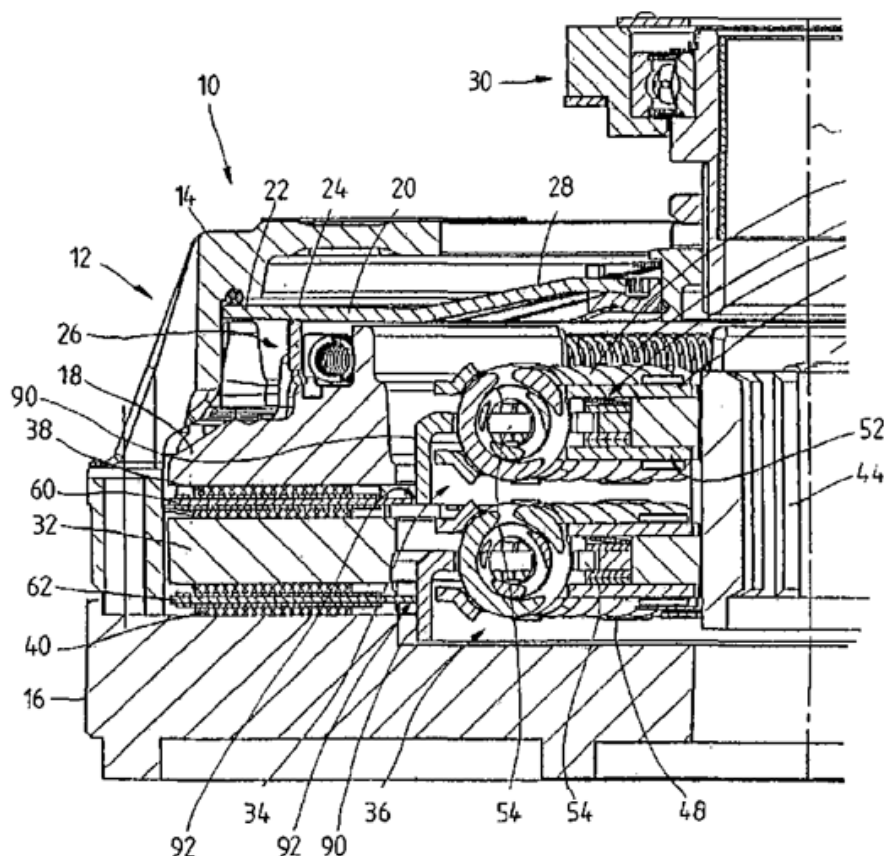


Рисунок 2.7 – Муфта сцепления

Сущность изобретения.

Объектом данного изобретения является муфта трения или диск сцепления, который позволяет легко адаптировать дизайн к различным условиям работы фрикционной муфты. Согласно первому аспекту, эта задача

достигается путем трения сцепления, особенно сцепление мульти-диск, содержащий, по меньшей мере, один диск сцепления, который разработан с центром области, который может быть подключен к nonrotatably-элемент отбора мощности и с площадью поверхности трения, которые могут быть зажаты между противоположными поверхностями трения. Центральный элемент диск взаимодействует с демпфером, радиально, вне области взаимодействия элементов трения поверхности, которая является смещение в направлении оси вращения относительно взаимодействия элемент площади заслонки. Предоставляя осевое смещение между поверхностями центрального элемента диска, который сотрудничает с заслонкой элемента и поверхностью, на которой центральным элементом диска осуществляет или подключен к поверхности трения или фрикционных накладок, он гарантирует, что конструкция может быть адаптирована к различным условиям.

2.2.7 Патент 4057131 F160 13/00 «Муфта сцепления» Авторы: Richard A. Flotow

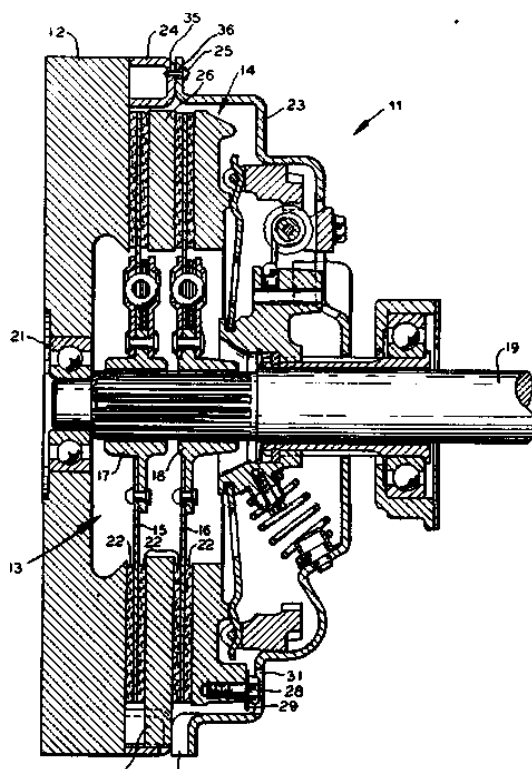


Рисунок 2.8 – Двухдисковая муфта сцепления

Область изобретения. Изобретение относится к переходному кольцу для преобразования одного диск сцепления в несколько дисков сцепления. В общем, фрикционная муфта служит для подключения двигателя к коробке передач или коробке отбора мощностей заключено в кожухе, которое крепится маховику двигателя. Кожух также охватывает маховик, который прилагается к

