



СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

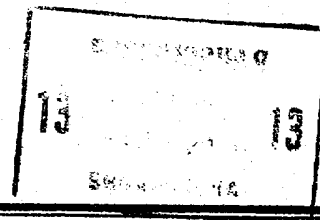
(19) SU (11) 1075962 A

3(51) В 60 К 17/22

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

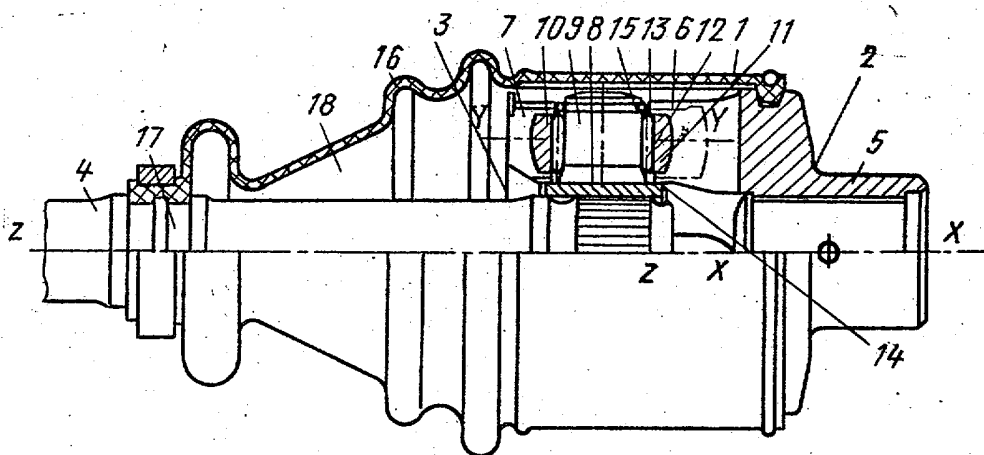
ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К ПАТЕНТУ



- (21) 2904197/27-11
(22) 01.04.80
(31) 7908452
(32) 04.04.79
(33) Франция
(46) 23.02.84. Бюл. № 7
(72) Мишель Александр Орэн (Франция)
(71) Гланзер Спистер (Франция)
(53) 629.113-585.862(088.8)
(56) 1. Заявка Франции № 2257042, кл. F 16 D 3/84, 1974 (прототип).
(54)(57) ТРЕХШИПОВОЙ ШАРНИР РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ, содержащий установленную на одном из валов посредством цилиндрической ступицы крестовину с равномерно расположенными по ее окружности шипами и связанную с другим валом вилку, установленную с

зазором относительно крестовины и имеющую втулку на одном конце, цилиндрическая поверхность которой имеет три паза, равномерно расположенных по окружности в осевом направлении и образующих дорожки качения σ круглого поперечного сечения, и расположенные в пазах сферические ролики, установленные посредством игольчатых подшипников на указанных шипах, отличающийся тем, что, с целью повышения КПД, пазы выполнены тороидальными, а отношение максимального расстояния между продольной осью вилки и продольной осью пазов к радиусу тороидальной поверхности последних находится в пределах 0,25-0,75.



Фиг. 1

(19) SU (11) 1075962 A

Изобретение относится к трансмиссиям транспортных средств, в частности к карданным передачам и шарнирам этих передач.

Известен трехшпиковый шарнир равных угловых скоростей, содержащий установленную на одном из валов посредством цилиндрической ступицы крестовину с равномерно расположенными по ее окружности шипами и связанную с другим валом вилку, установленную втулку на одном конце, цилиндрическая поверхность которой имеет три паза, равномерно расположенных по окружности в осевом направлении и образующих дорожки качения круглого поперечного сечения, и расположенные в пазах сферические ролики, установленные посредством игольчатых подшипников на указанных шипах [1].

Недостатком известного шарнира является низкий КПД, вызванный большими механическими потерями.

Сравнительные лабораторные измерения показали, что шарниры с треугольной крестовиной описанного типа при правильной их конструкции приводят к самым малым механическим потерям под действием вращающего момента. Эти потери порядка $5/10.000$ для рабочего угла, равного 50° , и $2/10.000$ для рабочего угла, равного 30° . И напротив, те же измерения показывают, что механические потери довольно быстро возрастают с увеличением угла. Например, рабочему углу в 10° соответствуют механические потери, равные $25/10.000$, противодействие скольжению становится соответственно более значительным и шарнир с треугольной крестовиной теряет, таким образом, частично свое преимущество перед другими типами телескопических соединений.

