

КОНСТРУКЦИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ ОПОРЫ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ МАЗ

М. Е. КИПНИС, Г. А. КОСТЮКОВИЧ, А. В. ПОПРУКАЙЛО

ОАО «Белкард»,
г. Гродно, Республика Беларусь, 230026, e-mail: gsktb@belcard-grodno.com,

А. С. ВОРОНЦОВ

УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы»,
г. Гродно, Республика Беларусь, 230023, e-mail: a.voroncov@grsu.by»,

(Поступила в редакцию 13.07.2022)

Приводные валы с универсальными шарнирами – карданные передачи – являются неотъемлемой частью подавляющего большинства современных машин и механизмов, в том числе автомобильной технике. Оптимальный выбор конструкции карданной передачи, а также рациональная компоновка ее элементов в значительной степени определяют технико-экономические и эксплуатационные характеристики машин и механизмов различного функционального назначения. Так, например, эффективность эксплуатации автомобильных трансмиссий в немалой степени зависит от параметров карданных передач. Их характеристики влияют на уровень вибрации, шума, надежность трансмиссии, устойчивость и маневренность автомобиля.

Трансмиссии с карданными передачами автомобилей МАЗ, включающие промежуточные опоры, представляют собой сложные колебательные системы, соединенные упругими связями различных жесткостей и совершающие в пространстве угловые и линейные перемещения при передаче энергии от двигателя к исполнительным механизмам под действием возмущения движущегося транспортного средства или работающей силовой установки.

Критическая частота вращения карданной передачи лимитирует ее максимальную установочную длину в трансмиссии автомобиля. Поэтому в автомобильных трансмиссиях с увеличенной колесной базой для снижения критических частот вращения применяют карданные передачи с промежуточной опорой. Промежуточная опора является одним из наиболее виброактивных элементов в трансмиссии, через которую колебания и вибрации передаются несущим системам.

В статье представлен анализ конструкции промежуточной опоры карданной передачи автомобилей МАЗ, проанализировано ее влияние на надежность карданной передачи. Показано, что предложенное изменение конструкции промежуточной опоры карданной передачи обеспечивает увеличение долговечности и повышение ресурса карданной передачи, снижает трудоёмкость изготовления промежуточной опоры, её металлоёмкость, сокращает сортамент используемого металлопроката, повышает технологичность сборки промежуточной опоры.

Ключевые слова: карданная передача, износ, промежуточная опора, уплотнение, герметичность, подшипник, узел трения, частота вращения, балансировка, экономический эффект.

Drive shafts with universal joints – cardan gears – are an integral part of the vast majority of modern machines and mechanisms, including automobiles. The optimal choice of cardan transmission design, as well as the rational layout of its elements, largely determine the technical, economic and operational characteristics of machines and mechanisms for various functional purposes. So, for example, the efficiency of operation of automobile transmissions to a large extent depends on the parameters of cardan gears. Their characteristics affect the level of vibration, noise, transmission reliability, vehicle stability and maneuverability.

Transmissions with cardan gears of MAZ vehicles, including intermediate supports, are complex oscillatory systems connected by elastic links of various stiffnesses and performing angular and linear movements in space when transferring energy from the engine to actuators under the influence of a disturbance of a moving vehicle or a working power plant.

The critical speed of cardan transmission limits its maximum installation length in the vehicle's transmission. Therefore, in automobile transmissions with an increased wheelbase, cardan gears with an intermediate support are used to reduce critical speeds. The intermediate support is one of the most vibroactive elements in the transmission, through which oscillations and vibrations are transmitted to the carrier systems.

The article presents an analysis of the design of the intermediate support of the cardan transmission of MAZ vehicles, its influence on the reliability of the cardan transmission is analyzed. It is shown that the proposed change in the design of the intermediate support of the cardan transmission provides an increase in durability and an increase in the resource of the cardan transmission, reduces the labor intensity of manufacturing the intermediate support, its metal consumption, reduces the range of rolled metal used, and increases the manufacturability of the assembly of the intermediate support.

Key words: cardan gear, wear, intermediate support, seal, tightness, bearing, friction unit, rotational speed, balancing, economic effect.