выходному концу коленчатого вала двигателя для вращения с ним. Маховик имеет поверхность трения или поверхность, которая может быть присоединенной к фрикционным накладкам, установленным на диск сцепления. Диск сцепления подключен к первичному валу, который связан с множеством передач в трансмиссии. Нажимной диск сцепления прижимается с помощью нескольких пружин, действующих относительно кожуха сцепления, прикрепленного к маховику. Диск сцепления входит в зацепление с поверхности маховика, так что вращательное движение двигателя передает крутящий момент одного сцепления может быть увеличен путем добавления одного или нескольких дисков сцепления и равного количества приводных пластин между дисками сцепления. Однако при добавление дисков сцепления и пластин увеличивается осевая длина муфты. Таким образом, одной обложкой сцепления отстоит от маховика и больше не может быть приложены к нему. Один из вариантов решения проблемы интервалов является предоставление новых кожухов сцепления с требуемым осевым расстоянием, которое простирается от маховика на внешних краях сцепления. Такие сцепления покрытия могут быть либо литые или штампованные конструкции с печатью строительства является предпочтительным строительства от стоимости точки зрения. Штампованные изделия также могут иметь давление пластины диска выступ углубления образуются в нем для вращения, ведомого ним тарелку. Такая корзина сцепления представлена в U. S. Пат. Количество 3162284, выдан 22 декабря 1984 в Байрон Д. др. Монтгомери и др..

2.2.8 Патент 898162 «Фрикционная муфта сцепления» Авторы изобретения: А.Л. Карунин, В.А. Круглов и А.В. Кретов

Изобретение относится к машиностроению, в частности к устройствам для передачи вращения.

Известна фрикционная муфта сцепления, содержащая фрикционные диски, сжимаемые пружиной через нажимной диск.

Недостатком этой муфты является нестабильность характеристик из-за отсутствия устройства, компенсирующего износ фрикционных дисков.

Наиболее близкой к изобретению по технической сути и достигаемому результату является фрикционная муфта сцепления, содержащая фрикционные элементы, сжимаемые диафрагменной пружиной через нажимной диск с опорной поверхностью криволинейного сечения.

Недостатком известной группы является сложность изготовления.

Цель изобретения – упрощение изготовления.

Поставленная цель достигается тем, что опорная поверхность нажимного диска выполнена по эллипсу, большая ось которого расположена под углом к оси муфты.

На рисунке 2.9 приведена муфта, общий вид. Муфта состоит из ведущего элемента 1 и ведомого элемента 2. Ведущий элемент включает маховик двигателя 3, соединенный болтами 4 с коленчатым валом двигателя 5. На

маховике жестко закреплен болтами 6 кожух сцепления 7, к которому стяжными пальцами 8 через опорные кольца 9 приклепана диафрагменная пружина 10, состоящая из неразрезанной части 11 и лепестков включения 12. Эта пружина поворачивается на опорных кольцах 9 при приложении усилия к опорной пяте 13, соединенной с лепестками включения. При повороте (включении) наружная кромка пружины отходит от маховика, увлекая за собой нажимной диск 14, контактирующий с пружиной по опорной поверхности 15 и соединенный с ней упругими звеньями 16, приклепанными заклепками 17 к нажимному диску. Этими же заклепками к нажимному диску приклепаны тангенциальные пружины 18, которые другим своим концом жестко соединены с кожухом и служат для передачи крутящего момента. Ведомый элемент включает ведомый диск 19, соединенный со ступицей 20, которая имеет возможность перемещаться по шлицам первичного вала 21 коробки передач.

При неизношенных накладках сцепления пружины 11 контактирует с опорной поверхностью 15 нажимного диска 14 по внутренней части кольцевой опоры, что соответствует точке А на характеристике пружины.

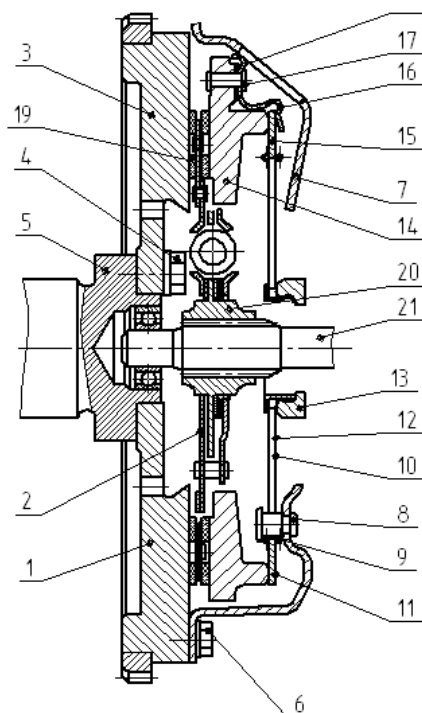


Рисунок 2.9 – Муфта сцепления

По мере износа накладок пружина обкатывается по опорной поверхности

И при полностью изношенных накладках сцепления контактирует с опорной поверхностью внешнего диаметра, что соответствует точке В характеристики.

Конструкция устройства позволяет получить постоянное прижимное усилие на ведомом диске при упрощении изготовления опорной поверхности. На ФИГ 2 приведены характеристики прижимного усилия от деформации

пружины, внешний диаметр которой $D_n=194,2\text{мм}$, внутренний диаметр неразрезанной части $D_b=162,3\text{мм}$, толщина пружины $\delta=2,29\text{мм}$, высота конуса неразрезанной части диафрагменной пружины $H=4.65\text{мм}$, полученные при обжатии ее различными опорными поверхностями, выполненными на нажимном диске.