Целью изобретения является повышение КПД.

Поставленная цель достигается тем, что в шарнире пазы выполнены тороидальными, а отношение максимального расстояния между продольной осью вилки и продольной осью пазов к радиусу тороидальной поверхности последних находится в пределах $0,25-0,75$.

На фиг. 1 представлен частичный разрез по оси классического шарнира с треугольной крестовиной; на фиг. 2 - схема, соответствующая шарниру по фиг. 1; на фиг. 3 - разрез по оси предлагаемого шарнира; на фиг. 4 - разрез А-А на фиг. 3; на фиг. 5 - схема, соответствующая шарниру по фиг. 3 и 4; на фиг. 6 - то же, второй вариант положения деталей шарнира.

Синхронный шарнир 1 (фиг. 1) содержит вилку 2 и трехшпиковый узел

(треугольную крестовину) 3, закрепленный на имеющем проточку конце трансмиссионного вала 4 с продольной осью Z-Z.

Вилка 2 имеет втулку 5 с осью X-X и выполненной внутри проточкой. От этой втулки отходят три выступа 6, соседние продольные края которых выполнены таким образом, чтобы определять между двумя находящимися рядом выступами дорожки качения 7 круглого сечения, расположенные на равном расстоянии (равные углы) один от другого. Ось Y-Y каждой дорожки качения 7 прямолинейна и параллельна оси X-X.

Крепление треугольной крестовины на вале 4 осуществляется посредством ступицы 8 цилиндрической формы с выполненной внутри нее проточкой. От этой ступицы в радиальном направлении расходятся три рукава или шипы 9 круглого сечения. На каждом шипе 9 имеется ролик 10 с внешней активной поверхностью 11 сферической формы. Между шипом 9 и роликом 10 установлен игольчатый подшипник 12, удерживаемый в осевом направлении посредством предохранительного устройства, образованного соответствующими шайбами 13 и 14 и стопорным кольцом 15, которое входит в предусмотренную на конце шипа 9 выемку. Треугольная крестовина 3 свободна в осевом направлении внутри вилки 2.

Снаружи вилка 2 имеет круглую форму. Непроницаемая упругая гармошка 16 закреплена одним концом на поверхности втулки 5, окружает выступы 6, затем подходит к проточенным пазам 17 для крепления, предусмотренным на вале 4. Гармошка 16 вместе с вилкой 2 ограничивает непроницаемую оболочку 18, которая поддерживает смазывающее вещество и защищает механизм.

Когда величина угла, образуемого осью Z-Z вала 4 с осью X-X мала, движение осевого скольжения треугольной крестовины под действием вращающего момента осуществляется простым качением, с одной стороны, роликов на шипах посредством игольчатого подшипника и, с другой стороны, сферической поверхности роликов по дорожкам качения вилки. В этих условиях возвратно-поступательное движение роликов на их шипах 9, являющееся результатом вращения шарнира под углом, а также общее поступательное движение всех трех роликов, являющееся результатом скольжения треугольной крестовины, осуществляются без существенного сопротивления даже при большом значении передаваемого момента вращения.

На фиг. 2 схематически представлено положение ролика 10, когда шарнир 1 работает под заданным углом между осями Z-Z и X-X.

Качению ролика в плоскости Р в предпочтительном направлении препятствует направляющая дорожка качения 7, которая заставляет этот ролик перемещаться по оси Y-Y, т.е. под углом сноса α , образованным плоскостью Р ролика с осью Y-Y дорожки 7 относительно его естественного направления качения. Этот снос соответствует боковому скольжению ролика, которое осуществляется одновременно, с одной стороны, между сферической поверхностью ролика и путем качения, и, с другой стороны, вращением ролика относительно его шипа 9. Поскольку ролик установлен на игольчатом подшипнике, предполагается, что его вращение относительно шипа 9 абсолютно свободно. Следовательно, движение скольжения по трассе может осуществляться только в плоскости, проходящей через ось шипа.