Введение

Критическая частота вращения карданной передачи лимитирует ее максимальную установочную длину в трансмиссии автомобиля. В связи с этим в автомобильных трансмиссиях с увеличенной колесной базой для снижения критических частот вращения применяют карданные передачи с промежуточной опорой. Она является одним из наиболее виброактивных элементов в трансмиссии, через которую колебания и вибрации карданной передачи передаются несущим системам. Кроме того,

промежуточная опора сама воспринимает нагрузки от изгибных колебаний, остаточного дисбаланса и осевых сил, возникающих в подвижном шлицевом соединении (величины последних, если подвижное шлицевое соединение не имеет антифрикционного покрытия шлицев, при трогании автомобилей могут достигать 30–60 кН). Такая промежуточная опора включает шарикоподшипник, соединенный с рамой автомобиля через упругий резиновый элемент, и представляет собой одномассовую колебательную систему с затуханием, совершающую вынужденные колебания [1–5].

Начальные угловые скорости карданных передач в трансмиссиях не должны превышать величин их критических скоростей, так как конструкция по условиям надежности их работы в трансмиссиях транспортных средств и силовых установок относится к категории валов докритической ориентации. Критическая скорость карданной передачи – это её угловая скорость в трансмиссии, соответствующая частоте возможного резонанса крутящих и изгибающих колебаний, возникающего на карданной передаче под действием гармоник крутящего момента, неуравновешенных сил инерции вращающихся масс двигателей, изгибающих моментов в шарнирах, центробежных сил вследствие дисбаланса передачи [5].

Применяемая для изготовления упругих элементов промежуточных опор резина – наиболее подходящий для них материал, так как гистерезисные потери в резине уменьшаются по гиперболическому закону в диапазоне частот колебаний от 20 до 200 Гц. Рациональная величина жесткости упругого элемента, обеспечивающая уменьшение собственной частоты колебаний, может быть реализована его конструкцией [6].

Основная часть

Трансмиссии грузовых автомобилей МАЗ комплектуются сложными высокотехнологичными агрегатами, к числу которых относится и карданная передача (рис. 1). Качество этого компонента напрямую влияет на функционирование машины, во многом определяя долговечность и надёжность как самой карданной передачи, так и транспортного средства в целом.

Одним из элементов элементом карданной передачи, определяющим её технический уровень и надёжность, является промежуточная опора. Однако серийное исполнение промежуточной опоры 5336-2202086 (рис. 2) карданной передачи семейства грузовых автомобилей МАЗ-5336, выпускаемой ОАО «Белкард», г. Гродно имеет ряд существенных недостатков, что вызывает необходимость оптимизации конструкции узла [7].

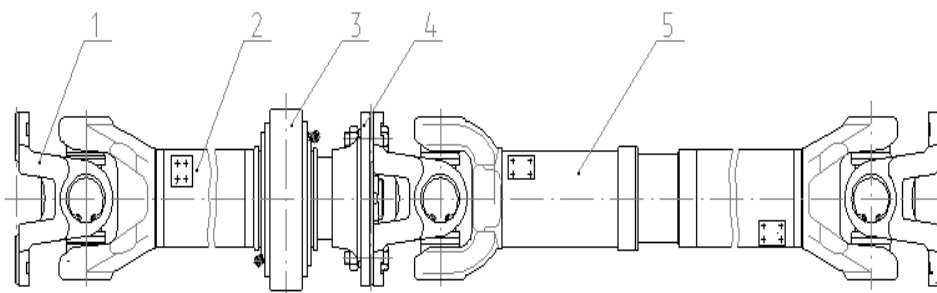


Рис. 1. Карданная передача грузовых автомобилей семейства МАЗ-5336:
1 – фланец-вилка крепления карданной передачи, 2 - промежуточный карданный вал,
3 – промежуточная опора, 4 – соединительный фланец, 5 – основной карданный вал

Прежде всего к указанным недостаткам следует отнести применение для герметизации полости шарикового подшипника войлочных уплотнительных колец, не технологичность обработки кольцевых канавок для их установки в крышках подшипника, а также установку шарикового подшипника в дистанционную наружную обойму (рис. 2).

Последовательно рассмотрим данное утверждение. Прежде всего, согласно техническим рекомендациям, войлочные кольца следует применять в узлах трения для уплотнения валов, работающих при окружной скорости не более 5 м/с.