Кривая 1 получена при обычной опорной поверхности малого радиуса кривизны. Кривая 2 - при опорной поверхности, имеющей существенную ширину и выполненной в виде сегмента окружности большого радиуса кривизны. Кривая 3 - получена при опорной поверхности, выполненной в виде сегмента эллипса, имеющего большую ось, перпендикулярную к оси сцепления. Кривая 4 - при опорной поверхности, построенной от точки к точке на основе характеристики, полученной при обжатии пружины с обычными опорными поверхностями. Кривая 5 - при опорной поверхности, выполненной как сегмент эллипса, большая ось которого составляет с нормалью к оси сцепления угол $0,02$ рад.

2.2.9 Патент 390732 «Фрикционная муфта» Авторы изобретения: Мишель Т.Р.

Изобретение относится к области машиностроения.

Известна автомобильная фрикционная муфта с диафрагменным сцеплением, содержащая диафрагму, свободно установленную на шейках, закрепленных в кожухе пальцев между опорными проволоочными кольцами.

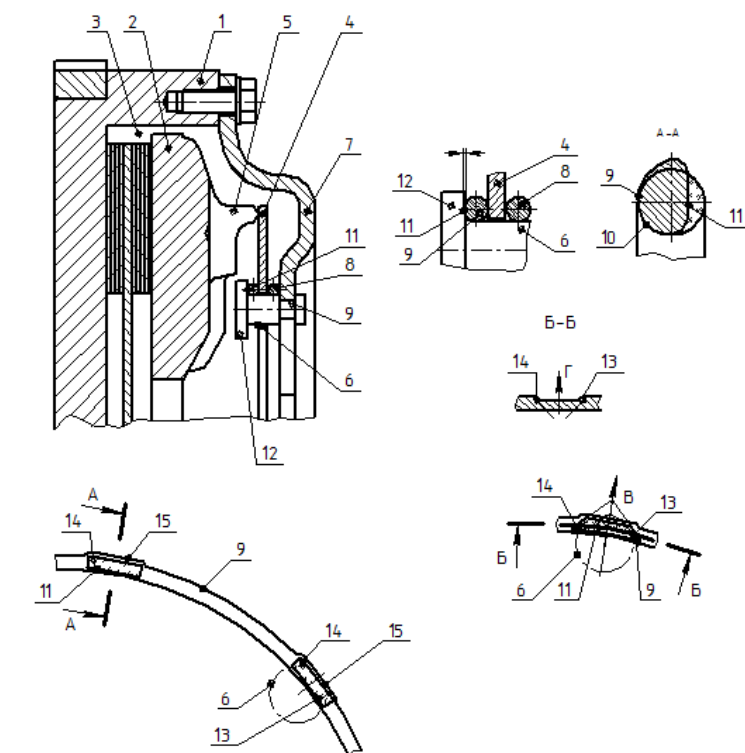


Рисунок 2.10 – Сцепление

Во время работы диафрагма взаимодействует поочередно то с одним, то с другим опорным кольцом при каждом из двух возможных положений состояния сцепления.

То опорное кольцо, с которым диафрагма не взаимодействует, не испытывает никакого давления и, будучи свободным, делает некоторые относительные перемещения, главным образом вращательные по отношению к пальцам.

Результатом этого может быть быстрый износ кольца и пальца.

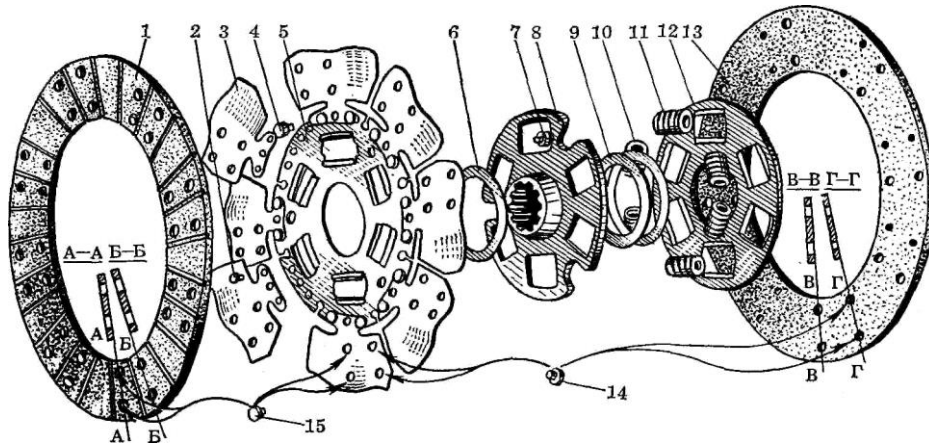
Для устранения возможности движения этого кольца по отношению к пальцам и, следовательно, его износа, в предлагаемой муфте предусмотрен радиальный паз на поверхности опорного кольца, контактирующей с головкой пальца. В этот паз входит часть головки пальца, взаимодействуя с его боковыми стенками.

2.3 Вывод патентного обзора

В этой работе я привел 8 патентных обзоров, 1 из них патент 898162 «Фрикционная муфта сцепления» авторов А.Л. Карунина, В.А. Круглова и А.В. Кретьова, я оставил на разработку. Так как, по моему мнению, данный патент соответствует актуальности темы дипломной работы. В них более актуально отражен ответ на одни из важных проблем сцепления.

