

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Колёсных и гусеничных машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
к.т.н., профессор
_____ /Бондарь В.Н./
« ____ » _____ 2020 г.

Модернизация автомобиля УАЗ Hunter за счёт замены карданов
неравных угловых скоростей на ШРУС

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К БАКАЛАВРСКОЙ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ ВКР

Руководитель работы
к.т.н., доцент
_____ А.Г.Уланов
« ____ » _____ 2020 г.

Автор работы
студент группы П-404
_____ А.Е.Кисель
« ____ » _____ 2020 г.

Нормоконтролер
к.т.н., доцент
_____ В.И.Дуюн
« ____ » _____ 2020 г.

АННОТАЦИЯ

Кисель А.Е. Модернизация автомобиля УАЗ Hunter за счёт замены карданов неравных угловых скоростей на ШРУС: Выпускная квалификационная работа. – Челябинск: ЮУрГУ, 2020. – 66 с., 37 ил., таблиц – 7, библиог. список – 24 наименования, 6 л. чертежей ф. А1, 1 л. ф. А2.

Данная выпускная квалификационная работа представляет собой законченную расчетно-графическую работу, целью которой является модернизация элемента трансмиссии, а именно карданной передачи, путём установки карданных шарниров равных угловых скоростей.

Работа содержит: графические расчеты карданной передачи при разных углах работы.

Рассмотрены виды разрушений карданных передач и методы их устранения.

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Кисель А.Е.</i>			<i>Модернизация автомобиля УАЗ Hunter за счёт замены карданов неравных угловых скоростей на ШРУС</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Проверил</i>		<i>Уланов А.Г.</i>					<i>3</i>	<i>66</i>
<i>Н. Контр.</i>		<i>Дуюн В.И.</i>			<i>ЮУрГУ</i>			
<i>Утвердил.</i>		<i>Бондарь В.Н.</i>			<i>Кафедра КГМ</i>			

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	
1.1 Специфика конструкций и типы карданных передач отечественного и зарубежного производства.....	6
1.1.1 Карданная передача с шарнирами неравных угловых скоростей.....	12
1.1.2 Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей.....	20
1.1.3 Анализ отказов карданных передач отечественного и зарубежного производства.....	32
2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ	
2.1 Причина изменения конструкции трансмиссии УАЗ Hunter.....	35
2.2 Кинематические связи в карданных передачах.....	45
2.3 Силовые связи в карданных передачах.....	49
2.4 Шарниры равных угловых скоростей.....	50
2.5 Расчет карданных валов.....	52
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	
3.1 Обоснование размеров.....	56
3.2 Анализ технологичности детали.....	57
3.3 Разработка технологического процесса.....	58
3.4 Расчет режимов резания.....	60
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	64
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	65
ПРИЛОЖЕНИЯ	
ПРИЛОЖЕНИЕ А	

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4

1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 Специфика конструкций и типы карданных передач отечественных и зарубежных автомобилей

Карданные передачи применяются в трансмиссиях автомобилей для силовой связи механизмов, валы которых не соосны или расположены под углом, причем взаимное положение их может меняться в процессе движения. Карданные передачи применяются также для привода вспомогательных механизмов, например, лебедки. Также при помощи карданной передачи возможна связь рулевого колеса с рулевым механизмом. Карданная передача содержит следующие типовые элементы конструкции: карданные шарниры, карданные валы, промежуточные опоры, скользящие шлицевые соединения (компенсирующие устройства), фланцы крепления.

Среди отмеченных элементов карданы отличаются наибольшим разнообразием. На рисунке 1.1 показана классификация и специфика конструкций в полной мере раскрытая в [9]. Основной классификационный признак карданов в этой работе – кинематика, подразделяющая их на группы асинхронных рисунок 1.2 и синхронных рисунок 1.3 карданов. При этом асинхронный кардан (карданный шарнир неравных угловых скоростей ведущего и ведомого валов, связанных таким карданом) используют в карданных передачах с углом наклона ведомого вала относительно ведущего около 20° . Они изготавливаются с крестовиной, допускающей две оси качения. В современном автомобилестроении такие карданы получили наибольшее распространение.

Синхронные карданы (карданные шарниры равных угловых скоростей, ШРУ-Сы) применяются в приводе ведущих и одновременно управляемых колёс автомобилей; угол наклона ведомого вала в зависимости от конструкции шарнира может достигать 45° . Точечный контакт в элементах конструкции шарниров равных угловых скоростей, ведущий к значительным контактным напряжениям и износу, ограничивает их в использовании, обеспечивая пробег автомобиля не

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

более 25 ... 30 тыс. км [3]. Но тем не менее, в ряде отечественных и зарубежных марок используют карданные передачи со ШРУСами.

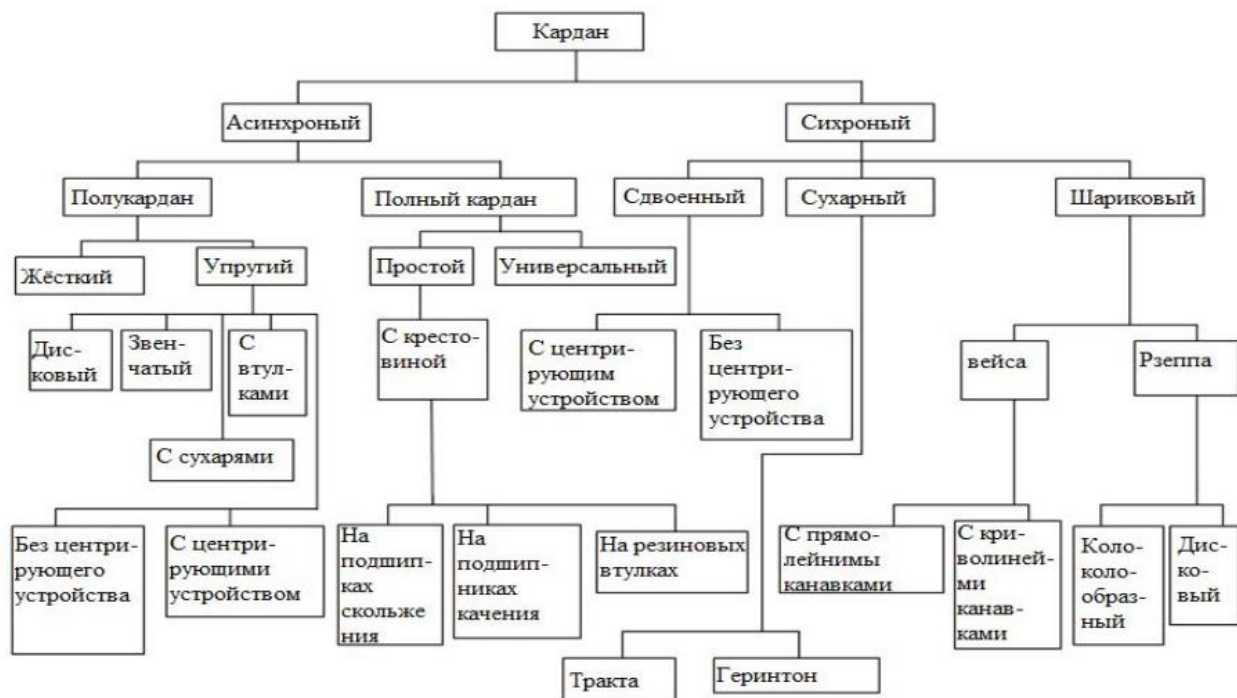


Рисунок 1.1 – Классификация карданов

Асинхронные

Простой шарнир с крестовиной



Простой шарнир с крестовиной и со съемными гнездами



Рисунок 1.2 – Асинхронные шарниры

Синхронные

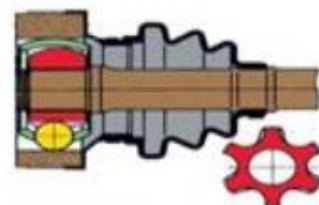
Шарнир тракта или кулачковые шарниры



Шарнир Вейса



Карданный шарнир Лебра



Шарнир трипод



Двойной шарнир



Шестишариковый шарнир типа Бирфильда с делительными канавками



Рисунок 1.3 – Синхронные шарниры

Конструкции карданной передачи многообразны, в работе [9] отмечено, “Основными классификационными признаками карданных передач являются: назначение, тип, наличие или отсутствие промежуточной опоры и компенсирующего устройства”. Конкретизируя по этой классификации объект настоящего исследования, определим его как основную (используется для привода ведущих колес), высокооборотную (максимальная частота вращения в эксплуатации $n_3=1500 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$) карданную передачу любого типа (определяется числом карданов, числом ведущих колес рисунок 1.4), имеющую карданы с крестовиной или ШРУ-Сы при наличии или отсутствии компенсирующих устройств, промежуточных опор и редукторов. Именно такие карданные передачи получили наибольшее

распространение в современных легковых и грузовых автомобилях как отечественного, так и зарубежного производства. Разновидности карданных передач представлены на рисунке 1.5.



Рисунок 1.4 – Карданная передача полноприводного двухосного автомобиля: 1 – карданная передача

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9

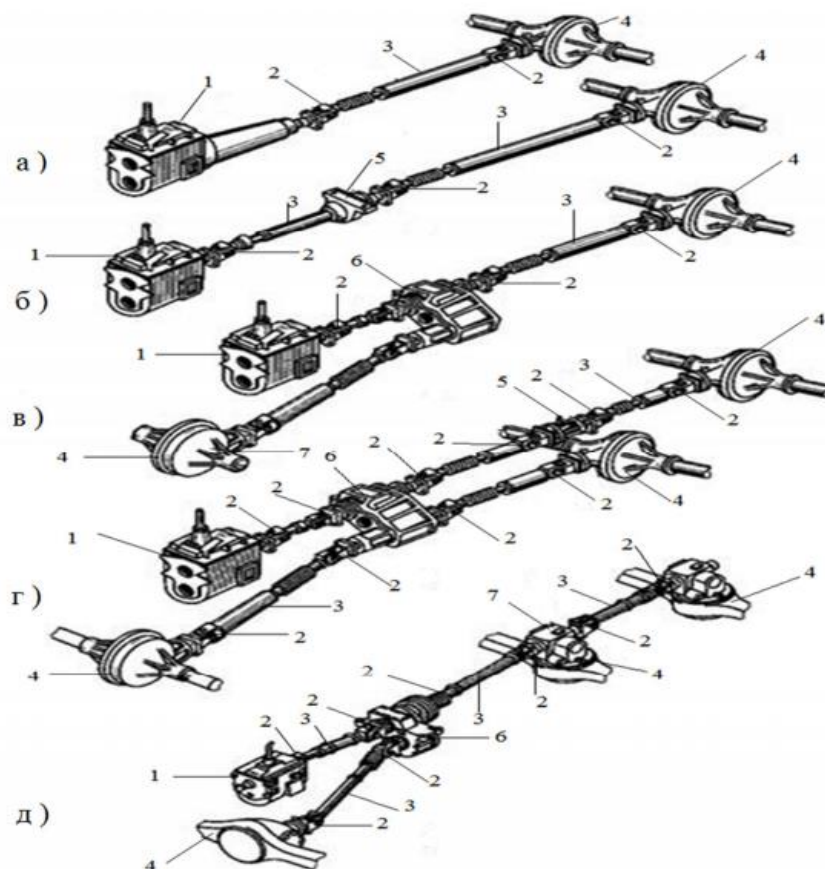


Рисунок 1.5 – Различные типы основных карданных передач автомобилей: а – одновальная карданная передача; б – двухвальная карданная передача с промежуточной опорной; в – трехвальная передача автомобиля повышенной проходимости; г – карданная передача полноприводного трехосного автомобиля; д – карданная передача полноприводного автомобиля с редуктором привода среднего моста; 1 – коробка передач; 2 – кардан; 3 – карданный вал; 4 – ведущий мост; 5 – промежуточная опора; 6 – раздаточная коробка; 7 – редуктор

Все представленные на этом рисунке типы передач имеют компенсирующие устройства.

Большой опыт ирования, изготовления и ремонта карданных передач автомобилей позволил многим авторам (например, [1,9]) сформулировать конструктив-

ные, технологические и эксплуатационные требования к ним. Обобщая их, отметим, что карданная передача современного автомобиля должна:

- передавать крутящий момент без создания дополнительных нагрузок и крутильных колебаний в трансмиссии;
- обеспечивать равенство угловых скоростей ведущего и ведомого валов, связанных карданной передачей, независимо от числа её карданов, углов и эксцентриситетов относительного расположения этих валов;
- иметь высокий КПД;
- работать бесшумно;
- обладать ремонтпригодностью;
- иметь защищенность от вытекания смазки и от проникновения влаги, грязи и пыли к трущимся поверхностям карданов и компенсирующих устройств.

Достаточно редко (например, [9]) автор ставит к карданным передачам автомобилей требования высокой надёжности, низкого уровня генерируемых ими вибраций опорных элементов, качественной балансировки. Последнее является одним из основных факторов, определяющих комфортность автомобиля.

Это, например, касается автомобилей “Нива”, “Газель”, “УАЗ” и китайских автомобилей, карданные передачи которых (по данным дилерских служб) балансируются в производстве некачественно, вызывая на водительском месте значительные вибрации. Кроме того, некоторые особенности конструкций карданных передач современных автомобилей нельзя признать отвечающими отмеченным выше требованиям.

Так, использование упругой подвески промежуточных подшипников значительно снижает наименьшую из частот собственных колебаний карданной передачи на её опорах в машине. В переходном режиме работы передачи возникают резонансный режим с резким ростом нагрузок на резиновые обоймы, подвесные подшипники и компенсирующие устройства, снижающие их долговечность и надёжность. Наконец, утверждение, что резиновые обоймы подвесных подшип-

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>11</i>

ников служат гасителем колебаний ошибочно, т.к. резина обладает очень низкими демпфирующими свойствами.

В практике борьбы с вибрациями машин элементы конструкции с резиновой основой используют в качестве виброизоляторов, а не демпферов [9]. Таким образом, для карданной передачи современного автомобиля, повышение надёжности и долговечности, а также комфортности автомобиля требует учёта динамических явлений, связанных с неуравновешенностью, балансировкой и вибрациями опор этих передач при их и ровании, изготовлении и ремонте.

1.1.1 Карданная передача с шарнирами неравных угловых скоростей

Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей представлена на рисунке 1.6. Карданная передача состоит из ведущей вилки 2 и ведомой вилки 4, шарнирно соединенных между собой крестовиной 3. Ведущая вилка 2 жёстко соединена с ведущим валом 1, а ведомая вилка 4 жестко или с помощью подвижного шлицевого соединения 5 соединена с ведомым валом 6.