Если обозначить ρ расстояние между центром 0 треугольной крестовины и центром 0, ролика, и обозначить r и расстояние между осями X-X и Y-Y,

$$\rho = \frac{r}{\cos \alpha} \text{ и выражение для элементарного скольжения следующее}$$

$$d\rho = \rho d\alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{r \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot d\alpha}{\cos \alpha} \quad (1)$$

Шарнир 1 (фиг. 3 и 4) существенно отличается от шарнира 1 (фиг. 1) лишь в двух аспектах. Во-первых, центральной осью Y-Y каждой дорожки качения 7 вилки 2 является дуга, благодаря чему эти дорожки качения имеют тороидальную форму. Радиус R каждого тора значительно больше максимального значения r расстояния между осью X-X и дугой Y-Y. В результате такой конструкции свободное осевое скольжение треугольной крестовины 3 в вилке сопровождается скольжением роликов на их шипах, независимо от размеров угла между осями Z-Z и X-X. Для обеспечения этого скольжения роликов относительно их шипов, возросшего по сравнению с известной конструкцией (фиг. 1), длина игольчатого подшипника 12 превосходит длину роликов, что является вторым различием между шарнирами. В представленном варианте гармошка 16 закреплена на цилиндрическом кожухе 19, который окружает выступы 6 вилки 2 на открытом конце последней.

На фиг. 5 схематически представлено положение ролика 10, когда центр 0 треугольной крестовины находится в своем среднем осевом поло-

жении в точке O_2 оси X-X, которая соответствует максимальному расстоянию r , определенному выше, как в случае, изображенном на фиг. 3, когда шарнир 1 работает под углом. На фиг. 6 представлена аналогичная схема, соответствующая смещению h по оси X-X между точками 0 и O_2 .

Угол θ , образованный плоскостью Р ролика и касательной к траектории Y_1-Y_1 дорожки 7, меньше угла α . С хорошим приближением этот угол может быть выражен следующим отношением:

$$\operatorname{tg}(\theta) = \left(1 - \frac{r}{R}\right) \operatorname{tg} \alpha - \frac{h}{R} \quad (2)$$

Элементарное скольжение, соответствующее приросту $d\alpha$ угла α , задается выражением сходной с выражением (1) формы, имеющим следующий вид:

$$d\rho_t = \rho d\alpha \cdot \operatorname{tg} \theta = \frac{r}{\cos \alpha} d\alpha \left[\left(1 - \frac{r}{R}\right) \operatorname{tg} \alpha - \frac{h}{R} \right] \quad (3)$$

Можно заметить, что получено отношение (1), если принять $R = \infty$, что верно, так как прямолинейные дорожки 7 могут рассматриваться как торы с бесконечным радиусом кривизны.

Для $h = 0$ (фиг. 5) отношение элементарного скольжения $d\rho_t$ предлагаемого шарнира к элементарному скольжению $d\rho$ известного (фиг. 1) записывается следующим образом:

$$\frac{d\rho_t}{d\rho} = \frac{\frac{r}{\cos \alpha} \left(1 - \frac{r}{R}\right) \operatorname{tg} \alpha \cdot d\alpha}{\frac{r}{\cos \alpha} \operatorname{tg} \alpha \cdot d\alpha} = 1 - \frac{r}{R} \quad (4)$$

Когда $h \neq 0$, при рассмотрении ролика с углом α и ролика с углом α , оказывается, что только средняя величина θ_m абсолютных значений соответствующих углов θ_1 и θ_2 существенна для потерь из-за скольжения. Можно показать, что

$$\operatorname{tg} \theta = \left(1 - \frac{r}{R}\right) \operatorname{tg} \alpha$$

Сравнивая это отношение с приведенными отношениями (2) и (3), можно заметить, что механические потери имеют ту же величину, что и для $h = 0$, т.е. отношение (4) является переменным.

Так, механическая потеря уменьшается в отношении $1 - \frac{r}{R}$. Иными

словами, элементарная работа скольжения и, следовательно, элементарная механическая потеря, которая является пропорциональной этой работе, могут быть для любого угла α значительно более низкими при использовании предлагаемого шарнира 1 (фиг. 3). В результате достигается легкость скольжения каждого ролика, когда шарнир работает под углом, благодаря чему обеспечивается лучшая

изоляция, например, кабины автомобиля от двигателя агрегата, который является источником вибраций, и меньшая чувствительность к трению, а значит большее удобство, в частности для значительных рабочих углов.