3 Расчет муфты сцепления

3.1 Определение размеров фрикционных накладок



1 - 13 – фрикционные накладки
Рисунок 3.1 – Ведомый диск

Для начала вычислим вспомогательные величины:

$$u_{\text{тр}} = u_{\text{кп2}} u_{\text{рк.в}} u_{\text{гп}}; \quad (3.1)$$

где $u_{\text{тр}}$ - передаточное число участка трансмиссии от коленчатого вала до ведущего колеса;

$u_{\text{кп2}}$ - передаточное число второй передачи;

$u_{\text{гп}}$ - передаточное число главной передачи.

$$u_{\text{тр}} = 4,03 \cdot 0,917 \cdot 7,22 = 26,682.$$

$$J_M = \frac{m_M r_k^2}{u_{\text{тр}}^2}; \quad (3.2)$$

где J_M - приведенный к коленчатому валу момент инерции, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

m_M - поступательно движущиеся массы автомобиля, кг;

r_k^2 - радиус качения колеса, м.

$$J_M = \frac{11000 \cdot 0,582^2}{26,682^2} = 7,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$T_M = \frac{m_M g \psi r_k}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}. \quad (3.3)$$

где T_m - приведенный к коленчатому валу двигателя момент сопротивления дороги;

g - ускорение свободного падения, $9,8\text{ м/с}^2$;

ψ - суммарный коэффициент сопротивления дороги;

$\eta_{тр}$ - КПД участка трансмиссии от коленчатого вала до двигателя до ведущего колеса.

$$T_m = \frac{11000 \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot 0,582}{26,682 \cdot 0,8} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\omega_{дв} = 0,75 \frac{\pi n_{дв} N}{30}; \quad (3.4)$$

где $n_{дв} N$ - угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности.

$$\omega_{дв} = 0,75 \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 204,2 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$N_{\delta} = h T_{me} \omega_{дв}; \quad (3.5)$$

где N_{δ} - мощность буксования;

T_{me} - максимальный крутящий момент.

$$N_{\delta} = 0,72 \cdot 650 \cdot 204,2 = 95565 \text{ Вт}.$$

$$A_{\delta} = h \frac{T_{me} J_M \omega_{дв}^2}{(2/3) T_{me} - T_M}; \quad (3.6)$$

$$A_{\delta} = 0,72 \frac{650 \cdot 7,11 \cdot 204,2^2}{(2/3) \cdot 650 - 120} = 442813 \text{ Дж}.$$

Берем $z_d=1$, где z_d - число ведомых дисков.

Берем $\beta = 1,85$, где β - коэффициент запаса сцепления.

Теперь определяем статический момент трения сцепления:

$$T_c = \beta T_{me}; \quad (3.7)$$

$$T_c = 1,85 \cdot 650 = 1202,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где μ — коэффициент трения (в зависимости от типа фрикционных накладок) $\mu=0,3$.

Для грузового транспорта $\lambda_n = 0,55$.

Определим удельные показатели нагрузки пар трения сцепления:

1 κ_1 - давление на фрикционные накладки;

$$\kappa_1 = P_{\text{ном}} / S_n = 0,2 \text{ МПа}. \quad (3.8)$$

2 κ_2 - коэффициент момента двигателя;

$$\kappa_2 = T_{me} / S_{\text{тр}} = 0,724 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{см}^2. \quad (3.9)$$

3 κ_3 — коэффициент мощности двигателя;

$$\kappa_3 = N_{me} / S_{\text{тр}} = 140 \text{ Вт} / \text{см}^2. \quad (3.10)$$

4 κ_4 — удельная работа буксования;

$$\kappa_4 = A_{\delta} / S_{\text{тр}} = 350 \text{ Дж} \cdot \text{см}^2. \quad (3.11)$$

5 κ_5 — удельная мощность буксования;

$$\kappa_5 = N_{\delta} / S_{\text{тр}} = 110 \text{ Вт} / \text{см}^2. \quad (3.12)$$

Далее определим наружный диаметр накладки D_{n1} :

$$D_{n1} = \sqrt[3]{\frac{6T_c}{\kappa_1 \pi \mu z_d (1 - \lambda_n^3)}}; \quad (3.13)$$

$$D_{n1} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1202,5}{0,2 \cdot 10^6 \pi \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot (1 - 0,55^3)}} = 0,358 \text{ м} = 35,8 \text{ см}.$$

Следующее необходимо определить значение общей поверхности трения $S_{\text{три}}$ ведомых дисков, что обеспечивают необходимые значения удельных показателей нагружения пар трения сцепления:

$$S_{\text{тр}2} = T_{m\epsilon} / \kappa_2; \quad (3.14)$$

$$S_{\text{тр}2} = 650 / 0,724 = 898 \text{ см}^2.$$

$$S_{\text{тр}3} = N_{m\epsilon} / \kappa_3; \quad (3.15)$$

$$S_{\text{тр}3} = 155000 / 140 = 1107 \text{ см}^2.$$

$$S_{\text{тр}4} = A_6 / \kappa_4; \quad (3.16)$$

$$S_{\text{тр}4} = 442813 / 350 = 1265 \text{ см}^2.$$

$$S_{\text{тр}5} = N_6 / \kappa_5; \quad (3.17)$$

$$S_{\text{тр}5} = 95565 / 110 = 869 \text{ см}^2.$$

Из выше вычисленных данных нужно выбрать максимальное $S_{\text{тр}}^*$, которое обеспечивает возможное значение из всех удельных показателей.

$$S_{\text{тр}}^* = (S_{\text{тр}i})_{\text{max}} = S_{\text{тр}3} = 1107 \text{ см}^2.$$

Далее находится наружный диаметр $D_{\text{н}}^*$ фрикционных накладок, зная $S_{\text{тр}}^*$.

$$S_{\text{н}} = \frac{0,94\pi D_{\text{н}}^2 (1 - \lambda_{\text{н}}^2)}{4}; \quad (3.18)$$

и

$$S_{\text{тр}} = 2z_{\text{д}} S_{\text{н}}. \quad (3.19)$$

$$D_{\text{н}}^* = \sqrt{\frac{2S_{\text{тр}}^*}{0,94\pi z_{\text{д}} (1 - \lambda_{\text{н}}^2)}}; \quad (3.20)$$

$$D_{\text{н}}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 1107}{0,94\pi \cdot 1 \cdot (1 - 0,55^2)}} = 32,8 \text{ см}.$$

Выбираем $D_H = \max(D_{H1}, D_H^*) = D_H = 35,8$ см и вычисляем

$$d_H = \lambda_H D_H = 0,55 \cdot 35,8 = 19,7 \text{ см.}$$

Берем два значения стоящие ближе друг другу и регулируем значения данных $\kappa_1 \dots \kappa_5$.