Крутящий момент от ведущего вала 1 к ведомому валу 6, оси которых расположены под углом γ , шарнир передает в результате поворота ведомой вилки 4 относительно оси $B - B$ и крестовины 3 относительно оси $A - A$. Однако, ведомый вал 6 при этом вращается неравномерно – с ускорением и замедлением. Из-за этого в трансмиссии могут возникнуть дополнительные динамические нагрузки, иногда превосходящие по величине передаваемый момент.

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

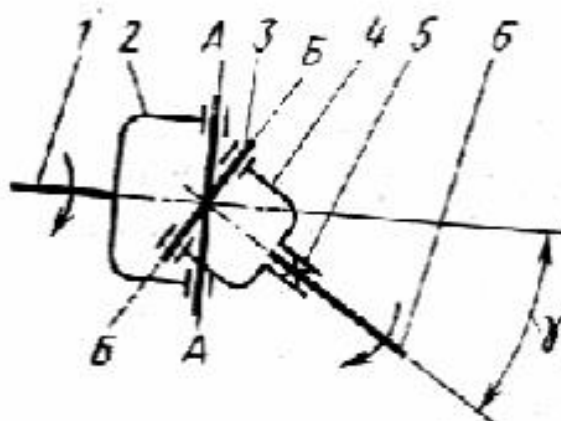


Рисунок 1.6 – Схема карданного шарнир неравных угловых скоростей: 1 – ведущий вал; 2 – ведущая вилка; 3 – крестовина; 4 – ведомая вилка; 5 – подвижное шлицевое соединение; 6 – ведомый вал; А – А и Б – Б – оси крестовины 3

На отечественных автомобилях широкое использование получили карданные передачи с жёсткими, простыми карданными шарнирами на игольчатых подшипниках. Такой шарнир состоит из двух стальных вилок и крестовины с игольчатыми подшипниками, шарнирно соединяющей вилок, данный шарнир представлен на рисунке 1.7.

Пальцы крестовины 3 тщательно обрабатываются, на них устанавливаются стальные стаканы 13 с игольчатыми подшипниками 12. Иглы подшипника опираются на опорную шайбу 11. Для предотвращения попадания пыли и влаги стакан уплотнен на крестовине резиновым сальником 10, сальник устанавливается в металлический корпус 9, который надет на палец крестовины. Крестовина со стаканами закрепляется в ушках вилок 2 и 4 стопорными кольцами или стопорными пластинками 6 фиксируемые винтами. Смазка подшипника крестовины осуществляется через центральную масленку 7, от которой смазка к подшипникам

подходит по каналам внутри крестовины. Излишки смазки устраняются через предохранительный клапан 8 завернутый по резьбе в крестовину.

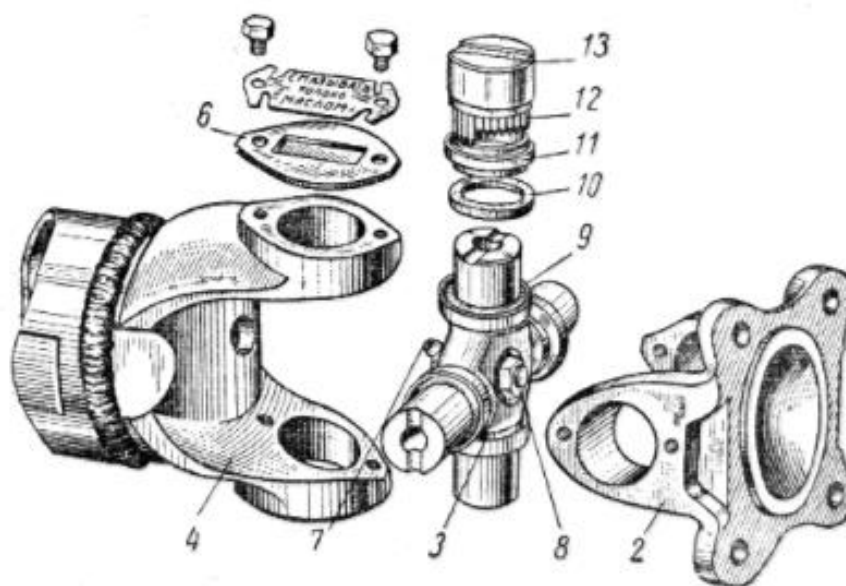


Рисунок 1.7 – Карданный шарнир неравных угловых скоростей: 2 и 4 – ушки карданных вилок; 3 – крестовина; 6 – стопорная пластинка; 7 – центральная масленка; 8 – предохранительный клапан; 9 – металлический корпус; 10 – резиновый сальник; 11 – опорная шайба; 12 – игольчатый подшипник; 13 – стальной стакан

Карданные шарниры на игольчатых подшипниках бывают открытого типа и с защитными кожухами, чаще применяются открытые. На некоторые автомобили устанавливаются карданные шарниры с закрывающим защитным колпаком, предотвращающим загрязнение шарнира.

Также на ряде автомобилей в настоящее время устанавливаются карданные шарниры, которые не требуют периодического смазывания в процессе их эксплуатации. В них применяются пластичные смазки, которые удерживаются в крестовине надежным сальниковым уплотнением. При сборке шарнира смазка закладывается в небольшие углубления в торцах крестовины и в стаканчики с игольчаты-

ми подшипниками. Такие шарниры не имеют маслѐнок и предохранительных клапанов. Иногда масленку или резьбовое отверстие для неё сохраняют, а предохранительный клапан отсутствует. В таких шарнирах нагнетаемая смазка заполняет полость крестовины и поступает к подшипникам, а её излишки удаляются через резиновые сальники или "проточные" уплотнения.

Следует отметить, что в карданных передачах с такими шарнирами при увеличении угла между осями валов коэффициент полезного действия (КПД) шарнира резко снижается. На некоторых автомобилях чтобы уменьшить этот угол двигатель специально устанавливают с наклоном 2 – 3°. Для этой же цели задний мост устанавливают с небольшим доворотом, чтобы ведущий вал главной передачи получил небольшой наклон.

Заметим, что уменьшать этот угол до нуля недопустимо, так как это может вызвать бринеллирующее воздействие игл подшипников на поверхности, с которыми они соприкасаются, это приведет к быстрому выходу шарнира из строя. При большом суммарном зазоре бринеллирующее воздействие игл увеличивается, иглы подшипника перекашиваются и создают высокое давление на шип крестовины. Суммарный межигловой зазор должен быть меньше половины диаметра иглы подшипника. Иглы для подшипников подбираются с одинаковыми размерами по допускам, замена отдельных игл не допускается.

При сборке карданного шарнира должно выполняться строгое центрирование крестовины. Это выполняется точной фиксацией стаканов 13 (см. рисунок 1.7) при помощи стопорных колец или стопорных пластинок с крышками, которые крепятся болтами к вилкам шарнира. Не допускается наличие зазора между торцами шипов крестовины и днищами стаканчиков, так как это приводит к переменному дисбалансу карданного вала при его вращении. В то же время чрезмерная затяжка стаканчиков может вызвать задиры торцов шипов и днища стаканчиков, а также перекос игл.

Иногда осевое перемещение карданного вала, компенсирующее изменение его длины, выгоднее обеспечить не шлицевым соединением, а непосредственно кон-

					<i>ЮУрГУ – 23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		<i>15</i>

струкцией самого карданного шарнира – такой шарнир носит название универсальный.

Карданный вал, представленный на рисунке 1.8, имеет два универсальных карданных шарнира. В отверстие конца вала запрессован пустотелый палец 4, на который посажены, два сферических ролика 1 на подшипниках игольчатого типа 2. В отверстия пустотелого пальца 4 вставлены центрирующие заглушки 3 со сферической поверхностью. В корпусе 5 шарнира выполнены два паза цилиндрического сечения с радиусами равными радиусу ролика.

При вращении под углом пустотелый палец 4 имеет возможность, вращения вокруг своей оси, а также наклоняться и скользить на сферических роликах по пазам. В таком шарнире возникают значительно меньшие потери на трение во время осевого перемещения, в отличие от карданных валов со шлицевым соединением.

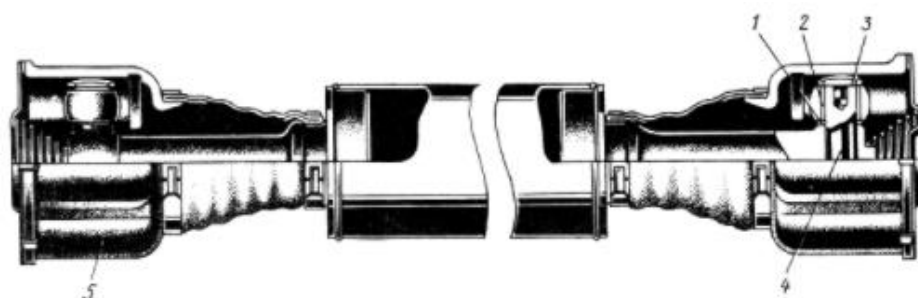


Рисунок 1.8 – Карданный вал с двумя универсальными шарнирами: 1 – сферический ролик; 2 – подшипник игольчатого типа; 3 – центрирующие заглушки; 4 – пустотелый палец; 5 – корпус шарнира

Для передачи крутящего момента от одного вала к другому под небольшим углом применяют также упругий полукарданный шарнир. Упругое звено может быть резиновым, резинотканевым или резиновым, усиленным стальным тросом. Усиленный полукарданный шарнир может передавать значительно больший крутящий момент, в отличие от резинового и резинотканевого.

К достоинствам полукарданного шарнира можно отнести: снижение динамических нагрузок в трансмиссии при резких изменениях частоты вращения; отсутствие необходимости обслуживания в процессе эксплуатации. Благодаря эластичности такой шарнир допускает небольшое осевое перемещение карданного вала.

Упругий полукарданный шарнир должен центрироваться, иначе балансировка карданного вала может нарушиться. Один из видов упругого полукарданного шарнира представлен на рисунке 1.9. Такой шарнир широко применяется на автомобилях Волжского автозавода. Здесь упругий полукарданный шарнир установлен на переднем конце промежуточного карданного вала.

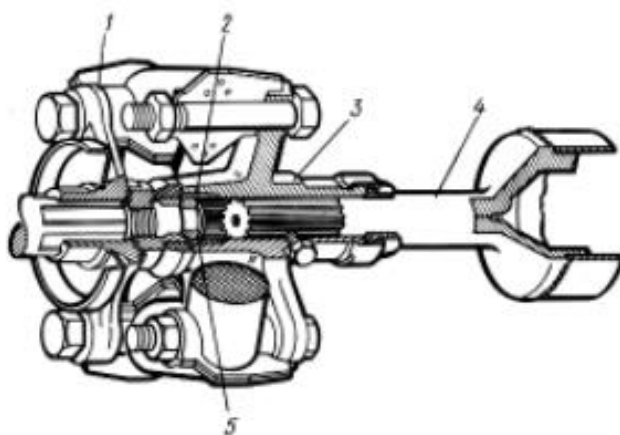


Рисунок 1.9 – Карданная передача с упругим полукарданным шарниром: 1 – фланец вторичного вала КПП; 2 – гайка крепления фланца 1; 3 – фланец карданного вала; 4 – карданный вал; 5 – центрирующее кольцо;

Упругий элемент представляет собой шестигранное звено с шестью отверстиями, внутри которых привулканизированы металлические вкладыши. Перед установкой на болты фланца вторичного вала КПП 1 и фланца карданного вала 3 упругий элемент стягивается металлическим хомутом для точного совпадения отверстий (после установки и фиксации хомут снимается). Таким образом, резиновое звено получает предварительное напряжение. Так как резина работает луч-

ше на сжатие, чем на растяжение, поэтому данное мероприятие снижает напряжение растяжения при передаче через шарнир крутящего момента.

Жесткий полукарданный шарнир, представляющий собой соединение, компенсирующее неточности монтажа, в настоящее время применяется крайне редко. Причиной этого являются недостатки, присущие такому шарниру: быстрое изнашивание, трудоемкость изготовления, шум при работе.

В карданной передаче с двумя карданными шарнирами представленной на рисунке 1.10, *а* к одному концу трубчатого вала 8 приварен наконечник 5 со шлицами, а к другому концу – наконечник с вилкой второго карданного шарнира 9. Карданный вал наконечником 5 соединен со шлицевой ступицей 4 вилки карданного вала 3.

Скользящее шлицевое соединение одного из карданных шарниров с валом необходимо для осевых перемещений вала при деформациях рессор подвески мостов. Смазка шлицевого соединения осуществляется через масленку 2, шлицевое соединение защищено снаружи сальником 6 с крышкой и предохраняется от грязи резиновым гофрированным чехлом 7. Крайние вилки карданных шарниров 1 и 9 снабжены фланцами, которые крепятся болтами к фланцам на концах валов. Такое крепление карданной передачи позволяет легко и удобно её демонтировать.

На автомобилях с приводом на задний мост чаще всего устанавливается карданная передача, состоящая из двух карданных валов (главного и промежуточного), данная карданная передача представлена на рисунке 1.10, *б*. Главный карданный вал состоит из трубчатого вала 19 к которому с обеих сторон приварены наконечники 18 с вилками карданных шарниров. Главный и промежуточный карданные валы соединяются между собой с помощью вилки 16 и наконечником с вилкой 18 через крестовину 17.

Промежуточный карданный вал 11 имеет подвижное шлицевое соединение для компенсации длины карданной передачи. Он состоит из шлицевой втулки 12, к которой с одной стороны приварена вилка 10, а с другой по шлицам вставлен хвостовик 13, к которому приварена вилка 16. Смазка шлицевой втулки осу-

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		18

ществляется через масленку 21. Для удержания смазки шлицевая втулка уплотнена на хвостовике сальником 15 с крышкой, накрутой на втулку по резьбе. Шлицевое соединение защищено от попадания пыли и влаги резиновым гофрированным чехлом 20. Передний конец промежуточного вала 11 с помощью карданного шарнира соединен с вторичным валом коробки передач. Промежуточный вал установлен на промежуточной опоре 14, прикрепленной к поперечине рамы автомобиля.