Например, для соотношения $\frac{r}{R} = \frac{1}{2}$

получим $\frac{d\rho}{d\rho} = \frac{1}{2}$. Сопротивление пере-

мещению ролика по его дорожке качения уменьшается тогда примерно на 50%, прямым следствием чего является весьма значительный выигрыш в плане свободы скольжения под воздействием вращающегося момента и, следовательно, удобства. Теоретически можно увеличить соотношение $\frac{r}{R}$ до 1 и при этом условия механические потери были бы практически равны нулю. Однако за пределами определенной величины сопротивление скольжению не оказывает больше никакого неприятного воздействия, а с другой стороны, увеличивая соотношение $\frac{r}{R}$ до 1, существенным образом можно уменьшить возможность осевого скольжения предлагаемого шарнира. Вот почему, в зависимости от конкретного случая применения, с учетом наиболее распространенной величины рабочего угла и требуемой для треугольной крестовины длины осевого скольжения, соотношение $\frac{r}{R}$ будет, как правило, ограничено пределами от 1/4 до 3/4.

Другие преимущества достигаются благодаря этому усовершенствованию шарниров с треугольной крестовиной.

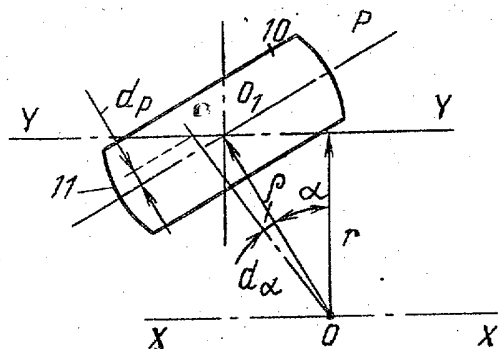
В том случае, когда два шарнира с треугольной крестовиной каждый известного типа, представленные на фиг. 1 установлены на концах качающегося трансмиссионного вала, вал, естественно, соприкасается в конце хода с внутренней частью одного из шарниров с треугольной крестовиной

и производит толчки в осевом направлении, вызванные вибрацией движущихся и ведомых деталей. И напротив, при использовании одного или двух шарниров 1 (фиг. 3) с кольцеобразными путями качения качающийся вал имеет тенденцию к самоцентрированию относительно сил, сохраняя до упора свободные пространства, равные для каждого из этих концов.

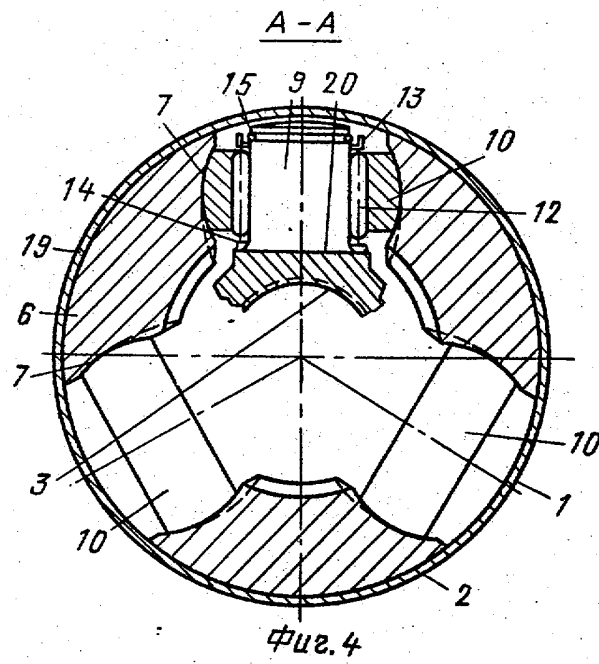
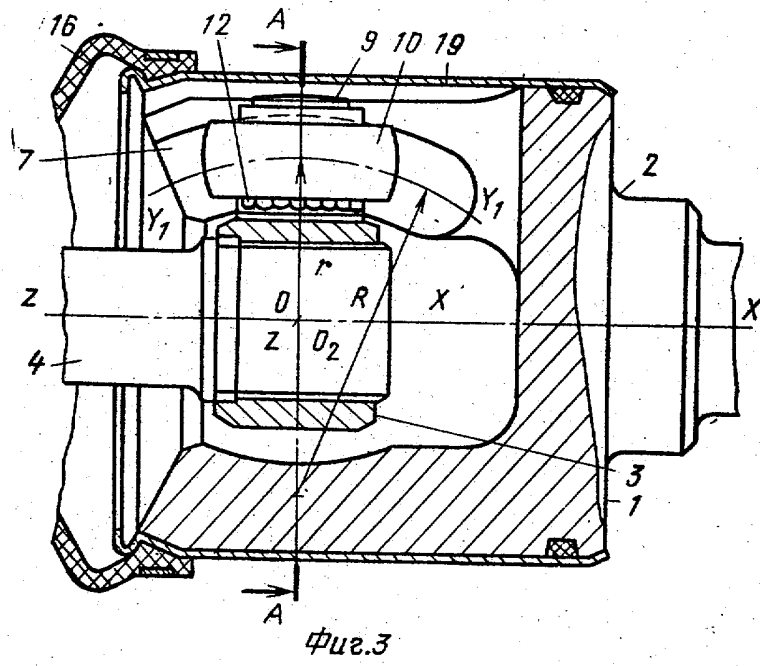
С другой стороны, при нарушении центрирования треугольной крестовины относительно оси ролика 10 приближаются к центру треугольной крестовины, и одновременно расстояние h возрастает, пока не упрутся в выступ 20 шипов 9, ограничивающий скольжение роликов в направлении к середине. Эта особенность может дать преимущество при использовании для осевого фиксатора безопасности, таким образом можно избежать потери управления роликов на концах выступов вилки без введения каких-бы то ни было дополнительных устройств фиксации, а значит простым и экономичным способом. Для этого достаточно, чтобы длина дорожек качения 7 была достаточной для того, чтобы при растяжении шарнира 1 (фиг. 3) ролики 10 упирались в выступы 20 до того, как достигнут открытого конца этих дорожек качения.