1 вариант.

$$D_H = 35 \text{ см}; d_H = 19,5 \text{ см.}$$

$$S_H = 0,94\pi \frac{(D_H^2 - d_H^2)}{4}; \quad (3.21)$$

$$S_H = 0,94\pi \frac{(35^2 - 19,5^2)}{4} = 623,7 \text{ см}^2 = 0,06237 \text{ м}^2.$$

$$S_{тр} = 2z_H S_H; \quad (3.22)$$

$$S_{тр} = 2 \cdot 1 \cdot 623,7 = 1247,4 \text{ см}^2.$$

$$R_{cp} = \frac{\pi}{12} \frac{D_H^3 - d_H^3}{S_H}; \quad (3.23)$$

$$R_{cp} = \frac{\pi}{12} \frac{35^3 - 19,5^3}{623,7} = 14,9 \text{ см} = 0,149 \text{ м.}$$

$$P_{ном} = \frac{T_c}{2z_d \mu R_{cp}}; \quad (3.24)$$

$$P_{ном} = \frac{1202,5}{2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 0,149} = 13451 \text{ Н.}$$

$$\kappa_1 = P_{ном} / S_H = \frac{13451}{0,06237} = 215665 \text{ Па} \cong 0,216 \text{ МПа};$$

$$\kappa_2 = T_{me} / S_{тр} = \frac{650}{1247,4} = 0,521 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2};$$

$$\kappa_3 = N_{me} / S_{тр} = \frac{155000}{1247,4} = 126 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2};$$

$$\kappa_4 = A_6 / S_{\text{тр}} = \frac{442813}{1247,4} = 355 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2};$$

$$\kappa_5 = N_6 / S_{\text{тр}} = \frac{95565}{1247,4} = 76,6 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}.$$

2 вариант.

$D_{\text{н}} = 38,0 \text{ см}; d_{\text{н}} = 20,0 \text{ см}.$

$$S_{\text{н}} = 0,94\pi \frac{(D_{\text{н}}^2 - d_{\text{н}}^2)}{4}; \quad (3.25)$$

$$S_{\text{н}} = 0,94\pi \frac{(38^2 - 20^2)}{4} = 770,8 \text{ см}^2 = 0,07708 \text{ м}^2.$$

$$S_{\text{тр}} = 2z_{\text{н}}S_{\text{н}}; \quad (3.26)$$

$$S_{\text{тр}} = 2 \cdot 1 \cdot 770,8 = 1542,6 \text{ см}^2.$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{\pi}{12} \frac{D_{\text{н}}^3 - d_{\text{н}}^3}{S_{\text{н}}}; \quad (3.27)$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{\pi}{12} \frac{38^3 - 20^3}{770,8} = 15,9 \text{ см} = 0,159 \text{ м}.$$

$$P_{\text{ном}} = \frac{T_c}{2z_{\text{д}}\mu R_{\text{ср}}}; \quad (3.28)$$

$$P_{\text{ном}} = \frac{1202,5}{2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 0,159} = 12605 \text{ Н}.$$

$$\kappa_1 = P_{\text{ном}} / S_{\text{н}} = \frac{12605}{0,07708} = 163531 \text{ Па} \cong 0,164 \text{ МПа};$$

$$\kappa_2 = T_{\text{ме}} / S_{\text{тр}} = \frac{650}{1541,6} = 0,422 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2};$$

$$\kappa_3 = N_{\text{ме}} / S_{\text{тр}} = \frac{155000}{1541,6} = 100,5 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2};$$

$$\kappa_4 = A_6 / S_{\text{тр}} = \frac{442813}{1541,6} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2};$$

$$\kappa_5 = N_6 / S_{\text{тр}} = \frac{95565}{1541,6} = 62 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}.$$

Приведем сравнение получившихся данных $\kappa_1 \dots \kappa_5$ с допустимыми и имеем, что для варианта 1 $\kappa_1 \cong 0,216 \text{ МПа}$ больше допустимого $\kappa_1 = 0,2 \text{ МПа}$, следовательно, принимаем $D_{\text{н}} = 35,0 \text{ см}$; $d_{\text{н}} = 19,5 \text{ см}$.

Если сравнить значение максимально допустимой частоты вращения ведомого диска для диаметра накладки с частотой вращения при максимальной мощности двигателя, то видим что, данная накладка достаточно прочна при воздействии на нее центробежной силы.