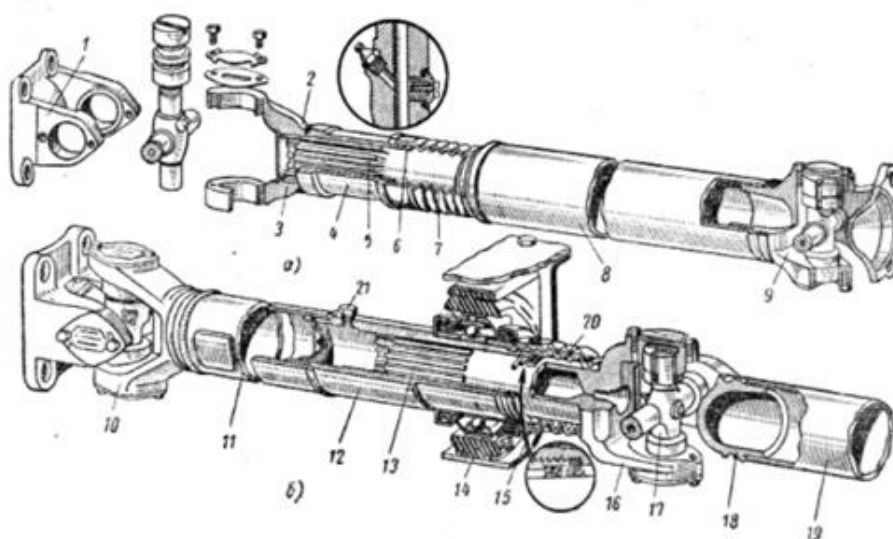


Рисунок 1.10 – Детали карданной передачи автомобиля:

а – с одним валом; 1 и 9 – крайние вилки карданного вала; 2 – масленка для смазки шлицевого соединения; 3 – вилка карданного вала; 4 – шлицевая ступица; 5 – наконечник со шлицами; 6 – сальник; 7 – резиновый гофрированный чехол;

б – с двумя валами; 8 – трубчатый вал; 10 – вилка промежуточного вала; 11 – промежуточный вал; 12 – шлицевая втулка; 13 – хвостовик; 14 – промежуточная опора; 15 – сальник шлицевой втулки; 16 – вилка; 17 – крестовина; 18 – наконечник с вилкой карданного шарнира; 19 – трубчатый карданный вал; 20 – резиновый гофрированный чехол; 21 – масленка для смазки шлицевого соединения

Промежуточные опоры применяются при использовании длинных карданных передач, для подвески промежуточного вала. Опора промежуточного вала представлена на рисунке 1.11. Обычно выполнена в виде шарикового подшипника 1, закрепленного внутренним кольцом на валу и установленного в резиновой подушке 2, заделанной в кронштейне 4, который прикреплен на поперечной балке 3 рамы автомобиля. Подшипник с обеих сторон закрыт крышками 5, снабженными сальниками, по бокам которых расположены грязеотражатели 6. Внутренняя полость подшипника заполняется смазкой через масленку 7.

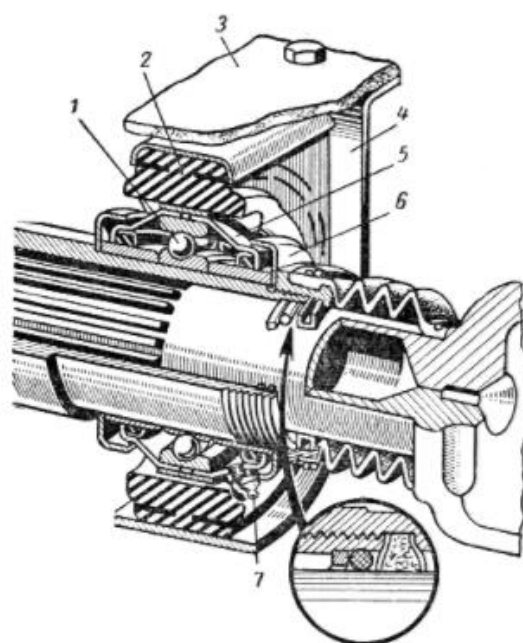


Рисунок 1.11 – Промежуточная опора с упругим элементом: 1 – шариковый подшипник; 2 – резиновая подушка; 3 – поперечная балка; 4 – кронштейн; 5 – крышка подшипника; 6 – грязеотражатели; 7 – масленка

1.1.2 Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей

В основе конструкций карданных шарниров равных угловых скоростей лежит единый принцип: точки контакта, через которые передаются окружные силы,

находясь в бессекторной плоскости валов. Шарниры равных угловых скоростей применяются, в приводе ведущих и одновременно управляемых колес. Конструкции таких шарниров разнообразны. Ниже приведены некоторые, наиболее часто применяемые.

Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа “Вейс”) представлен на рисунке 1.12. Устанавливается на ряде отечественных автомобилей в приводе управляемых ведущих колес. При движении автомобиля вперед усилие передается одной парой шариков; при движении задним ходом передача усилия производится другой парой. Канавки в кулаках 2 и 3 нарезаны по дуге окружности радиуса R . Четыре шарика 6 располагаются на пересечении симметрично расположенных канавок 5 в бессекторной плоскости, что обеспечивает равенство угловых скоростей валов 1 и 4. Шарик 7 центрирующий. Он удерживается от смещений штифтом, проходящим через него и входящим в отверстие в одном из кулаков.

Наиболее точно шарики устанавливались бы при пересечении канавок под углом 90° , но при этом скольжение шариков приводило бы к быстрому изнашиванию как шариков 6 и 7, так и канавок 5 и к снижению КПД шарнира.

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		21

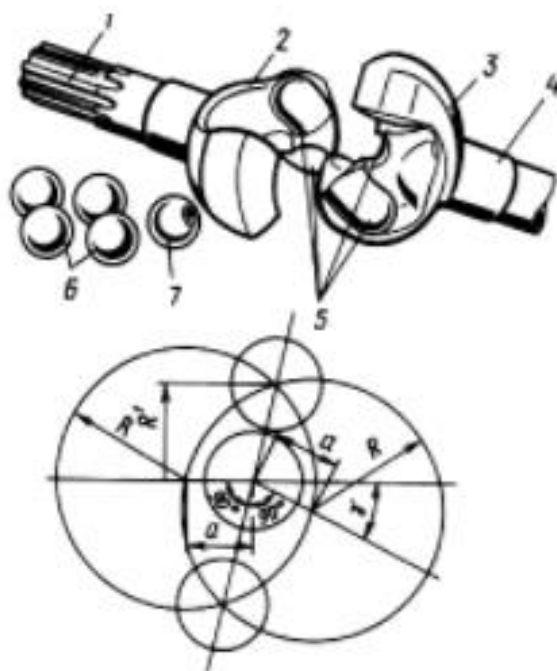


Рисунок 1.12 – Шариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа “Вейс”): 1 и 4 – валы; 2 и 3 – кулаки; 5 – канавка; 6 – шарики; 7 – центрирующий шарик

Пересечение окружностей под малым углом не обеспечивало бы точности установки шариков в бессекторной плоскости и могло бы привести к заклиниванию шариков. Обычно канавки выполняются так, что центр окружности, образующей ось канавок, находится на расстоянии $0,4 - 0,45R$ от центра шарнира. Карданные шарниры этого типа обеспечивают угол между валами $30 - 32^\circ$. Наименьшая трудоемкость изготовления по сравнению с другими синхронными карданными шарнирами, простота конструкции и низкая стоимость обеспечили их широкое распространение. КПД шарнира достаточно высокий, так как в нем преобладает трение качения.

Следует отметить некоторые особенности этого шарнира, ограничивающие возможность его применения. Передача усилия только двумя шариками при теоретически точечном контакте приводит к возникновению больших контактных

напряжений. Поэтому четырехшариковый карданный шарнир обычно устанавливают на автомобилях с нагрузкой на ось не свыше 25 – 30 кН. При работе шарнира возникают распорные нагрузки, особенно если центр шарнира не лежит на оси шкворня. Для точной установки шарнира необходимы специальные упорные шайбы или подшипники. В изношенном шарнире шарики при передаче повышенного крутящего момента, когда кулаки несколько деформируются, могут выпасть, что приводит к заклиниванию шарнира и потере управляемости.

Износу наиболее подвержены средние части канавок, что соответствует прямолинейному движению, причем ненагруженные канавки изнашиваются больше, чем нагруженные. Объясняется это тем, что нагружается шарнир при сравнительно редком включении переднего ведущего управляемого моста для движения в тяжелых дорожных условиях, а большая часть пробега автомобиля совершается с выключенным передним мостом, когда шарнир нагружается в обратном направлении небольшим, но длительно действующим моментом сопротивления вращению части трансмиссии.

Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком (типа “Рцепп”) представлен на рисунке 1.13. Основными элементами этого шарнира являются сферический кулак 4, закрепленный на шлицах вала 5, и сферическая чашка 3, связанная с другим валом 1. На кулаке и на внутренней стороне чашки выфрезеровано по шесть меридиональных канавок полукруглого сечения. Канавки выполнены из одного центра. В канавках размещено шесть шариков, которые связаны сепаратором 6. При наклоне валов шарики устанавливаются в биссекторной плоскости при помощи делительного рычажка 2, который поворачивает направляющую чашку 7, а вместе с ней и сепаратор. Пружина 8 служит для поджатия делительного рычажка к гнезду в торце вала 5 при изменении положения рычажка в результате наклона валов.

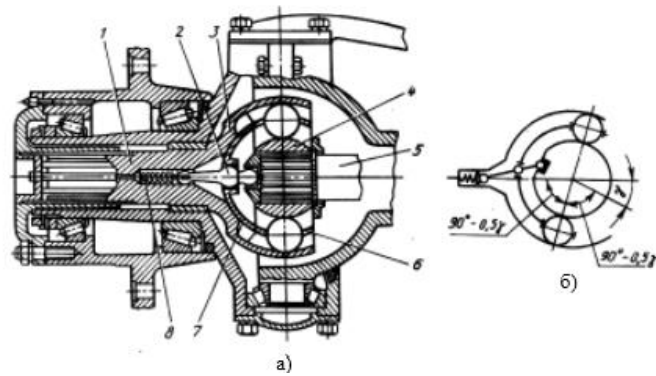


Рисунок 1.13 – Шариковый карданный шарнир с делительным рычажком (типа “Рцепп”): а – установка шарнира в приводе переднего колеса; б – схема шарнира: 1 и 5 – валы; 2 – делительный рычажок; 3 – чашка; 4 – сферический кулак; 6 – сепаратор; 7 – направляющая чашка; 8 – пружина

Точность установки шариков в бессекторной плоскости зависит от подбора плеч делительного рычажка. На рисунке 1.13, б показано положение деталей шарнира при наклоне одного из валов на угол γ . Соответственно сепаратор при этом должен повернуться на угол $0,5\gamma$. Исходя из этого, подбирают такое соотношение плеч делительного рычажка, при котором будет, обеспечиваться данный угол поворота сепаратора.

Карданный шарнир с делительным рычажком допускает максимальный угол между валами в 37° . Так как усилие в этом шарнире передается шестью шариками, он обеспечивает передачу большого крутящего момента при малых нагрузках. Распорные нагрузки отсутствуют в шарнире, если центр последнего совпадает с осью шкворня.

Шарнир обладает большой надежностью, высоким КПД, однако технологически сложен: все детали его подвергаются токарной и фрезерной обработке с со-

блюдением строгих допусков, обеспечивающих передачу усилий всеми шариками. По этой причине стоимость шарнира высокая.

Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа “Бирфильд”) представлен на рисунке 1.14. На кулаке 4, поверхность которого выполнена по сфере радиуса $R1$ (центр O), выфрезеровано шесть канавок. Канавки кулака имеют переменную глубину, так как они нарезаны по радиусу $R3$ (центр $O1$ смещен относительно центра шарнира O на расстояние a). Внутренняя поверхность корпуса 1 выполнена по сфере радиуса $R2$ (центр O), также имеет шесть канавок переменной глубины, нарезанных по радиусу $R4$ (центр $O2$ смещен относительно центра шарнира O также на расстояние: б) Сепаратор 3, в котором размещены шарики 2, имеет наружную и внутреннюю поверхности, выполненные по сфере радиусов соответственно $R2$ и $R1$. В положении, когда валы шарнира соосны, шарики находятся в плоскости, перпендикулярной осям валов, проходящей через центр шарнира.

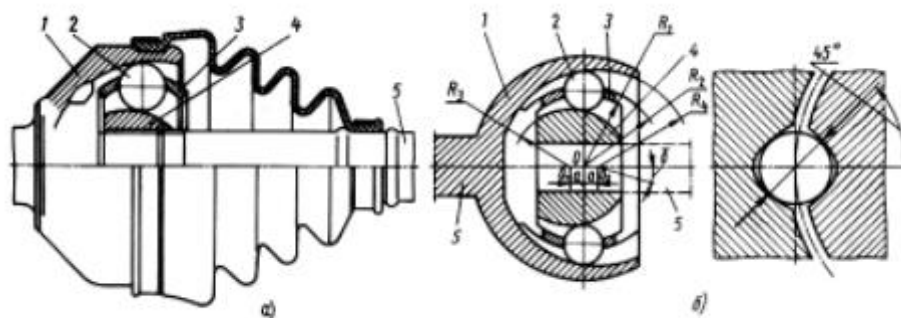


Рисунок 1.14 – Шестишариковый карданный шарнир (типа “Бирфильд”): а – карданный шарнир; б – схемы карданного шарнира; 1 – корпус; 2 – шарики; 3 – сепаратор; 4 – кулак; 5 – вал

При наклоне одного из валов 5 на некоторый угол верхний шарик выталкивается из сужающегося пространства канавок вправо, а нижний шарик перемещается сепаратором в расширяющееся пространство канавок влево. Центры шариков

всегда находятся на пересечении осей канавок. Это обеспечивает их расположение в биссекторной плоскости, что является условием синхронного вращения валов. Во избежание заклинивания шариков угол, под которым пересекаются оси канавок, не должен быть менее $11^{\circ}20'$.

В отличие от карданного шарнира с делительным рычажком в данном шарнире профиль сечения канавок выполнен не по дуге окружности, а по эллипсу. Благодаря этому силы взаимодействия стенки канавки и шарика составляют с вертикалью угол 45° , что предохраняет кромки канавок от смятия и скалывания. Отсутствие делительного рычажка позволяет этому шарниру работать при угле между валами 45° . Сравнительно большие потери в шарнире при большом угле между валами объясняются тем, что наряду с трением качения для него характерно трение скольжения.

Шарнир устанавливается в карданной передаче передних управляемых и ведущих колес некоторых отечественных автомобилей (ВАЗ-2108) на наружном конце карданного вала. При этом на внутреннем конце карданного вала должен устанавливаться карданный шарнир, позволяющий компенсировать изменение длины карданного вала при деформации подвески.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа "ГКН") представлен на рисунке 1.15. На внутренней поверхности цилиндрического корпуса шарнира нарезаны шесть продольных канавок эллиптического сечения, такие же канавки имеются на сферической поверхности кулака параллельно продольной оси вала. В канавках размещают шесть шариков, установленных в сепараторе. Взаимодействующие поверхности кулака и сепаратора сферические, радиус сферы R_1 (центр O_1 на расстоянии a от центра O , лежащего в плоскости центров шариков). Сферическая наружная часть сепаратора (радиус R_2) переходит в коническую, что ограничивает максимальный угол наклона вала примерно до 20° .