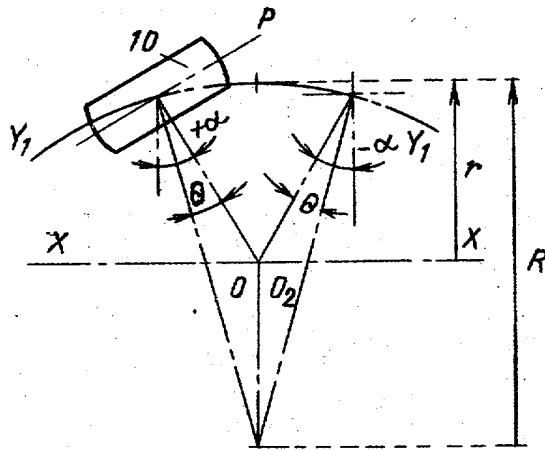
В этом случае для того, чтобы избежать шумного контакта роликов с выступами 20 треугольной крестовины между каждым роликом и соответствующим выступом может быть установлена пружинная шайба типа гофрированной шайбы или диска тарельчатой пружины, или кольцо из эластомера. В этом месте можно также установить гофрированное стопорное кольцо, которое можно вставлять после сборки треугольной крестовины внутри вилки (такая амортизирующая деталь не показана).

Изобретение позволяет повысить КПД шарнира.

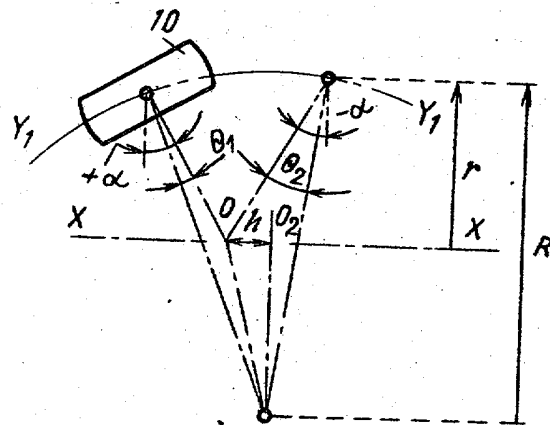


Фиг. 2





Фиг. 5



Фиг. 6

Редактор Н. Джуган Составитель С. Белоусько Корректор О. Билак
 Заказ 534/53 Тираж 657 Подписное
 ВНИИПИ Государственного комитета СССР
 по делам изобретений и открытий
 113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5
 Филиал ППП "Патент", г. Ужгород, ул. Проектная, 4