3.2 Расчет параметров нажимной пружины

На рисунке 3.2 даны основные данные для расчета параметров пружины, где P и $P_{\text{подш}}$ – являются силами, которые воздействуют на нажимной диск и подшипник выключения сцепления.

$$P_{\text{ном}} = 12605 \text{ Н}; D_{\text{н}} = 350 \text{ мм}; d_{\text{н}} = 195 \text{ мм}.$$

$$P_o = (0,05 - 0,08) P_{\text{ном}}; \quad (3.29)$$

где P_o – суммарная сила отжимных пружин сцепления.

$$P_o = [(0,05 + 0,08)/2] P_{\text{ном}} = 0,065 P_{\text{ном}}.$$

$\Delta_{\text{н}}$ – зазор для новых накладок между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении.

$$\Delta_{\text{н}} = \frac{0,75 + 1,0}{2} = 0,875 \text{ мм};$$

ω – осевая деформация ведомого диска, равная 0,15...0,25 мм для жесткого ведомого диска и 1,0...1,5 мм для ведомого диска с осевой податливостью.

$$\omega = \frac{1,0 + 1,5}{2} = 1,25.$$

Далее определим силу, образующаяся механизмом пружины при включенном сцеплении, P_1

$$P_1 = P_{\text{ном}} + P_0; \quad (3.30)$$

$$P_1 = 1,065 \cdot 12605 = 13424 \text{ Н.}$$

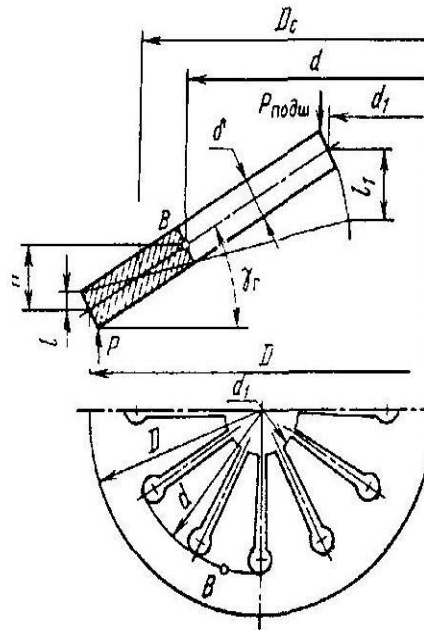


Рисунок 3.2 – Основные данные пружины

Теперь определяем рабочий ход h_p пружины,

$$h_p = (2\Delta_n + \omega)z_d, \quad (3.31)$$

$$h_p = (2 \cdot 0,875 + 1,25) \cdot 1 = 3,0 \text{ мм.}$$

Следующее находим ход пружины, которое суммарному линейному значению износа фрикционных пар. Его берут 4...8 для грузовых автомобилей.

$$h_0 = \frac{4 + 8}{2} = 6 \text{ мм.}$$

Далее определяем материал, из чего сделана пружина и допустимое напряжение на изгиб $[\sigma_n] \cong \sigma_T$. В конструкции тарельчатых пружин есть такие соотношения:

$$D \geq 2,5d_1; D = (1,15 \dots 1,5)d;$$

$$H = (1,6 \dots 2,2)\delta;$$

$$D = (75 \dots 100)\delta;$$

$$\gamma_{\pi} = 10 \dots 15^{\circ}; \text{ число лепестков от 8 до 20.}$$

Материал для расчетной пружины берем сталь марки 60С2, и $[\sigma_{\pi}] = \sigma_{\pi} = 1175 \text{ МПа}$.

Основываясь на данных пружины, нужно брать во внимание то, что суммарный износ накладок и h_0 , силы создающая пружиной, должен быть не меньше P_1 , но увеличивается немного при рабочем ходе h_p .

Для расчета параметров пружины берем $D=D_n=350 \text{ мм}$.

$$\delta = D/(75 \dots 100),$$

$$\delta = \frac{350}{75 \dots 100} = 5,07 \dots 3,08 = 4,5 \text{ мм};$$

$$H = (1,6 \dots 2,2)\delta = (1,6 \dots 2,2)4,5 = 7,2 \dots 9,9 = 8,5 \text{ мм};$$

$$\gamma_{\pi} = 10 \dots 15 = 12^{\circ};$$

$$d = D/(1,15 \dots 1,5);$$

$$d = 350/(1,15 \dots 1,5) = 330 \dots 253 = 290 \text{ мм};$$

$$d_1 \leq D/2,5;$$

$$d_1 \leq 350/2,5 = 152; \quad d_1 = 150 \text{ мм};$$

$$\mu=0,26; \quad E=2 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

Получаем

$$\kappa_{\pi 1} = d/D = 290/350 = 0,763;$$

$$D_c = d + \frac{D-d}{5} = 290 + \frac{350-290}{5} = 308 \text{ мм};$$

$$\kappa_{\pi 2} = D_c/D = 308/350 = 0,811.$$

Рассчитав данные пружины в определенных пределах, вычисляют характеристику пружины, а именно зависимость силы P от передвижения l диска.

$$P = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1-\mu^2} \frac{\delta l \ln(1/\kappa_{T1})}{D^2 (1-\kappa_{T2})} \times \left[\delta^2 + \left(H - l \frac{1-\kappa_{T1}}{1-\kappa_{T2}} \right) \left(H - 0,5l \frac{1-\kappa_{T1}}{1-\kappa_{T2}} \right) \right]. \quad (3.32)$$

$$P = \frac{2}{3} \frac{\pi \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0,0045l \ln(1/0,763)}{1 - 0,26^2} \frac{0,38^2}{(1 - 0,811^2)} \times$$

$$\times \left[0,0045^2 + \left(0,0085 - \frac{1 - 0,763}{1 - 0,811} \right) \left(0,0085 - 0,5l \frac{1 - 0,763}{0,811} \right) \right] = 0,981 \times$$

$$\times 10^7 l - 0,1695 \cdot 10^{10} l^2 + 0,834 \cdot 10^{11} l^3.$$

При разных значениях l , находим P и составляем характеристику пружины. В таблице 3.1 даны значения P при разных l .