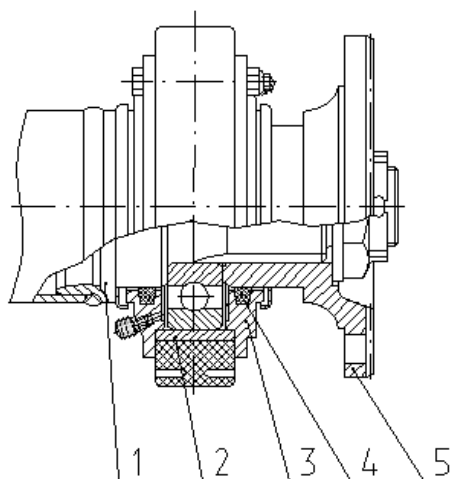


Рис. 2. Серийное исполнение промежуточной опоры карданной передачи:
1 – шлицевый конец, 2 – дистанционная наружная обойма,
3 – крышка подшипника, 4 – кольцо войлочное, 5 – соединительный фланец

При максимальной частоте вращения карданной передачи в трансмиссии $2800 \dots 3200 \text{ мин}^{-1}$ и диаметре уплотняемой поверхности конца шлицевого и фланца узла промежуточной опоры 85 мм для различных моделей грузовых автомобилей МАЗ данное значение может находиться в пределах $12,5 \dots 14,2 \text{ м/с}$.

Максимальную окружную скорость, можно определить по формуле (1):

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot d / 2}{30 \cdot 1000}, \text{ м/с} \quad (1)$$

где: n – максимальная частота вращения карданной передачи в трансмиссии автомобиля; d – диаметр уплотняемой поверхности.

Таким образом, из-за высоких окружных скоростей присутствует риск истирания и форсированного износа войлочных уплотнительных колец, что приводит к нарушению герметичности полости шарикового подшипника и, как следствие, к его разрушению и выходу из строя карданной передачи. Случаи таких отказов наблюдаются в эксплуатации, в том числе в её гарантийный период.

Кроме того, необходимость пропитки войлочных уплотнительных колец маслом серьезно снижает технологичность сборки промежуточной опоры и отрицательно сказывается на культуре производства.



Рис. 3. Профиль поперечного сечения уплотнений промежуточной опоры:
а – войлочное уплотнительное кольцо, б – манжета по ГОСТ 8752-79

С целью устранения данного несоответствия, повышения пыли-, влаго-, грязезащиты полости шарикового подшипника промежуточной опоры, повышения её герметичности и исключения случаев выхода из строя узла в гарантийный период предложено изменить конструкцию, применив взамен войлочных колец (рис. 3 а) резиновые армированные однокромочные манжеты с пыльником с пружиной по ГОСТ 8752-79 «Манжеты резиновые армированные для валов» (рис. 3 б) [8], которые в зависимости от группы резины могут работать при окружной скорости до 20 м/с.

Предложенное изменение даёт возможность отказаться от изготовления профильной трапециевидальной канавки в крышках подшипника (рис. 4а), применив установку манжеты 2.2-85x110-3 ГОСТ 8752-79 в цилиндрическую проточку крышки, выполненную без упорного буртика, что существенно улучшает технологичность механической обработки детали (рис. 4б).

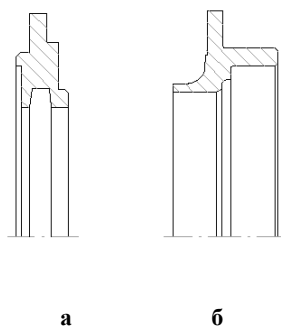


Рис. 4. Посадочное место под уплотнения в крышке подшипника:
а – профильная трапецеидальная канавка; б – цилиндрическая расточка

Следующим шагом модернизации промежуточной опоры является изменение установки шарикового подшипника с аннулированием дистанционной наружной обоймы. Данный аспект заслуживает более подробного рассмотрения.