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

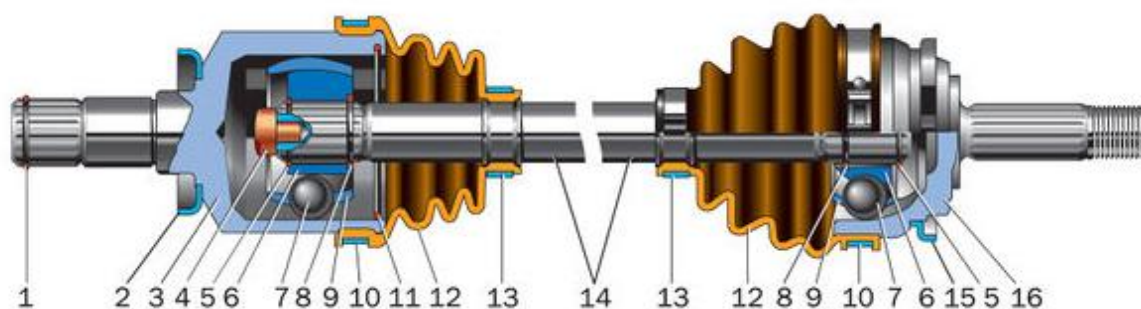


Рисунок 1.15 – Универсальный шестишариковый карданный шарнир типа “ГКН”: 1 – стопорное кольцо корпуса внутреннего шарнира; 2 – защитное кольцо внутреннего шарнира; 3 – корпус внутреннего шарнира; 4 – упор вала; 5 – стопорное кольцо; 6 – обойма; 7 – шарик; 8 – упорное кольцо; 9 – сепаратор; 10 – наружный хомут; 11 – фиксатор внутреннего шарнира; 12 – защитный чехол; 13 – внутренний хомут; 14 – вал привода колёс; 15 – защитное кольцо наружного шарнира; 16 – корпус наружного шарнира

В результате смещения центров сфер сепаратора шарики при наклоне вала устанавливаются и фиксируются в бессекторной плоскости. Объясняется это тем, что при наклоне вала шарик должен перемещаться относительно двух центров O_1 и O_2 , что заставляет шарик устанавливаться на пересечении в вертикальной плоскости, проходящей через центр шарика, наружной и внутренней сфер сепаратора.

Осевое перемещение происходит по продольным канавкам корпуса, причем перемещение карданного вала равно рабочей длине канавок корпуса, что влияет на размеры шарнира. При осевых перемещениях шарики не перекатываются, а скользят, что снижает КПД шарнира. Так выполнен внутренний шарнир переднеприводных автомобилей ВАЗ. При передаче больших крутящих моментов используют восьмишариковый шарнир этого типа.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа “Лебро”) представлен на рисунке 1.16. Шарнир состоит из цилиндрического корпуса 1, на внутренней поверхности которого под углом к образующей цилиндра нарезаны шесть прямых канавок, расположенных в порядке, показан-

ном на рисунке; сферического кулака 2, на его поверхности нарезано также шесть прямых канавок; сепаратора 3 с шариками 4, центрируемыми наружной сферической поверхностью по внутренней цилиндрической поверхности корпуса 1, а внутренней сферической поверхностью, устанавливаются с некоторым зазором на кулаке 2.

Шарики устанавливаются в пересечениях канавок, чем обеспечивается синхронность вращения валов, так как шарики, независимо от угла между валами, всегда находятся в бессекторной плоскости.

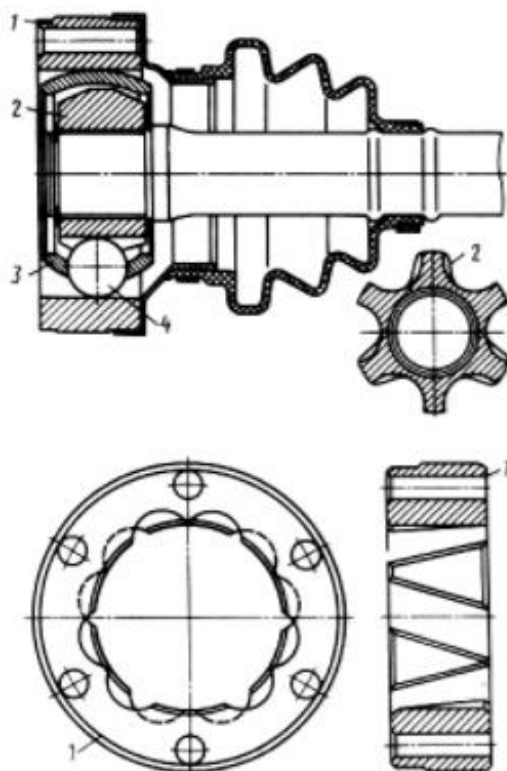


Рисунок 1.16 – Шариковый универсальный карданный шарнир типа “Лебрю”: 1 – корпус; 2 – сферический кулак; 3 – сепаратор; 4 – шарики

Этот шарнир имеет меньшие размеры, чем шарниры других типов, так как рабочая длина канавок и ход шариков в 2 раза меньше хода вала. Имеются и другие преимущества: сепаратор не выполняет функции деления угла между валами, он

менее нагружен, а поэтому требования к точности его изготовления ниже; наличие фланцевого разъема шарнира обеспечивает удобство монтажа, хотя конструкция его при этом усложняется, что несколько компенсирует упрощение протяжки канавок корпуса. К точности расположения канавок предъявляются высокие требования. Шарнир имеет высокий КПД и применяется на переднеприводных автомобилях.

Трехшиповой карданный шарнир (типа “Трипод”). Такие карданные шарниры устанавливают на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности. Конструктивно эти шарниры имеют два исполнения: шарниры, позволяющие передавать момент при углах между валами до 43° , но не допускающие осевых перемещений (шарниры жесткие), и универсальные шарниры, допускающие осевую компенсацию, но работающие при сравнительно небольших углах между валами.

В жестком шарнире рисунок 1.17 шипы 2, расположенные под углом 120° , закреплены в корпусе 1. Ролики 3 с шаровой поверхностью установлены на шипах и могут свободно на них поворачиваться. Вилка 4, выполнена вместе с валом 5, имеет три паза цилиндрического сечения. Поверхность вилки сферическая, что обеспечивает получение большого угла между валами.

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

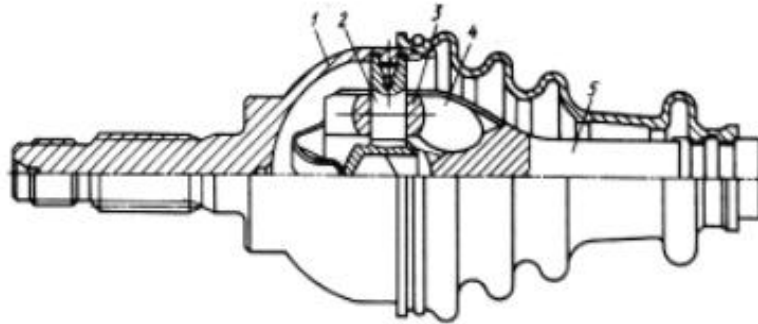


Рисунок 1.17 – Трехшиповой жесткий карданный шарнир типа “трипод”: 1 – корпус; 2 – шипы; 3 – ролик с шаровой поверхностью; 4 – вилка; 5 – вал

Принцип работы жесткого и универсального шарниров одинаков. Универсальный трехшиповой шарнир рисунок 1.18 состоит из цилиндрического корпуса 3, выполненного за одно целое с валом, в котором имеются три продольных паза, ступицы 2 с тремя шипами, закрепленной на внутреннем конце карданного вала, трех роликов 1 на игольчатых подшипниках. Шипы, как и пазы, расположены под углом 120° одни относительно другого. Ролики имеют сферическую поверхность такого же радиуса, как цилиндрическое сечение продольных пазов.

При вращении валов под углом ролики перекатываются в пазах, поворачиваясь на игольчатых подшипниках, и в то же время шипы могут перемещаться вдоль роликов подшипников, что обеспечивается кинематикой шарнира. Удлинение осуществляется за счет скольжения шипа вдоль подшипников.

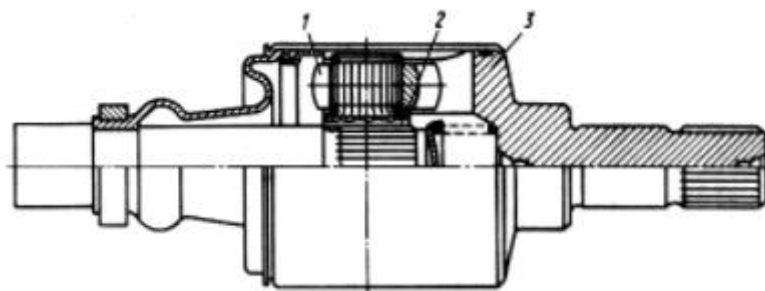


Рисунок 1.18 – Трехшиповой универсальный карданный шарнир типа “Трипод”: 1 – ролики; 2 – ступица; 3 – цилиндрический корпус

Универсальный шарнир этого типа может использоваться, если максимальное значение угла наклона валов не превышает 25° . Достоинством шарнира являются малые потери при осевом перемещении, так как это обеспечивается практически только качением, что определяет высокий КПД шарнира.

Сдвоенный карданный шарнир представлен на рисунке 1.19. Он представляет собой два шарнира 1 неравных угловых скоростей, объединенных двойной вилкой 2. Равенство угловых скоростей должно обеспечиваться делительным рычажком. Однако из-за особенностей конструкции синхронное вращение соединяемых валов может быть обеспечено только с некоторым приближением. Коэффициент неравномерности вращения зависит от угла между валами и от размеров делительного устройства.

Для двойного шарнира на игольчатых подшипниках характерен значительный износ этих подшипников и шипов крестовин. Это объясняется тем, что благодаря преимущественно прямолинейному движению автомобиля иглы подшипников не перекатываются, вследствие чего поверхности деталей, с которыми они соприкасаются, подвержены бринеллированию, а сами иголки иногда сплющиваются.

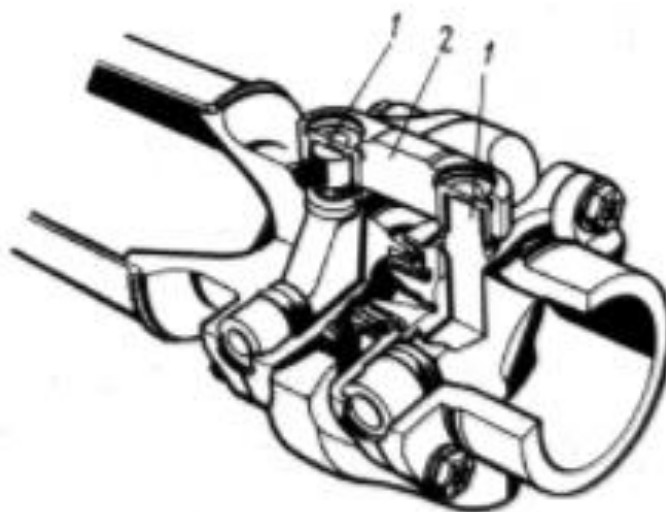


Рисунок 1.19 – Сдвоенный карданный шарнир:

1 – крестовина; 2 – двойная вилка

1.1.3 Анализ отказов карданных передач отечественного и зарубежного производства

Отказы карданных передач автомобилей, ведущие к потере или недопустимому снижению их работоспособности, происходят из-за износа и поломок элементов конструкции этих передач, и некачественного их исполнения. Всё это приводит к чрезмерным вибрациям, генерируемым при работе карданной передачи, которые не только снижают её надёжность, но и крайне ухудшают комфортность автомобиля и условия труда водителя.

Как отмечено в [11], долговечность карданных передач грузовых автомобилей в 1,5 ... 2,0 раза меньше долговечность других их агрегатов; при этом 67 ... 95% всех отказов приходится на карданы этих передач. Аналогичная картина имеет место и в легковых автомобилях как отечественного, так и зарубежного производства. Причины отказов карданных передач, как и причины отказов любых технических средств, подразделяются на конструктивные, технологические и эксплуатационные.

На рисунке 1.20 приведены типичные разрушения элементов этих передач, приводящие к отмеченным отказам [5, 7]. Так, к конструктивным причинам отказов относятся:

- не параллельность ведущего и ведомого валов передачи. Это создает неравномерность вращения ведомого вала и крутильные колебания в приводе, приводящие к разрушению вилок карданов рисунок 1.20, а к трещинам и разрушениям шлицевых соединений рисунок 1.20, б к скручиванию валов рисунок 1.20, г;
- угол между валами, связанными карданом, превышает допустимое значение, которое в идеале не должно превосходить 30 [8, 14]. Это может привести к разрушениям вилок карданов рисунок 1.20, а разрушениям фланцев рисунок 1.20, е;
- неадекватная длина шлицевого компенсирующего устройства. Это может привести к разрыву шлицевого соединения рисунок 1.20, д;
- недостаточная обоснованность требований к балансировке в конструкторской документации, что приводит к излишне высокому уровню вибраций и их вредному проявлению.

К технологическим причинам отказов карданных передач следует отнести:

- повышенный зазор в подшипниках карданов или их заедание. Это приводит к возникновению локальных дисбалансов в передаче или к повышенному износу крестовин карданов;
- увеличенный зазор в шлицевом компенсирующем устройстве, что приводит не только к дополнительным разбалансировкам передачи, но и к интенсификации износа шлицевых соединений рисунок 1.20, в;
- некачественная балансировка карданной передачи, которая выводит из строя практически все элементы карданной передачи, включая подвесные промежуточные опоры.

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

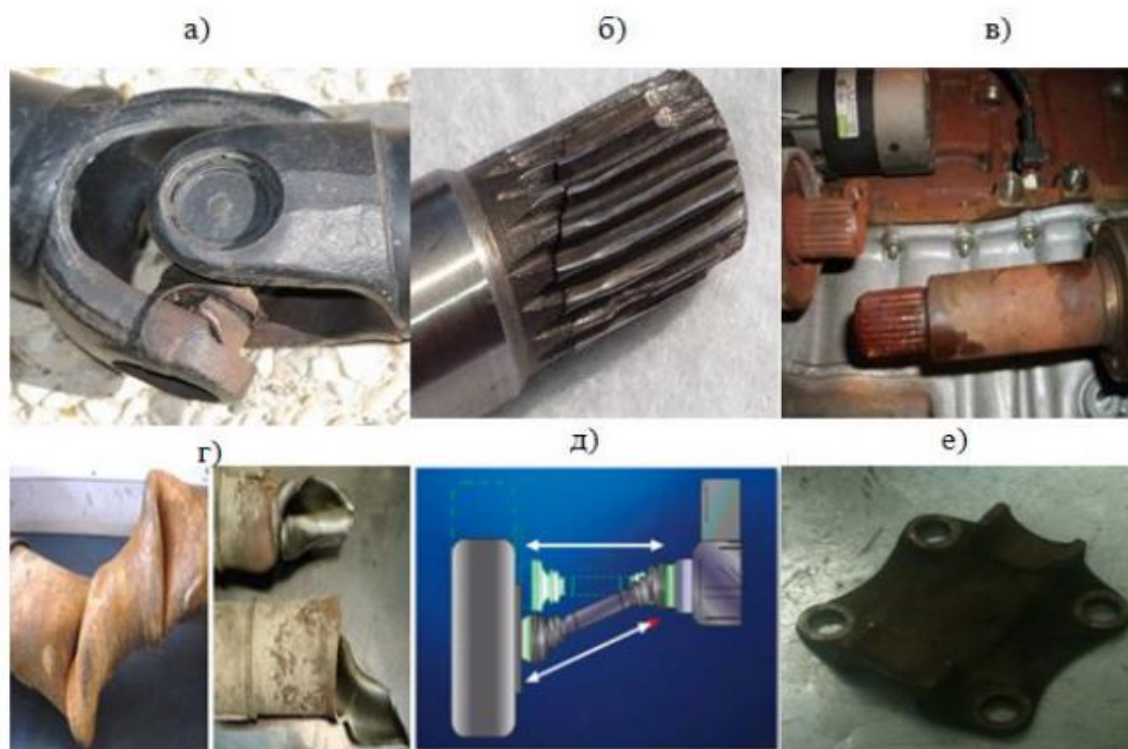


Рисунок 1.20 – Типичные разрушения элементов карданной передачи:
 а – разрушение вилок карданов; б – разрушение шлицевых соединений;
 в – износ шлицевых соединений; г – скручивание валов;
 д – разрыв шлицевого соединения; е – разрушение фланцев

Выводы по разделу один:

- 1) Представлена специфика конструкций карданных передач отечественного и зарубежного производства.
- 2) Рассмотрены виды шарниров равных и неравных угловых скоростей.
- 3) Рассмотрены основные виды поломок карданных передач.

2 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Причина изменения конструкции трансмиссии УАЗ Hunter

УАЗ Hunter представляет собой дальнейшее развитие моделей УАЗ-469Б и УАЗ-3151. Выпускается Ульяновским автозаводом с 2003 года. У новой модели было сделано достаточно изменений, но сама база УАЗа осталась неизменной. Проблема с вибрацией и шумом трансмиссии на моделях Ульяновского автомобильного завода знакома многим владельцам данного автомобиля.

В 1972 году этому не придавали большого значения, так как были другие скорости автомобилей, уровень жизни был другой, вопрос комфорта автомобилей не стоял на первом месте. Но на современных моделях к данной проблеме относятся гораздо серьезней. Установка нового двигателя, коробки передач с пятью ступенями и новых мостов на силовую часть старого УАЗа дали существенные преимущества: автомобиль стал динамичнее, начал отвечать современным экологическим нормам. Но в тоже время были выявлены и недостатки, которые присутствовали и на старых моделях, но на новой проявились гораздо сильнее.

На рисунках 2.1 и 2.2 представлены модели УАЗ-469Б и УАЗ Hunter. Из них мы видим, что колесная база старой и новой модели одинакова и составляет 2380мм.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

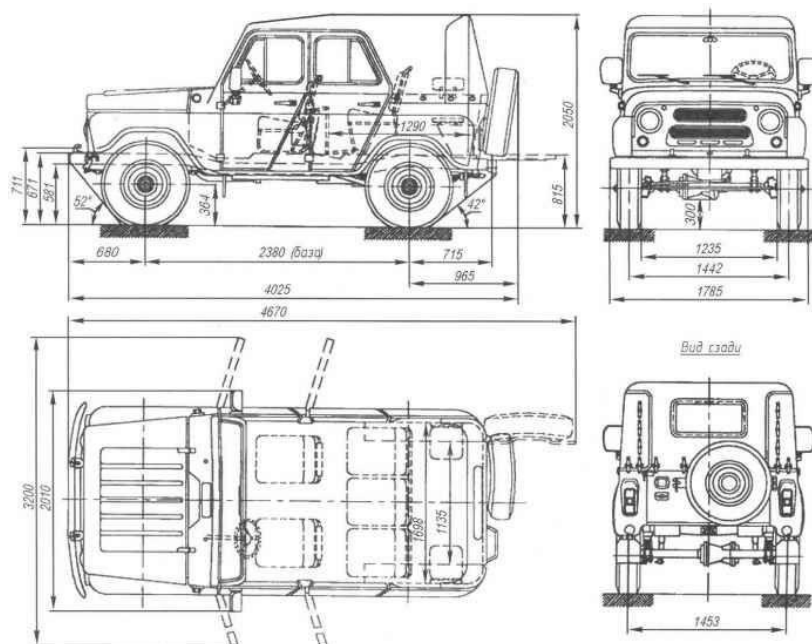


Рисунок 2.1 – УАЗ-469Б

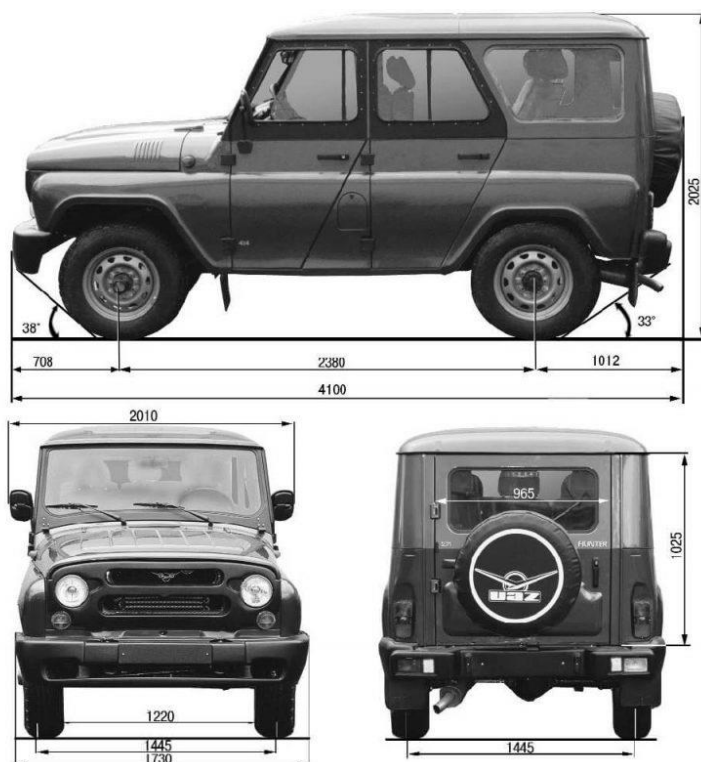


Рисунок 2.2 – УАЗ Hunter

На рисунках 2.3 и 2.4 мы можем увидеть схемы трансмиссии обеих моделей, можно заметить, что на УАЗ-469Б карданный вал заднего моста чуть длиннее, его длина составляет 985мм, а фланцы раздаточной коробки и заднего моста

лежат практически на одной прямой. Что не скажешь про УАЗ Hunter, где карданный вал расположен под углом и его длина составляет 851 мм, он короче старого на 134 мм, это в свою очередь в худшую сторону повлияло на изменение углов работы карданной передачи[1,3,14,15]. Таким образом, мы подошли к корню проблемы, а именно вибрациям, создаваемым карданной передачей, вследствие работы шарниров неравных угловых скоростей при критических углах.

Карданная передача с шарнирами неравных угловых скоростей неспособна передавать крутящий момент при высокой частоте оборотов под большими углами. В таких условиях шарниры выходят из строя, шлицевое соединение (компенсирующее устройство) подвержено быстрому износу, повышается частота вибраций карданной передачи, что пагубно влияет на узлы трансмиссии (главную передачу, раздаточную коробку, коробку переключений передач), а также на состояние здоровья водителя.

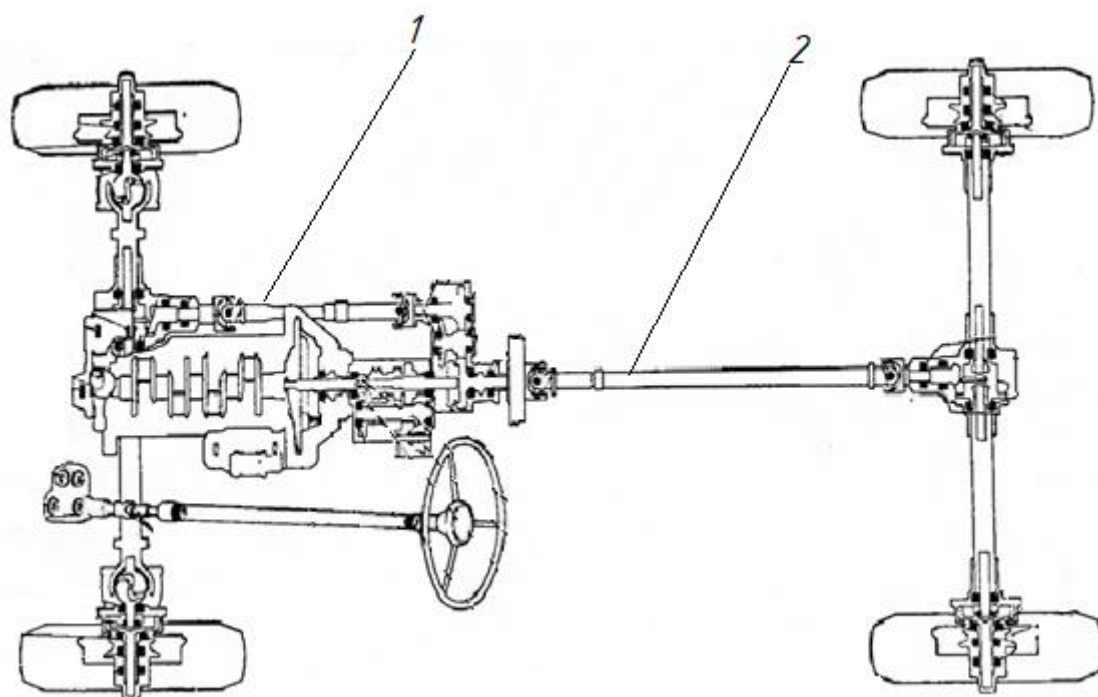


Рисунок 2.3 – Схема трансмиссии УАЗ-469Б:

1 – передний карданный вал; 2 – задний карданный вал

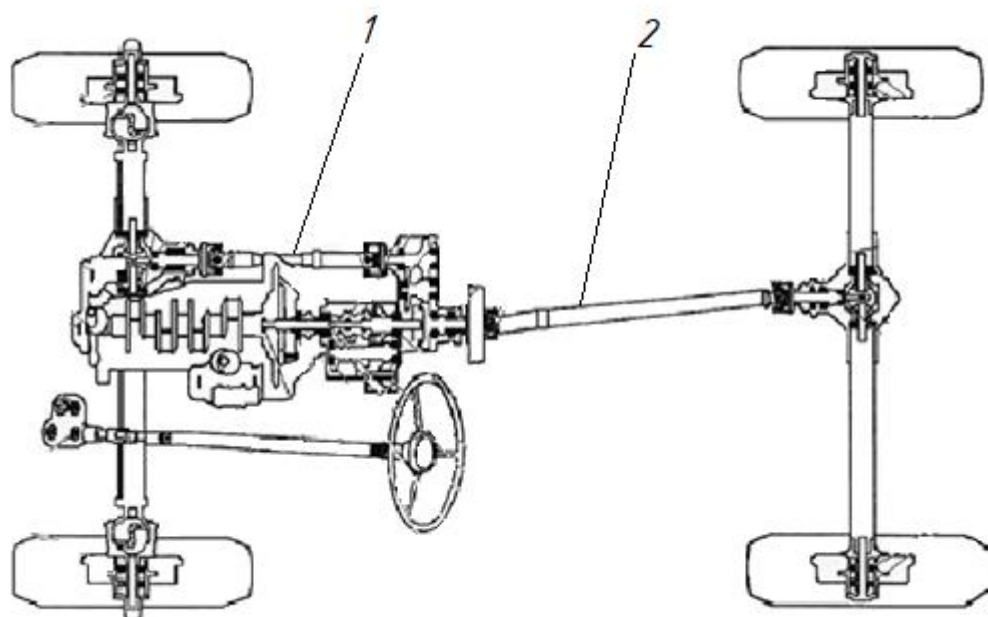


Рисунок 2.4 – Схема трансмиссии УАЗ Hunter:

1 – передний карданный вал; 2 – задний карданный вал

Инженеры компании DANA Spicer[6], крупнейшей компании по производству и продаже карданных валов и карданных шарниров, определили предел углов работы карданных шарниров неравных угловых скоростей, при которых кардан работает без вибраций. Они выделили несколько правил, которые позволяют ему так работать. Правило 1: Рабочие углы шарнира на каждом конце карданного вала всегда должны составлять не менее половины градуса. Правило 2: Рабочие углы шарнира на каждом конце карданного вала всегда должны быть равны в пределах одного градуса рисунок 2.5. Правило 3: Для работы без вибраций рабочие углы шарнира не должны превышать трёх градусов[12]. Рекомендуемые углы представлены в таблицы 2.1.

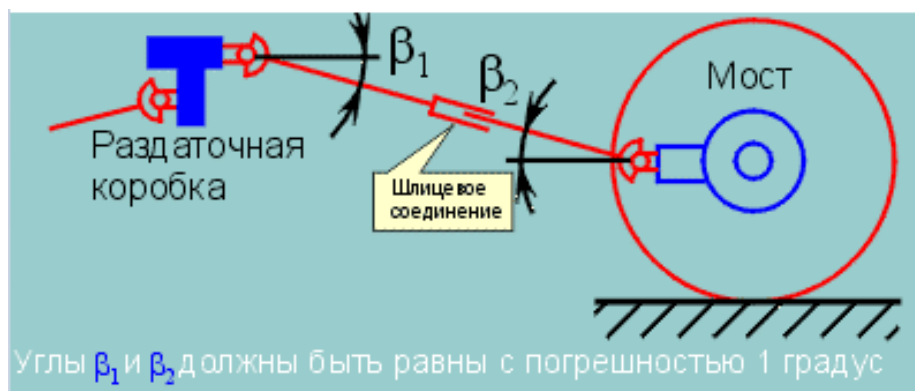


Рисунок 2.5 – Рабочие углы шарниров

Таблица 2.1 – Рекомендуемые углы карданной передачи

Drivehaft RPM	Max Рабочий угол	Межосевым	
		параллельно	пересекающий
5000	3,2°	—	—
4500	3,7°	—	—
4000	4,2°	—	—
3500	5,0°	—	—
3000	5,8°	—	—
2500	7,0°	—	—
2000	8,7°	—	—
1500	11,5°	—	—

Углы, показанные в таблице 2.1, являются максимальными углами поворота шарнира, рекомендованными инженерами компании Spicer, и напрямую связаны со скоростью карданного вала. Любой угол поворота универсального шарнира более 3 градусов снизит срок службы шарнира и может вызвать вибрацию.

Мы можем вычислить теоретический угол работы карданной передачи УАЗ Hunter при помощи карданного калькулятора, который предоставлен компанией Jeep Cherokee[4]. Для этого нам нужно: 1) передаточное отношение главной передачи; 2) передаточное отношение последней передачи; 3) скорость в километрах/час; 4) размер шин. Результаты расчетов можно увидеть в таблицах 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2 – Исходные данные

Исходные данные автомобиля УАЗ Hunter	
Передаточное отношение главной передачи:	4,11
Передаточное отношение последней передачи КПП:	0,82
Скорость в километрах:	100
Размеры шин в европейском стандарте	
Ширина шины, мм:	235
Отношение высоты к ширине:	75
Диаметр диска в дюймах:	16

Таблица 2.3 – Обработанные данные

Обработанные данные автомобиля УАЗ Hunter	
Диаметр шины в сантиметрах:	75,9
Диаметр шины в дюймах:	29,88
Длина окружности шины в см:	238,45
Частота вращения колеса, об/мин:	700
Частота вращения двигателя, об/мин:	2359
Частота вращения карданного вала, об/мин:	2877
Максимально допустимый угол в карданном шарнире при этой частоте вращения, градусов:	11,12

На основании этих данных можем построить зависимость скорости автомобиля от угла работы карданного вала и определить при каких углах УАЗ Hunter может развивать скорость 100 км/ч без вибраций кардана. Данные по автомобилю УАЗ Hunter представлены в таблице 2.4 и на рисунке 2.6.

Таблица 2.4 – Расчет скорости при допустимых углах шарниров УАЗ Hunter

Углы работы кардана	Обороты кардана в минуту	Обороты колеса в минуту	Скорость см/мин	Скорость км/мин	Скорость км/ч
3,2	5000	1216,5	284306,57	2,84	171
3,7	4500	1094,9	255875,91	2,56	154
4,2	4000	973,2	227445,26	2,27	136
5,0	3500	851,6	199014,6	1,99	119
5,8	3000	729,9	170583,94	1,71	102
7,0	2500	608,3	142153,28	1,42	85
8,7	2000	486,6	113722,63	1,14	68
11,5	1500	365	85291,97	0,85	51

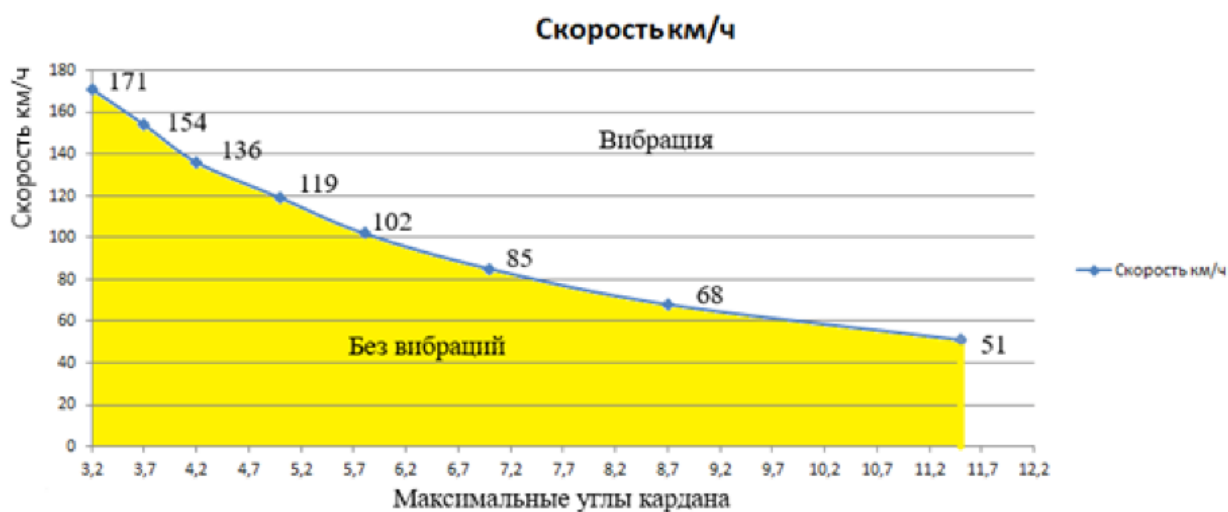


Рисунок 2.6 – График появления вибрации в карданной передаче автомобиля УАЗ Hunter

Определим также теоретические углы работы карданной передачи УАЗ-469Б, построим зависимость скорости от угла работы кардана и сравним графики. Данные представлены в таблицах 2.5 – 2.7 и на рисунках 2.7 и 2.8.

Таблица 2.5 – Исходные данные

Исходные данные автомобиля УАЗ-469Б	
Передаточное отношение главной передачи:	4,625
Передаточное отношение последней передачи КПП:	1
Скорость в километрах/час:	100
Размеры шин в европейском стандарте	
Ширина шины, мм:	215
Отношение высоты к ширине:	90
Диаметр диска в дюймах:	15

Таблица 2.6 – Обработанные данные

Обработанные данные автомобиля УАЗ-469Б	
Диаметр шины в сантиметрах:	76,8
Диаметр шины в дюймах:	30,24
Длина окружности шины в см:	241,27
Частота вращения колеса, об/мин:	692
Частота вращения двигателя, об/мин:	2768
Частота вращения карданного вала, об/мин:	2768
Максимально допустимый угол в карданном шарнире при этой частоте вращения, градусов:	11,56

Таблица 2.7 – Расчет скорости при допустимых углах шарниров УАЗ-469Б

Углы работы кардана	Обороты кардана в минуту	Обороты колеса в минуту	Скорость см/мин	Скорость км/мин	Скорость км/ч
3,2	5000	1081,08	261297,30	2,61	156,78
3,7	4500	972,97	235167,57	2,35	141,10
4,2	4000	864,86	209037,84	2,09	125,42
5,0	3500	756,76	182908,11	1,83	109,74
5,8	3000	648,65	156778,38	1,57	94,07
7,0	2500	540,54	130648,65	1,31	78,39
8,7	2000	432,43	104518,92	1,05	62,71
11,5	1500	324,32	78389,19	0,78	47,03

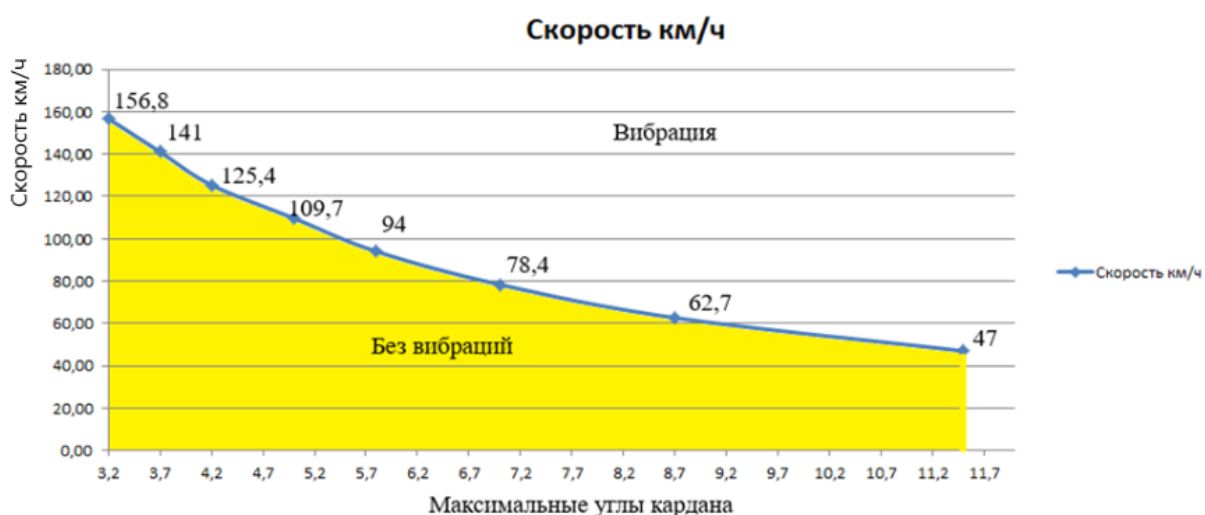


Рисунок 2.7 – График появления вибрации в карданной передаче автомобиля УАЗ-469Б

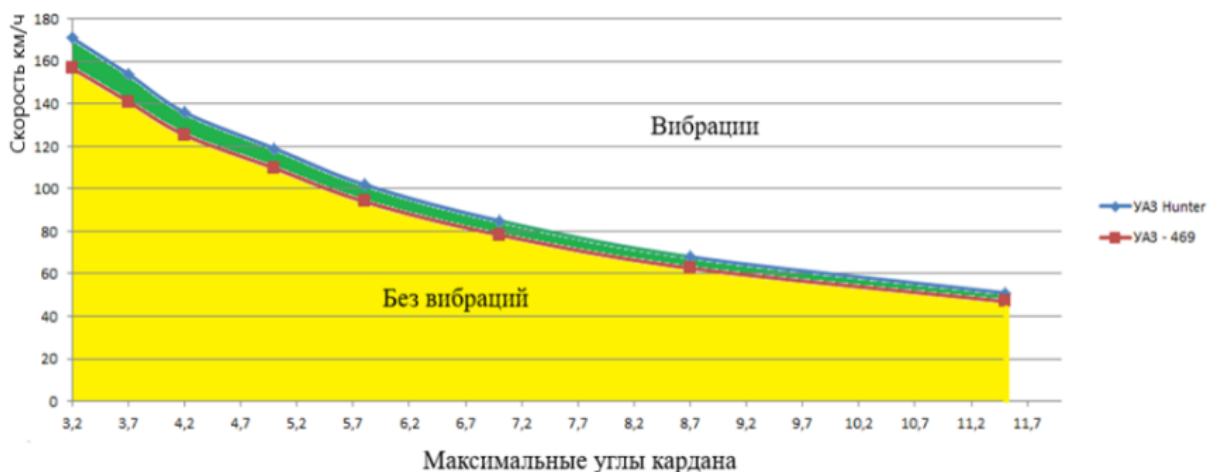


Рисунок 2.8 – Сравнение графиков УАЗ Hunter и УАЗ-469Б

Из графика на рисунке 2.8 видно, что вибрация на УАЗ-469Б начнется позже, чем на УАЗ Hunter. Для комфортной и спокойной езды нужно снижать углы кардана. Можно эту задачу решить несколькими способами: 1) Чем длиннее колёсная база, тем меньше рабочие углы кардана; 2) Уменьшить угол между ведущим и ведомым валом; 3) Установить карданную передачу с шарнирами равных угловых скоростей. Остановимся на шарнирах равных угловых скоростей.

Трансмиссия автомобилей УАЗ включает в себя две карданные передачи. Карданный вал, передающий крутящий момент переднему мосту УАЗ Hunter подхо-

дит от более поздних моделей, таких как УАЗ Patriot, где уже с завода на них устанавливают карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей. Передний кардан УАЗ Patriot изображен на рисунке 2.9. А задний кардан УАЗ Patriot отличается от УАЗ Hunter длиной, что не позволяет его установить на данную модель.



Рисунок 2.9 – Передний кардан УАЗ Patriot

В качестве аналога карданного вала возьмем вал от автомобиля ГАЗ “Соболь” модификации с четырьмя ведущими колёсами, для данной модели уже были изготовлены карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей. Трансмиссия этих автомобилей также страдает от больших рабочих углов карданной передачи. Карданный вал изображен на рисунке 2.10. Состоит из двух восьмишариковых шарниров равных угловых скоростей (типа “ГКН”) рисунок 2.11 и компенсирующего устройства.



Рисунок 2.10 – Карданный вал автомобиля ГАЗ “Соболь”

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44



Рисунок 2.11 – Шарнир равных угловых скоростей ГАЗ “Соболь”

С экономической точки зрения данная модернизация выгодна непосредственно пользователям автомобиля. Она позволяет снизить вероятность выхода из строя элементов трансмиссии, таких как кпп, раздаточная коробка, главная передача. Что в свою очередь сэкономит время и деньги на их дальнейшее обслуживание.

2.2 Кинематические связи в карданных передачах

Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей с одним шарниром представлена на рисунке 2.12.

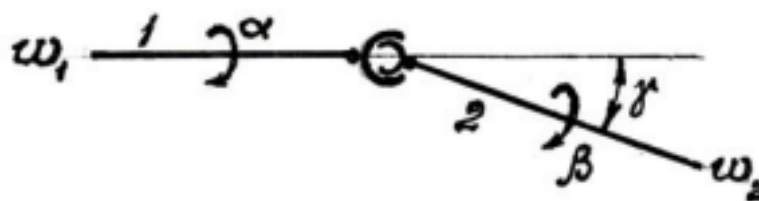


Рисунок 2.12 – Схема карданного шарнира с одной крестовиной

Если ведущий вал повернется на некоторый угол α , то ведомый вал за это время повернется на какой-то другой угол β и соотношение между углами поворота валов будет:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma. \quad (2.1)$$

Дифференцируя уравнение (2.1) по времени, получаем

$$\frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} \cos \gamma_1.$$

Так как угловая скорость ведущего вала $\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt}$, а угловая скорость ведомого вала $\omega_2 = \frac{d\beta}{dt}$, то

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma_1} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma_1 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)}. \quad (2.2)$$

Учитывая уравнение (2.1) и исключив $\cos^2 \beta$ из выражения (2.2) получаем

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\gamma_1}{\sin^2\alpha + \cos^2\alpha \cdot \cos^2\gamma_1} = \frac{\cos\gamma_1}{1 - \cos^2\alpha \cdot \sin^2\gamma_1}. \quad (2.3)$$

Следовательно, валы, вращающиеся с разными скоростями ($\omega_1 \neq \omega_2$), а ведомый вал – неравномерно.

На рисунке 2.13 представлена зависимость ω_1/ω_2 от угла α при постоянном угле γ_1 . Наибольшее значение $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\gamma_1}$ достигается при $\alpha = 0, \pi, 2\pi, \dots$.
 Наименьшее значение $-\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos\gamma$ при $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \dots$.

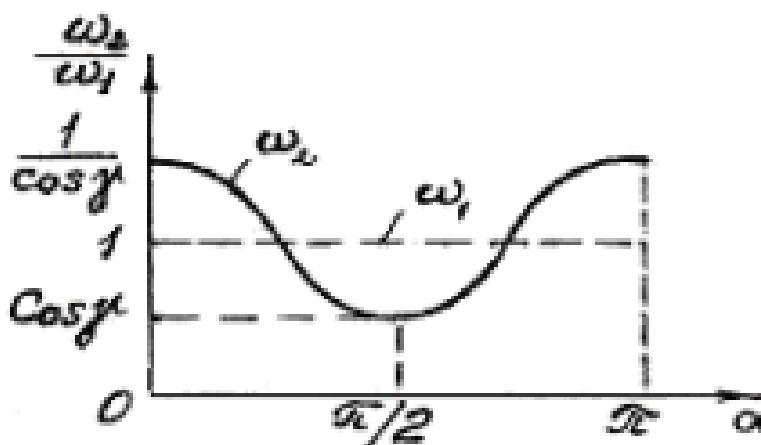


Рисунок 2.13 – Зависимость отношений угловых скоростей

ω_2/ω_1 карданного шарнира с крестовиной от угла

поворота α при постоянном угле γ между валами

Степень неравномерности вращения ведомого вала определяется коэффициентом неравномерности k .

$$k = \frac{\omega_{2max} - \omega_{1max}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\gamma_1} - \cos\gamma_1 = \frac{\sin^2\gamma_1}{\cos\gamma_1} = \sin\gamma_1 \cdot \operatorname{tg}\gamma_1 \approx \gamma_1^2, \quad (2.4)$$

при малых углах γ_1 . Чем больше γ_1 , тем больше неравномерность. Так, например, при $\gamma_1 = 1^\circ$ $k=0,03\%$, при $\gamma_1 = 10^\circ$ $k=3\%$, при $\gamma_1 = 20^\circ$ $k=12\%$.

Для карданной передачи с двумя шарнирами и валами, расположенными в одной плоскости, принято вилки промежуточного вала 2 располагать в одной плоскости рисунок 2.14.

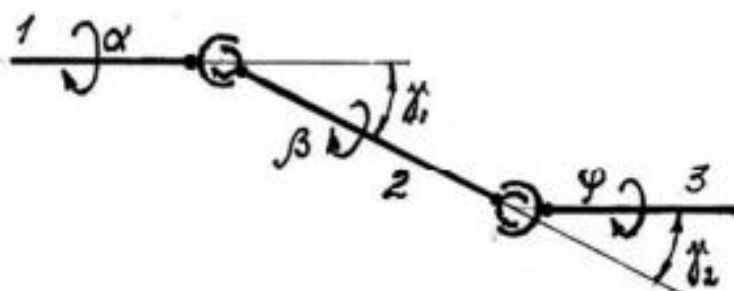


Рисунок 2.14 – Схема карданного шарнира с двумя крестовинами

В этом случае для второго шарнира, с учетом того, что плоскость его ведущей вилки повернута на 90° относительно плоскости ведущей вилки первого шарнира, можно записать:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) \cos\gamma_2.$$

Данное равенство можно выразить в виде

$$\frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{\cos\gamma_1}{\operatorname{tg}\varphi},$$

или

$$tg\beta = \frac{tg\varphi}{\cos\gamma_2}.$$

Согласно (2.1), для первого шарнира

$$tg\beta = \frac{tg\alpha}{\cos\gamma_1}.$$

Приравнивая первые части двух последних соотношений, получаем

$$\frac{tg\varphi}{tg\alpha} = \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}.$$

Следовательно, синхронность вращения валов 1 и 3 в данном случае может быть обеспечена, если $\gamma_1 = \gamma_2$.

2.3 Силовые связи в карданных передачах

Пренебрегая потерями энергии, баланс мощности в шарнире, изображенном на рисунке 2.12 можно записать так:

$$T_1\omega_1 = T_2\omega_2$$

или, с учетом выражения (2.2),

$$T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = T_1 \frac{1 - \cos^2\alpha \cdot \sin^2\gamma}{\cos\gamma}, \quad (2.5)$$

где T_1 и T_2 – соответственно, подводимый и отводимый от шарнира крутящие моменты.

Наибольшие значения $T_{2max} = \frac{T_1}{\cos\gamma}$ крутящий момент, отводимый от шарнира, достигается при $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2} \dots$, наименьшего $T_{2min} = T_1 \cos\gamma$ – при $\alpha = 0, \pi, 2\pi \dots$.

Таким образом, карданный шарнир с крестовиной можно рассматривать как редуктор с переменным передаточным числом, достигающем дважды максимума и дважды минимума за один оборот

$$u_{кш} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \cos^2\alpha \cdot \sin^2\gamma}{\cos\gamma} \quad (2.6)$$

2.4 Шарниры равных угловых скоростей

В шариковых шарнирах окружная сила P от ведущего к ведомому звену передается через шарики рисунок 2.15 и определяется по формуле

$$P = \frac{T_{кв}}{n_T R'} \quad (2.7)$$

где n_T – число шариков, через которые передается крутящий момент. Во избежание перекосов принимают n_T – четным числом (2,4,6 или 8).

Нормальная сила N в точках контакта поверхностей шарика и канавок обеих обойм:

$$N = \frac{P}{\cos\alpha_{ш}}, \quad (2.8)$$

где $\alpha_{ш} = 40 \dots 45^\circ$.

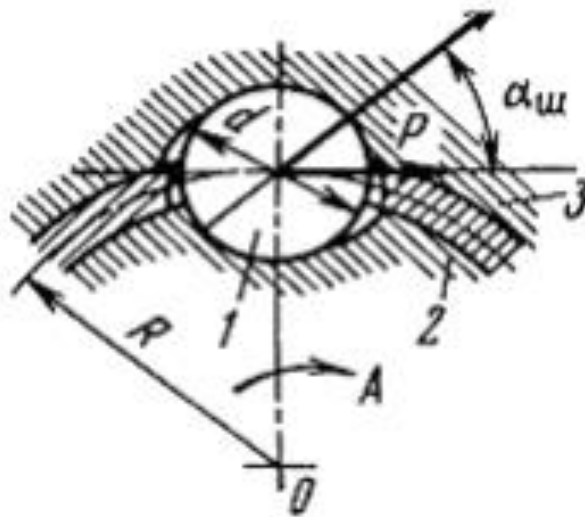


Рисунок 2.15 – Схема расчета шарикового шарнира: 1 – шарик; 2 и 3 – внутренняя и внешняя обоймы

Допускаемая сила [N], действующая на шарик, связана с его диаметром

$$[N] = 26,6 \cdot 10^6 \cdot d^2, Н. \quad (2.9)$$

При этом

$$[N] = NK_{\partial} = \frac{pk_{\partial}}{\cos \alpha_{ш}} = \frac{T_{кв} K_{\partial}}{n_T R \cdot \cos \alpha_{ш}}, \quad (2.10)$$

приравнивая правые части выражений для [N] из соотношений (2.9) и (2.10) получим

$$26,6 \cdot 10^6 \cdot d^2 = \frac{T_{кв} K_{\partial}}{n_T R \cdot \cos \alpha_{ш}}.$$

Откуда

$$Rd^2 = \frac{T_{KB} K_{\partial}}{26,6 \cdot 10^6 n_T \cdot \cos \alpha_{ш}}. \quad (2.11)$$

Зная T_{KB} , k_{∂} и задаваясь числом шариков n_T и углом $\alpha_{ш}$, можно найти численное значение выражения в правой части равенства (2.11). После чего для заданного R определяется диаметр шарика d . Желательно иметь меньшее значение R , но при этом необходимо учесть возможность размещения общего числа n шариков на окружности радиуса R , что можно выразить неравенством $\frac{2\pi \cdot R}{n} > d$, или $\frac{R}{d} > \frac{\pi}{2\pi}$ при этом $n \geq n_T$.

При передаче крутящего момента в обоймах и шариках возникают значительные контактные напряжения. Поэтому к качеству материалов, из которых их изготавливают, предъявляют повышенные требования. Обоймы делают из стали 15 НМ с последующей цементацией и закалкой, шарики – из стали ШХ 15.

При необходимости передавать большие крутящие моменты используют кулачковые шарниры, допускающие углы $\gamma = 45 \dots 50^\circ$.

Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных КМ, приведены в приложении А.

2.5 Расчет карданных валов

Валы, соединяющие два карданных шарнира, имеют различные конструкции. При малом расстоянии между шарнирами они могут быть либо сплошными, либо трубчатыми; при большом расстоянии, как правило – трубчатыми в средней наиболее протяженной части. Последнее обстоятельство вызвано стремлением уменьшить массу вала при обеспечении необходимой прочности и увеличить критическое число оборотов вала при установке его непосредственно вблизи двигателя.

Вследствие возможной технологической неравномерности распределения массы в поперечном сечении вала, а также статического прогиба от собственного

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

веса при вращении карданного вала возникает центробежная сила, вызывающая увеличение прогиба и приводящая к вибрациям вала при приближении частоты его вращения к собственной частоте поперечных колебаний вала. Рассмотрим динамическую систему вала, изображенную на рисунке 2.16, где штриховой линией показано положение вала, а сплошной – положение при вращении с угловой скоростью $\omega_{\text{КВ}}$. Будем считать, что вся масса вала $m_{\text{КВ}}$ сосредоточена в середине вала, причем центр масс расположен на расстоянии e от оси вала.

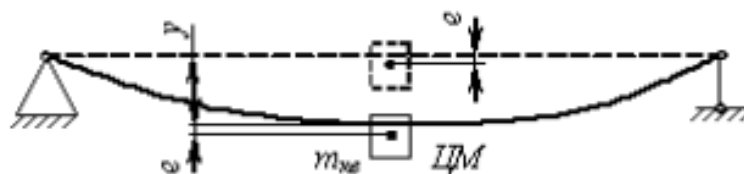


Рисунок 2.16 – Динамическая схема поперечного колебания карданного вала

На практике для уменьшения эксцентриситета e карданный вал балансируют, приваривая к нему пластины необходимых размеров. Допускаемый дисбаланс составляет $m_{\text{КВ}} = 15 \dots 100$ г. см.

Центробежная сила, действующая на массу $m_{\text{КВ}}$ равна

$$F_{\text{ц}} = m_{\text{КВ}} \omega_{\text{КВ}}^2 \cdot (e + y),$$

где y – прогиб вала под действием силы $F_{\text{ц}}$.

В положении равновесия центробежная сила уравновешивается силой упругости вала $F_{\text{ц}} = C_{\text{КВ}}y$, где $C_{\text{КВ}}$ – коэффициент жесткости карданного вала. Из равенства $F_{\text{ц}} = F_y$, имеем

$$y = \frac{m_{\text{КВ}} \omega_{\text{КВ}}^2 e}{C_{\text{КВ}} - m_{\text{КВ}} \omega_{\text{К}}^2} \quad (2.12)$$

т.е. прогиб вала пропорционален начальному эксцентриситету.

Когда знаменатель выражения (2.12) стремится к нулю, прогиб у вала резко возрастает. Критическая угловая скорость карданного вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{C_{КВ}}{m_{КВ}}},$$

обращая знаменатель в ноль, совпадает с частотой собственных колебаний

$$\omega_{соб} = \sqrt{C_{КВ}/m_{КВ}}$$

поперечных колебаний вала.

Выражение (2.12) можно переписать в виде

$$\frac{y}{e} = \frac{\omega_{КВ}^2}{\frac{C_{КВ}}{m_{КВ}} - \omega_{КВ}^2} = \frac{1}{\frac{\omega_{кр}^2}{\omega_{КВ}^2} - 1}.$$

При медленном вращении прогибы y малы, они возрастают при приближении к критической скорости, так как, имея одинаковые знаки, прогиб y и эксцентриситет e суммируются. При $\omega_{кр} \rightarrow \infty$ центр масс неограниченно приближается к оси вращения, т.е. происходит самоцентрирование вала. Реализовать работу карданного вала трансмиссии автомобиля в закритической сбалансированной зоне не представляется возможным, так как частота его вращения не является стабильной и может изменяться от нуля до некоторого значения, соответствующего максимальной скорости движения колесной машины (КМ). Это приводит к неоднократным переходам через критическую область и недопустимым поперечным вращениям вала.

В связи с этим необходимо обеспечить работу карданного вала в докритической области на значительном удалении от точки $\frac{\omega_{\text{КВ}}}{\omega_{\text{кр}}} = 1$.

Критическая угловая скорость карданного вала

$$\omega_{\text{кр}} = 1,15 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_{\text{КВ}}^2}, \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

где D и d – наружный и внутренний диаметры трубчатого сечения вала, м; $L_{\text{КВ}}$ – длина карданного вала, м.

Критическая частота вращения карданного вала

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{кр}} \cong 11 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l_{\text{КВ}}^2}, \text{ мин}^{-1}.$$

За длину $l_{\text{КВ}}$ карданного вала следует принимать расстояние между центрами карданных шарниров, если в пределах этого расстояния нет промежуточных опор, в противном случае – расстояние между подшипниками этих опор.

Чтобы увеличить критическую частоту вращения, необходимо увеличить диаметры D и d вала и уменьшить его длину $l_{\text{КВ}}$ путем простановки промежуточных опор, введения одного или двух дополнительных карданных шарниров или удаления агрегата трансмиссии коробки передач.

Выводы по разделу два:

- 1) Сравнение трансмиссии УАЗ-469Б и УАЗ Hunter и выявление проблемы больших углов шарнира.
- 2) Выявление проблемы вибрации в трансмиссии автомобиля УАЗ Hunter.
- 3) Выбор аналогового кардана с шарниром равных угловых скоростей.
- 4) Рассмотрен расчет карданной передачи и шарнира равных угловых скоростей.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

3.1 Обоснование выбранных размеров

Необходимо разработать технологический процесс изготовления детали трансмиссии автомобиля.

Деталью является фланец раздаточной коробки рисунок 3.1. Фланец устанавливается на вал раздаточной коробки. Предназначен для соединения карданной передачи с раздаточной коробкой и передачи крутящего момента посредством болтового и шлицевого соединений.

Габаритные размеры детали: $\varnothing 150 \times 80$.

Материал фланца – Сталь 45 ГОСТ 1050-88. Данная сталь широко применяется для изготовления ответственных изделий типа валов, фланцев, дисков и других деталей.

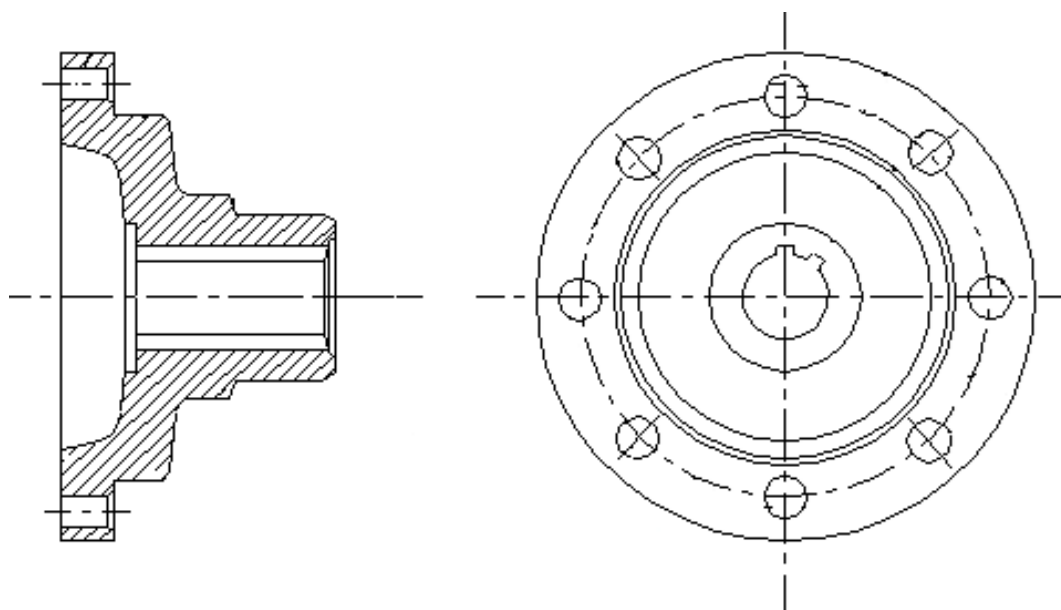


Рисунок 3.1 – Эскиз детали, фланец раздаточной коробки УАЗ Hunter

3.2 Анализ технологичности детали

Отработка детали на технологичность – комплекс мероприятий по обеспечению необходимого уровня технологичности конструкции изделия по установленным показателям. Она направлена на повышение производительности труда, снижение затрат и сокращении времени на изготовления изделия при обеспечении необходимого качества.

Оценка технологичности конструкции может быть двух видов: качественной и количественной. Качественная оценка технологичности конструкции детали характеризуется показателями хорошо – плохо, допустимо – недопустимо.

Делая качественный анализ можно выделить следующие технологичные элементы:

- 1) Заготовка имеет удобные поверхности для базирования и закрепления при установке на станках на всех операциях
- 2) Коэффициент обрабатываемости материала резанием 1,0.
- 3) В детали отсутствуют сложные контурные обрабатываемые поверхности.
- 4) Деталь имеет достаточную жесткость для протягивания.
- 5) Точность заданная на чертеже детали достигается на станках нормальной точности
- 6) Восемь отверстий расположенных на ободке имеют одинаковый диаметр и одинаковые фаски. Отверстия располагаются симметрично относительно осей симметрии детали и являются сквозными. Возможна многошпиндельная обработка отверстий.
- 7) Существует возможность многолезцово́й обработки.

Малотехнологичным является:

- 1) Наличие шлицев, что требует использования специального инструмента.
- 2) К детали предъявляются повышенные требования по радиальному биению торцев и полированной поверхности по отношению к наружному диаметру шлицевого отверстия.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

3.3 Разработка технологического процесса

На данном этапе определяется состав и порядок выполнения переходов в пределах каждой технологической операции (структура операции).

Производится выбор моделей оборудования, станочных приспособлений, режущих и измерительных инструментов.

Операция 005. Автоматно-токарная – обрабатываются цилиндрические части детали

Операция 010. Контроль – производится контроль размеров детали.

Операция 015. Протяжная – протягиваются шлицы.

Операция 020. Протяжная – калибруются шлицы.

Операция 025. Контроль – производится контроль размеров.

Операция 030. Автоматно-токарная – обрабатываются контуры и поверхность детали.

Операция 035. Контроль – производится контроль размеров детали.

Операция 040. Радиально-сверлильная – сверлятся отверстия.

Операция 045. Круглошлифовальная – шлифуются цилиндрические части детали.

Операция 050. Контроль – осуществляется приемочный контроль детали.

В данной детали наиболее ответственными поверхностями являются отверстие и наиболее длинная цилиндрическая часть длиной 80мм, а также шлицевое соединение. Все эти поверхности обработаны с наибольшей точностью и имеют шероховатость 1,25 мкм по Ra.

Большинство бракованных деталей получают вследствие несоблюдения технологического процесса изготовления.

Первый брак – это не выдержка заданного размера, которая может быть допущена из-за ошибок при разметке, из-за недостаточной точности измерительного инструмента, который не позволяет измерить отклонения размера или установки инструмента на станке. Этот брак применим к любой поверхности детали, в том

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

числе и рассматриваемым поверхностям особой ответственности обработки. Он может быть исправимым в том случае, если размер был получен больше, чем заданный, то есть выше предельного отклонения допуска от номинального размера, соответственно, если речь идет об отверстии или протяжке шлицев, то размер должен быть меньше нижнего отклонения допуска. Таким образом, нужно будет заново обработать деталь для достижения заданного размера.

Второй брак – это неровная наружная цилиндрическая поверхность детали. Она возникает из-за перестановки резца в одном проходе, из-за его закрепления на станке, которое может привести к шатанию резца во время обработки и как следствие к неточности обработки или выбора режима резания, который не соответствует требуемой точности, в том числе и на шлифовальных станках, где рабочим инструментом является шлифовальный круг. Очевидно, что во избежание этого вида брака нельзя менять резец или шлифовальный круг на пути одного прохода, для этого нужно подобрать подходящий режим резания, который не приводит к большому износу инструмента. Также нужно закреплять инструмент соответственно требованиям закрепления данного станка и устанавливать с наименьшим вылетом.

Третий брак – это не выдержан размер шлицев или не выдержаны технические требования к поверхности шлицев. Это может возникнуть по причине выбора размера резца, который не соответствует заданному размеру или его установки на станке не по центру, что ведет к несоблюдению требования симметричности. Для предотвращения этого вида брака при обработке шлицев выбирают резец, соответствующий размерам шлица и устанавливают его с необходимой точностью, то есть симметрично оси симметрии паза. Брак является исправимым, если фактический размер меньше нижнего предела отклонения допуска.

					<i>ЮУрГУ–23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

3.4 Расчет режимов резания

Расчет режимов резания на два перехода производится по эмпирическим формулам согласно методике, приведенной в литературе [10]:

Режимы резания при зенкеровании отверстия Ø40 мм операция 005:

При зенкеровании глубина резания $t=0,5 \cdot (D-d)=0,5 \cdot (40-35)=2,5$ мм

При зенкеровании отверстий без ограничивающих факторов выбираем максимально допустимую по прочности зенкера (материал Т15К6) подачу [10]. При наличии ограничивающих факторов подачу определяют умножением табличного значения подачи на соответствующий поправочный коэффициент.

$$S=1,05 \text{ мм/об}$$

Определим скорость резания $V_{\text{рез}}$ по формуле:

$$V_{\text{рез}} = \frac{C_v D^q}{T^m S^y} K_v, \quad (3.1)$$

где: C_v – поправочный коэффициент;

D – диаметр обработки, мм;

T – период стойкости режущего инструмента, мин.;

S – подача режущего инструмента, мин^{-1} ;

q, m, y – показатели степени, характеризующие параметры резания;

K_n – коэффициент обрабатываемости:

$$K_n = K_{Mv} K_v K_{lv}, \quad (3.2)$$

K_{Mv} – коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал, по [10]

					<i>ЮУрГУ – 23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

$$K_{Mv} = K_v (750/\sigma_\alpha)^{n_v} = \frac{1}{\left(\frac{750}{610}\right)^1} = 1,22,$$

где: n_v – показатель степени;

K_v – коэффициент, учитывающий инструментальный материал;

$K_v=1,0$.

Тогда для обработки отверстия имеем:

коэффициенты и показатели степени определены по [10]:

$C_v = 18$; $q = 0,60$; $y = 0,3$; $x = 0,2$; $m = 0,25$.

Стойкость инструмента определяем по [9]. $T=100$ мин.

$$V_{рез} = \frac{18 \cdot 30^{0.6}}{100^{0.25} \cdot 1,05^{0.3}} \cdot 0,976 = 42,2 \text{ м/мин}$$

Определим частоту вращения по формуле:

$$n = \frac{1000 V_{рез}}{\pi D}, \quad (3.3)$$

где: n – частота вращения шпинделя, мин^{-1} ;

$$n = \frac{1000 \cdot 42,2}{\pi \cdot 30} = 447,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Определение силовых факторов:

$$M_{кр} = 10 C_M V^q S^y K_p; \quad (3.4)$$

где: $M_{кр}$ – крутящий момент, Н·м;

C_m, K_p – поправочный коэффициент;

$C_m=0,09; q=1,0; y=0,8; x=0,9; K_p=0,576;$

$$P_0 = 10C_p D^q S^y K_p; \quad (3.5)$$

где: P_0 – осевая сила на сверле, Н;

C_p – поправочный коэффициент.

Крутящий момент:

по [10] определим значения коэффициентов и показателей степеней: $C_p = 67;$

$K_p = 0,576; x = 1,2; y = 0,65;$

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,09 \cdot 30^1 \cdot 1,05^{0,8} \cdot 0,576 = 16,17 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Осевая сила резания по переходам:

$$P_0 = 10 \cdot 67 \cdot 30^1 \cdot 1,05^{0,65} \cdot 0,576 = 11,95 \text{ кН}.$$

Определение мощности резания:

$$N_e = \frac{M_{кр} n}{9750}; \quad (3.6)$$

где: N_e – мощность резания, кВт.

Мощность резания:

$$N_e = \frac{16,17 \cdot 630}{9750} = 1,044 \text{ кВт}.$$

Определение величины длины рабочего хода L:

					<i>ЮУрГУ – 23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

при сверлении: $L = l + l_1 + l_2$;

где: l, l_1, l_2 – соответственно длина обработки, врезания и перебега, мм.;

в нашем случае

$l = 92$ мм; $l_1 = 15$ мм; $l_2 = 15$ мм;

$L = 92 + 15 + 15 = 122$ мм.

Определение основного времени T_0 :

при сверлении:

$$T_0 = \frac{L}{n S_0}; \quad (3.7)$$

где: S_0 – обратная подача, об/мин;

$$T_0 = \frac{122}{1,05 \cdot 630} = 0,184.$$

Выводы по разделу три:

- 1) Рассмотрен технологический процесс изготовления детали.
- 2) Выбран материал изготовления и представлена последовательность изготовления.
- 3) Рассмотрен возможный брак при изготовлении.
- 4) Приведен расчет режима резания.

					<i>ЮУрГУ – 23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения данной работы были проработаны следующие вопросы:

Рассмотрены виды карданных передач с шарнирами равных и неравных угловых скоростей.

В конструкторской части описаны минусы работы карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей и предложен способ улучшения этой работы.

Разработан технологический процесс изготовления фланца раздаточной коробки передач.

Внедрение в трансмиссию УАЗ Hunter карданной передачи с шарнирами равных угловых позволит снизить вибрацию, тем самым продлит срок службы остальных узлов трансмиссии.

Исходя из проделанной работы, можно сделать вывод о том, что данная модернизация возможна и имеет право на существование.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.012.00.000 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		64

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Афанасьев, Б.А. врование полноприводных колесных машин: в 2 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др; под ред. А.А. Полунгяна — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – Т.2. – 640 с.
- 2 Бадиев, А.А. Карданная передача: Методические указания к лабораторным работам по дисциплине – Типаж подвижного состава и устройство автомобиля для студентов специальности 150200 – Автомобили и автомобильное хозяйство / А.А. Бадиев. – УланУдэ: Изд-во ВГТУ, 2002. – 42 с.
- 3 Горфин, И.С., Яцук А.А., Капустин А.В. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту/ И.С. Горфин, А.А. Яцук, А.В. Капустин. – М.:Изд-во Третий Рим, 2014 г.
- 4 Калькулятор расчета карданных передач.– http://jeep.avtograd.ru/shafts/calc/shaft_speed_tire.
- 5 Как продлить срок службы карданов. – http://www.kardanov.net/articles/prodlit_kpp.
- 6 Компания DANA Spicer. – <https://www.dana.com/company/brands/>.
- 7 Конструкция карданных валов – <http://kardan-lefortovo.ru/uslugi-i-tseny/remont-kardannih-valov..>
- 8 Кузьмин, Ю.А. Конструирование и расчет автомобиля. Расчет карданных передач. Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 19020165 Автомобиле и тракторостроение / Ю.А. Кузьмин. – Ульяновск: Изд-во УлГТУ, 2008. –29с.
- 9 Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я.Э. Малаховский, А.А. Лапин, Н.К. Веденеев. – М.: Машгиз, 1962. – 153 с.
- 10 Маталин, А.А. Технология машиностроения / А.А. Маталин. – М.; Машиностроение, 1993г.

- 11 Пастухов, А.Г. Повышение надежности карданных передач трансмиссии сельскохозяйственной техники: Автореф. дисс...доктор. тех. наук: 05.20.03/ А.Г. Пастухов. – М.: БелГСХА, 2008. – 34 с.
- 12 Рекомендуемые углы. – <https://spicerparts.com/en-emeear/calculators/driveline-operating-angle-calculator>.
- 13 СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
- 14 Теория карданных шарниров. – <http://jeep.avtograd.ru/shafts>.
- 15 Устройство и эксплуатация УАЗ Hunter. – <https://www.uaz.ru/uploads>.
- 16 ГОСТ 33669-2015 Автомобильные транспортные средства. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2017 – 17 с.
- 17 ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам. – М.: Стандартинформ, 2011 – 10 с.
- 18 ГОСТ 2.304-81 ЕСКД. Шрифты чертежные. – М.: Стандартинформ, 2007 – 3 с.
- 19 ГОСТ 2.305-68 ЕСКД. Изображения - виды, разрезы, сечения. – М.: Стандартинформ, 1996 – 5 с.
- 20 ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах. – М.: Стандартинформ, 2007 – 7 с.
- 21 ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений. – М.: Стандартинформ, 2007 – 3 с.
- 22 ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы. – М.: Стандартинформ, 2007 – 10 с.
- 23 ГОСТ 2.303-68 ЕСКД. Линии. – М.: Стандартинформ, 2007 – 5 с.
- 24 ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски (с Изменениями N 1, 2) – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005 – 13с.