Таблица 3.1 – Данные P при разных значениях l

$l, \text{мм}$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010
P, H	8198	13507	16427	17458	17100	15854	14221	12701	11794	12000

Делая вывод, можно увидеть, что пружина в первом приближении дает необходимые данные:

- при сжатии на 7,5 мм $P \approx P_1 = 13424H$;
- при износе накладок на 5,5 мм ($l = 0,002 \dots 0,0075$ м) $P \geq P_1 = 13424H$;
- при рабочем ходе $h_p = 3 \text{ мм}$ $P < P_1$ ($l = 0,0075 \dots 0,0105$ м).

Дальше решаем напряжение изгиба в самом нагруженном месте, а именно середине основания лепестка при P_{max} , действующей на нажимной диск.

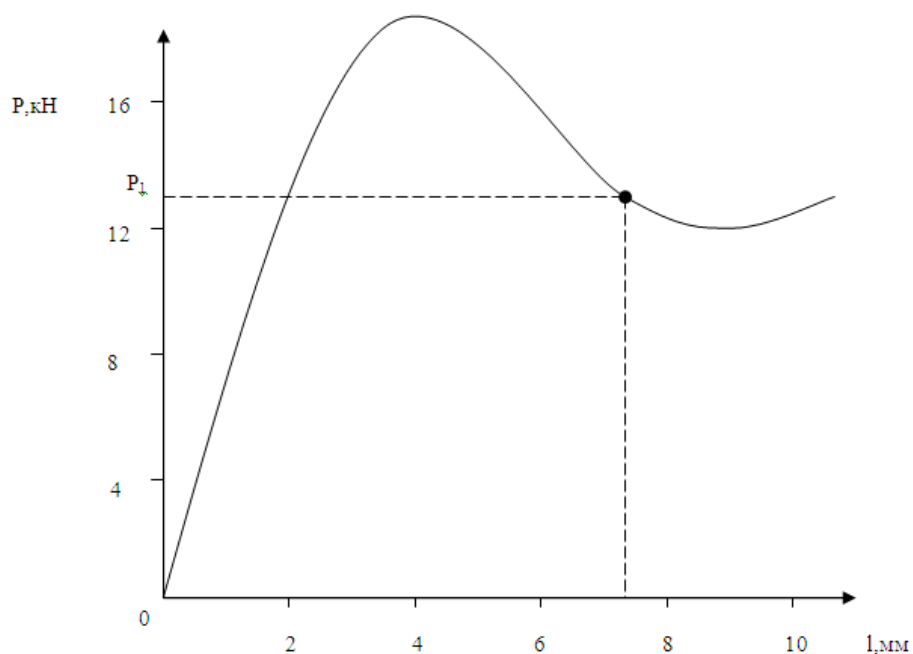


Рисунок 3.3 – Характерные данные выбранной пружины
Вычисляем дополнительные величины

$$b = \frac{D-d}{\ln(D/d)}, \quad (3.32)$$

$$b = \frac{0,350 - 0,290}{\ln \frac{350}{290}} = 0,333,$$

$$a = \frac{2H}{D-d}, \quad (3.33)$$

$$a = \frac{2 \cdot 8,5}{350 - 290} = 0,189,$$

И подставляя найденные данные в последующее выражение, получаем, учитывая, что $P_{max} = 17458 \text{ Н}$,

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{2P_{max}(D-D_c)d}{(D_c-d_1)\delta^2(d_1+d)} + \frac{0,5E}{1-\mu^2} \frac{0,5(b-d)a^2 + \delta a}{d}, \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{н}} = & \frac{2 \cdot 17458 \cdot (0,350 - 0,308) \cdot 0,29}{(0,308 - 0,150) \cdot 0,0045^2 \cdot (0,150 + 0,290)} + \\ & + \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{1 - 0,26^2} \frac{0,5(0,333 - 0,29) \cdot 0,189^2 + 0,0045 \cdot 0,189}{0,290} \end{aligned}$$

$$= 1,1165 \cdot 10^9 \text{Па} = 1116 \text{Па}.$$

Полученное значение меньше $[\sigma_{\text{н}}]=1175 \text{ Мпа}$, значит пружина, работоспособна.

3.3 Расчёт ступицы ведомого диска

По следующей формуле можно определить напряжение смятия шлицов ступицы:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F \times \alpha} \leq [\sigma], \text{ МПа}; \quad (3.35)$$

где

$$P = \frac{M_{\text{дmax}} \times \beta}{r_{\text{сп}}}, \text{ а } r_{\text{сп}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{в}}}{4}, \quad (3.36)$$

$$F = \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{в}}}{2} \times l \times z, \quad (3.37)$$

где $d_{\text{н}}=40 \text{ мм}$ – наружный диаметр шлицов;
 $d_{\text{в}}=30 \text{ мм}$ – внутренний диаметр шлицов;
 $l=70 \text{ мм}$ длина шлицов;
 $z=8$ число шлицов;
 $\alpha=0,75$ – коэффициент точности прилегания шлицов.

$$r_{\text{сп}} = \frac{40 + 30}{4} = 17,5 \text{ мм},$$

$$F = \frac{40 - 30}{2} \times 60 \times 10 = 3000 \text{ мм}^2,$$

$$P = \frac{427 \times 2,25}{17,5 \times 10^{-3}} = 54900 \text{ Н, тогда}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{54900}{3 \times 10^{-6} \times 0,75} = 24,4 \text{ МПа},$$

т.е. $24,4 \text{ МПа} < 30 \text{ МПа} \Rightarrow \sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$ – условие выполнено.