В серийной конструкции промежуточной опоры (рис. 2) шариковый подшипник устанавливается в дистанционную наружную обойму, которая сопрягается с крышками подшипника по центрирующим пояскам. При такой установке на взаимное расположение оси вращения подшипника и поверхностей крышек подшипника, предназначенных для базирования карданной передачи на балансировочном оборудовании, оказывают влияние зазоры между наружным кольцом подшипника и внутренним диаметром дистанционной обоймы, между внутренним диаметром обоймы и наружным диаметром центрирующего пояска крышек подшипника, а также соосность центрирующего пояска и базовой поверхностью крышек подшипника. Анализируя изложенное, нетрудно отметить, что такая установка оказывает негативное влияние на балансировку карданной передачи, а дистанционная обойма может быть расценена как «лишняя деталь». Кроме того, дистанционная обойма увеличивает номенклатуру составных частей узла и, соответственно, повышает трудоёмкость сборки промежуточной опоры [7].

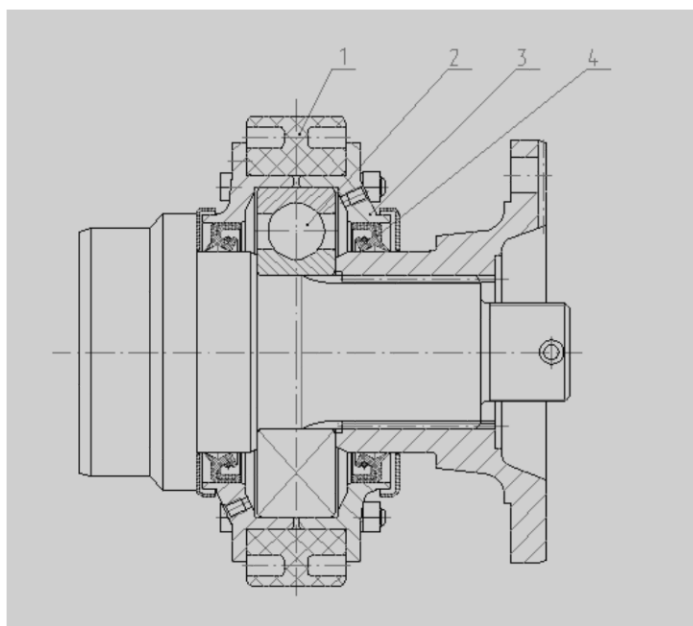


Рис. 5. Модернизированная промежуточная опора карданной передачи:
1 – виброизолятор, 2 – шариковый подшипник, 3 – крышка подшипника, 4 – манжета

Укрупнённый расчёт экономической эффективности предложенных мероприятий проведен для условий производства ОАО «Белкард», г. Гродно. Исходные данные и результаты расчёта представлены в табл. 1.

Таблица 1. Расчёт экономической эффективности предложенных мероприятий для условий производства ОАО «Белкард»

Исполнение		Обойма 5336-2202084-10	Крышка подшипника 5336-2202081-11	Кольцо уплотнительное 5336-2202059-10	Манжета 2.2-85×110-3 ГОСТ 8752-79
Серийное					
Металлопрокат		Труба 146×11, сталь 45	Круг 60, сталь 40	--	--
Норма расхода металла, кг		1,868	3,151	--	--
Цена	материала, руб./кг	3,49	2,45	--	--
	комплектующего изделия, руб./шт.			0,83	--
Количество деталей в узле, шт.		1	2	2	--
Затраты, бел. руб./шт.		6,52	15,44	1,66	--
Зарплата, бел. руб.		0,87	1,23	--	--
Итого, руб.		26,95			
После изменения		--	--	--	--
Металлопрокат		--	Круг 60 сталь 40	--	--
Норма расхода металла		--	3,792	--	--
Цена	материала, руб./кг	--	2,45	--	2,80
	комплектующего изделия, бел. руб.				
Количество деталей в узле, шт.		--	2	--	2
Затраты, бел. руб.		--	18,58	--	2,8
Зарплата, бел. руб./шт.		--	1,23	--	-
Итого, бел. руб.		22,61			

С целью улучшения условий балансировки карданной передачи предложено изменить конструкцию промежуточной опоры путём установки наружной обоймы шарикового подшипника непосредственно в расточки крышек подшипника. Исключение из конструкции «промежуточного звена» уменьшает влияние отклонений расположения поверхностей деталей на соосность подшипника промежуточной опоры и поверхностей базирования карданной передачи на балансировочном оборудовании. Минимизация составляющих позволяет снизить негативное влияние отклонений расположения поверхностей на исходный дисбаланс, обеспечить стабильность его величины в процессе эксплуатации и повысить надёжность карданной передачи. Кроме того, благодаря аннулированию дистанционной обоймы снижается трудоёмкость изготовления промежуточной опоры и её металлоёмкость, сокращается сортамент используемого металлопроката. Также за счёт сокращения количества деталей повышается технологичность сборки промежуточной опоры (рис. 5) [9].

Общий экономический эффект на одну сборочную единицу составит (2):

$$\mathcal{E}_1 = C_1 - C_2, \text{ бел. руб.} \quad (2)$$

где: C_1 – итоговые затраты по серийному варианту, бел. руб.; C_2 – итоговые затраты по изменённому варианту, бел. руб.

$$\mathcal{E}_1 = 26,95 - 22,61 = 4,34 \text{ бел. руб.}$$

Помимо перечисленных изменений предложено уменьшение количество точек крепления крышек подшипника промежуточной опоры, что в свою очередь ведёт к снижению стоимости узла \mathcal{E}_2 , проиллюстрированному в табл. 2.

Таблица 2. Сравнительные характеристики комплектности деталей крепления

Деталь крепления	Цена, бел. руб.	Количество, шт.	
		Серийная комплектация	Изменённая комплектация
Болт М8-6g×65	0,54	6	3
Гайка М8-6Н	0,04	6	3
Шайба пружинная 8Л	0,02	6	3
Стоимость, бел. руб.	0,6	3,6	1,8
Экономия, бел. руб.		1,8	

При объёме выпуска промежуточных опор $N=5200$ шт. годовой экономический эффект при внедрении изменений составит:

$$\mathcal{E} = (\mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2) \cdot N, \text{ бел. руб.} \quad (3)$$

$$\mathcal{E} = (4,34 + 1,8) \cdot 5200 = 31928 \text{ бел. руб.}$$

Кроме того, дополнительный экономический эффект достигается в эксплуатации за счет увеличения долговечности и повышения ресурса как промежуточной опоры, так и самой карданной передачи и подшипниковых узлов сопрягаемых агрегатов.

Заключение

Таким образом, разработана конструкция промежуточной опоры карданной передачи семейства грузовых автомобилей МАЗ-5336, которая позволяет повысить надёжность агрегата и получить положительный экономический эффект. В настоящее время на ОАО «Белкард» завершается подготовка производства модернизированной промежуточной опоры. Аналогичное конструкторское решение планируется внедрить для промежуточной опоры карданной передачи семейства грузовых автомобилей МАЗ-6331.

Предложенные решения защищены патентом Республики Беларусь на полезную модель ВУ 12498 «Карданная передача наземных транспортных средств» [9], патентообладателем которого является ОАО «Белкард», г. Гродно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк. – Минск: Тэхналогія, 2006. – 409 с.
2. Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев. – М., 1962. – 156 с.
3. Беркер, А. Х. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Беккер. – Л.: Машиностроение, 1984. – 464 с.
4. Иванов, С. Н. Трансмиссионные валы нового поколения / С. Н. Иванов // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С. 23–27.
5. Иванов, С. Н. Карданные передачи ведущих валов трансмиссий машин и систем (конструкция, теория, расчёт, испытания, эксплуатация, ремонт) / С. Н. Иванов. – М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2014. – 232 с.
6. Иванов, С. Н. Анализ изгибающих моментов в карданных шарнирах двухшарнирного карданного вала / С. Н. Иванов, В. П. Мамаев, Р. М. Бояришкова // Вестник машиностроения. – 1982. – №9. – С. 15–18.
7. Технический каталог ОАО «Белкард», Республика Беларусь [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.belcard-grodno.com/produktsiya/tekhnicheskiy-katalog/>. – Дата доступа: 04.04.2022.
8. ГОСТ 8752-79 «Манжеты резиновые армированные для валов» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294821/4294821432.pdf>. – Дата доступа: 04.04.2022.
9. Карданный вал наземных транспортных средств: полезная модель ВУ 12498 / В. Т. Дудко, Г. А. Костюкович, М. Е. Кипнис, И. А. Булах; дата публ.: 01.12.2020.