Напряженность среза шлицов ступицы можно определить по следующей формуле:

$$\tau_{cp_{\max}} = \frac{P}{l \times b \times z \times \alpha} \leq [\tau_{cp_{\max}}], \quad (3.35)$$

где $b=8$ мм – ширина шлицов;

$[\tau_{cp_{\max}}]=5 \div 15$ МПа – допустимое напряжение среза.

$$\tau_{cp_{\max}} = \frac{54900}{0,07 \times 0,008 \times 10 \times 0,75} = 13,07 \text{ МПа},$$

Таким образом $13,07 \text{ МПа} < 15 \text{ МПа} \Rightarrow \tau_{cp_{\max}} < [\tau_{cp_{\max}}]$ – условие выполнено.

Материал ступицы – Сталь 35, 40Х.

Материал ведомого диска – Сталь 50, 65Г.

3.4 Расчет вала сцепления

Расчет вала сцепления происходит на скручивание по данным диаметра впадины шлицевой части. Максимально допустимое значение напряжения кручения $[\tau_{\max}]=70$ МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{d_{\max}}}{0,2 \times [\tau_{\max}]}} = \sqrt[3]{\frac{427}{0,2 \times 70 \times 10^6}} = 0,03 \text{ м}. \quad (3.36)$$

А проверку шлицов на сжатие проверяется по формуле:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \times M_{d_{\max}}}{(d + 2 \times h) \times z \times l \times h}, \text{ МПа} \quad (3.37)$$

где $\frac{d + 2 \times h}{2}$ – средний радиус окружной силы, м;

l и h – высота и длина шлицов ступицы ведомого диска, см.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \times 427}{(0,03 + 2 \times 5 \times 10^{-3}) \times 10 \times 60 \times 10^{-3} \times 5 \times 10^{-3}} = 7,1 \text{ МПа}.$$

Следующая формула это проверка шлицов на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{2 \times M_{d_{\max}}}{(d + 2 \times h) \times z \times l \times b}, \text{ МПа}, \quad (3.38)$$

где $b=8$ мм – ширина шлицов ступицы ведомого диска, см.

$$\tau_{cp} = \frac{2 \times 427}{(30 \times 10^{-3} + 2 \times 5 \times 10^{-3}) \times 10 \times 60 \times 10^{-3} \times 8 \times 10^{-3}} = 4,4 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{cm}] = 15 \div 30 \text{ МПа}, [\tau_{cpmax}] = 5 \div 15 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}], \tau_{cp} < [\tau_{cp}] - \text{условие прочности выполнено.}$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе были рассмотрены и рассчитаны различные параметры сцепления, а именно – расчет на износ сцепления, расчет вала, ступицы ведомого диска, подшипника выключения и других. Выстроены точные характеристики диафрагменной пружины, по которым можно сделать вывод, что в начальном изнашивании накладок, воздействие, созданное пружиной не уменьшается, а увеличивается, что является достоинством диафрагменной пружины.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Б.С. Васильев, М.С. Высоцкий «Автомобильный справочник» Машиностроение 2004 г.
- 2 А.И. Гришкевич «Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия» Высшая школа 1985г.
- 3 В.А. Агейкин, М.Н. Аксеев «Шасси автомобиля ЗИЛ» Машиностроение 1973г.
- 4 А.А. Полунгян «Проектирование полноприводных машин» Москва 2000 г.
- 5 Сцепления транспортных и тяговых машин [Текст] / Барский И. Б., Борисов С. Г., Галягин В. А. и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 344 с.
- 6 Устройство и ремонт [Текст]/В.А. Вершигора, А.П. Игнатов, К.В. Новокшенов, К.Б. Пятков. — М.: Изд-во ДОСААФ СССР, 1989. - 335 с.
- 7 Волжское объединение по производству легковых автомобилей [Текст] / Руководство по ремонту автомобилей ВАЗ. Тольятти, 1984 г.
- 8 Справочник [Текст] / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
- 9 Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" [Текст] /П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. — Машиностроение, 1984. — 376 с.
- 10 Сцепления [Текст]/Малаховский Я.З., Лапин А.А. — М.: Машиздат, 1960 г.
- 11 Тяговой расчет автомобиля [Текст]/Л.А. Черепанов — КуАИ, 1977 — 39 с.
- 12 Трансмиссии автомобилей [Текст]/Цитович И.С, Каноник И.В., Вавуло В.А. — Мн.:Наука и техника. 1979. – 256 с.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Ташмуханбетов Алишер Бахамович

Название: Спроектировать автомобиль грузоподъемностью 6 тонн с разработкой муфты сцепления

Координатор: Шолпан Ахметова

Коэффициент подобия 1:0

Коэффициент подобия 2:0

Замена букв:0

Интервалы:0

Микропробелы:11

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- ☒ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....

24 мая 2021

Дата

Ш.Д. Ахметова

Подпись Научного руководителя

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Ташмуханбетов Алишер Бахамович

Название: Спроектировать автомобиль грузоподъемностью 6 тонн с разработкой муфты сцепления

Координатор: Шолпан Ахметова

Коэффициент подобия 1:0

Коэффициент подобия 2:0

Замена букв:0

Интервалы:0

Микропробелы:11

Белые знаки:0

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

Обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата.

В связи с чем, работа признается самостоятельной.

28.05.2021 г.



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Работа допускается к защите.

.....
.....
.....
.....

28.05.2021 г.



Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения