



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ  
СОБСТВЕННОСТИ,  
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

## (12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

Статус: не действует (последнее изменение статуса: 19.09.2011)  
Пошлина: учтена за 4 год с 30.11.2002 по 29.11.2003

(21)(22) Заявка: 99125150/28, 29.11.1999(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
29.11.1999

(45) Опубликовано: 20.12.2001 Бюл. № 35

(56) Список документов, цитированных в отчете о  
поиске: GB 2038992, 30.07.1980. FR  
1562612, 24.02.1969. DE 1283630,  
20.02.1969. EP 0168152, 15.01.1985.

Адрес для переписки:

664015, г.Иркутск, ул. Ленина, 11,  
Иркутская государственная  
экономическая академия

(71) Заявитель(и):

Иркутская государственная  
экономическая академия

(72) Автор(ы):

Тупицын А.А.,  
Тупицын А.А.

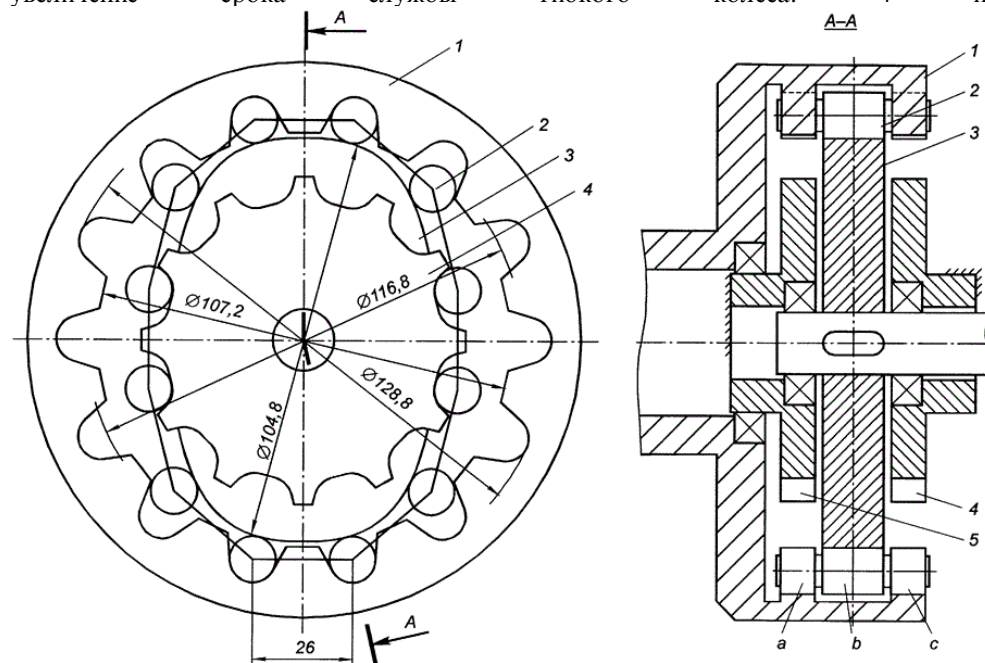
(73) Патентообладатель(и):

Иркутская государственная  
экономическая академия

## (54) ЗУБЧАТАЯ ШАРНИРНО-РОЛИКОВАЯ ПЕРЕДАЧА

(57) Реферат:

Изобретение относится к конструкциям механических передач. Зубчатая шарнирно-роликовая передача аналогична двухволновой зубчатой передаче, в которой вместо гибкого колеса используется колесо, каждый зуб которого состоит из трех роликов, расположенных на одной оси. Оси соединены шарнирно. Средние ролики охватывают контур кулачка. Крайние ролики входят в зацепление с двумя неподвижными колесами и ведомым жестким колесом, движение на которое передается за счет радиального перемещения роликов. Технический результат - увеличение срока службы гибкого колеса. 4 ил.



Фиг.1

Изобретение касается конструкции механических передач и направлено на повышение их нагрузочной способности и увеличения передаточного отношения в одной ступени.

В машинах, приборах и различных приводах наибольшее распространение получили зубчатые и червячные передачи. Они используются для преобразования движения от быстроходных двигателей к рабочим органам, вращающимся с относительно малыми угловыми скоростями. Поэтому важнейшей характеристикой передачи является передаточное отношение

$$i = z_k / z_m,$$

где  $z_k$  - число зубьев колеса;

$z_m$  - число зубьев шестерни.

Для одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи рекомендуется соотношение  $i \leq 6$ , так как при  $i > 6$  возрастают габариты передачи и приходится применять многоступенчатые варианты, что приводит к увеличению металлоемкости приводов.

Червячные передачи позволяют в одной ступени добиться передаточных отношений от 8 до 30, но чем больше  $i$ , тем меньше КПД.

Планетарные передачи (имеющие хотя бы одну подвижную ось зубчатого колеса) позволяют получить высокий КПД при небольших передаточных отношениях ( $\sim i=10$ ). Для получения большего передаточного отношения применяют двух-, трехступенчатые планетарные механизмы. Однако в этом случае КПД оказывается крайне низким. Кроме того, планетарные передачи требуют высокой точности изготовления колес, валов и опор, что значительно повышает их стоимость.

Волновые зубчатые передачи позволяют получить в одной ступени большие передаточные отношения. Наибольшее распространение получили двухволновые зубчатые передачи, реализующие  $i=80...320$ . К числу других достоинств относится высокая нагрузочная способность, обеспечиваемая большим коэффициентом перекрытия (многопарностью зацепления); КПД таких передач сравнительно высок.

Волновая зубчатая передача представляет собой передачу внутреннего зацепления двух соосных зубчатых колес. Наружное жесткое колесо выполнено с внутренними зубьями. Внутреннее колесо с внешними зубьями гибкое и имеет большую радиальную податливость. При сборке передачи внутрь обода гибкого колеса вставляется кулачок (генератор) овальной формы. Размер кулачка по большой оси больше внутреннего диаметра гибкого колеса, которое деформируется таким образом, что его зубья входят в зацепление с зубьями жесткого колеса вблизи большой оси. Вблизи малой оси кулачка зубья перемещаются к центру и выходят из зацепления. При повороте кулачка зубья гибкого колеса, смещаясь по радиусу, надавливают на зубья жесткого колеса. В случае неподвижного гибкого колеса жесткое колесо вращается в направлении вращения кулачка и наоборот.

Обычно движение задается быстроходному валу кулачка, а снимается с ведомого гибкого колеса при неподвижном жестком колесе.

Основным недостатком волновых зубчатых передач является недолговечность гибкого колеса, вызванная неизбежно большими деформациями при циклически меняющихся напряжениях, что заставляет использовать их для приводов кратковременного действия с минимальным передаточным отношением  $i_{\min}=80$ .

Данное техническое решение предполагает устранение основного недостатка волновых зубчатых передач - недолговечности гибкого колеса, заменой его колесом с зубьями в виде роликов, которые находятся на осях, закрепленных шарнирно (по аналогии с цепью).

На фиг. 1 показана схема передачи. Колесо 1 имеет внутренние зубья прямолинейного профиля, переходящие в круговую впадину. Колесо 2 с шарнирно закрепленными роликами располагается по контуру кулачка 3, в отличие от волновой передачи свободно, без предварительных напряжений. На схеме звенья, соединяющие оси роликов, показаны линиями. При повороте кулачка 3 (фиг. 2) движущим моментом  $T_{\text{кул}}$  ролик колеса 2, смещаясь по радиусу от центра, будет давить на зуб колеса 1 с силой  $F_r$ . При неподвижном колесе 2 наружное колесо 1 под действием пары сил  $F_t$  и  $F'_t$  будет вращаться в направлении вращения кулачка. Сила  $F'_t$  действует от диаметрально противоположного ролика. В случае неподвижного колеса 1 будет вращаться колесо 2 в направлении, обратном вращению кулачка.

Наиболее предпочтительным является вариант остановки колеса 2. Остановка роликового колеса 2 осуществляется зацеплением его с двумя (для симметрии нагрузки на ролики) неподвижными зубчатыми колесами 4 и 5, имеющими число впадин, равное числу роликов (фиг. 1, вид А-А; звенья, соединяющие оси роликов колеса 2, не показаны). Круговой зуб колеса 2 состоит из трех роликов а, б и с, расположенных на одной оси и при работе передачи вращающихся с разными скоростями. Средний ролик б перекачивается по кулачку 3, чтобы он не взаимодействовал с колесом 1, в середине зубчатого венца колеса 1 выполнена выточка. Крайние ролики (а и с) входят в зацепление с зубчатыми колесами 1, 4 и 1, 5 поочередно.

Предлагаемая передача может реализовывать в одной степени передаточное отношение от 6 и выше. Используемый в передаче круговой профиль зубьев (вращающихся роликов) дает возможность, в отличие от зубчатой и червячной передач, заменить в местах контакта зубьев трение скольжения трением качения, что значительно снизит потери на трение. Многопарность зацепления позволит повысить нагрузочную способность по сравнению с зубчатыми и червячными передачами, а соосность зубчатых колес и кулачка уменьшит ее габариты.

Кинематически предлагаемая передача подобна двухволновой зубчатой передаче, следовательно, из условия сборки  $z_1 - z_2 = 2$ , где  $z_1$  и  $z_2$  - соответственно числа зубьев

первого и второго колес. Тогда передаточное отношение определится  $i = z_1 / (z_1 - z_2)$ .

Направление движения ведомого и ведущего звеньев совпадают. Увеличение числа зубьев приводит к увеличению передаточного отношения.

Кинематические исследования передачи проводились на макете, изготовленном с параметрами, соответствующими конструктивной схеме, изображенной на фиг. 1:  $z_1 = 14$ ;  $z_2 = z_1 - 2 = 12$ ;  $z_4 = z_5 = 12$ ; шаг зубьев колес 1 и 2  $t_1 = t_2 = 26$  мм; диаметр роликов  $d = 12$  мм.

Исполнительные размеры деталей определялись следующим образом.

Делительный диаметр колеса 1

$$D_0^{(1)} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{26}{\sin \frac{180}{14}} = 116,8 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин колеса 1

$$D_{\text{вп}}^{(1)} = D_0^{(1)} - d = 116,8 - 12 = 104,8 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности по вершинам зубьев колеса 1

$$D_{\text{в}}^{(1)} = D_0^{(1)} + 0,8d = 116,8 + 0,8 \cdot 12 = 125,6 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр кулачка

$$D_{\text{к}} = D_0^{(1)} - d = 116,8 - 12 = 104,8 \text{ мм.}$$

Наименьший диаметр кулачка  $d_{\text{к}}$  принимаем равным диаметру окружности впадин колеса с числом наружных зубьев  $z = 10$  и шагом  $t = 26$  мм.

Делительный диаметр, диаметр окружности выступов и диаметр окружности впадин такого колеса будут соответственно равны

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{26}{\sin \frac{180}{10}} = 84,1 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{к}} = d_{\text{вп}} = D_0 - d = 84,1 - 12 = 72,1 \text{ мм.}$$

Рассчитанные параметры принимаем для колес 4 и 5:

$$D_0^{(4)} = 84,1 \text{ мм; } D_{\text{в}}^{(4)} = 84,1 \text{ мм; } D_{\text{вп}}^{(4)} = 72,1 \text{ мм.}$$

Для того чтобы колесо 2 не вращалось, число его круговых зубьев должно быть равным числу впадин колес 4 и 5. Таким образом, для колеса с геометрическими параметрами, рассчитанными при  $z = 10$ , предусматриваем 12 зубьев. Тогда шаг зубьев такого колеса определится из условия

$$D_0^{(4)} = \frac{t^{(4)}}{\sin \frac{180}{z_4}}.$$

$$\text{Отсюда } t_{(4)} = 84,1 \cdot \sin(180/12) = 21,8 \text{ мм.}$$

Для того чтобы осуществить зацепление, необходимо впадины зубчатых колес увеличить симметрично за счет тела зубьев на величину  $t_{\text{ф}} - t^{(4)} = 26 - 21,8 = 4,2$  мм (фиг. 3), здесь  $t_{\text{ф}} = 26$  - фиктивный шаг. Следует отметить, что с увеличением числа зубьев разность  $t_{\text{ф}} - t^{(4)}$  уменьшается.

Переход от минимального диаметра  $d_{\text{к}} = 72,1$  мм к максимальному  $D_{\text{к}} = 104,8$  мм должен быть определенной кривизны, обеспечивающей постоянную скорость ведомого звена и многопарность зацепления.

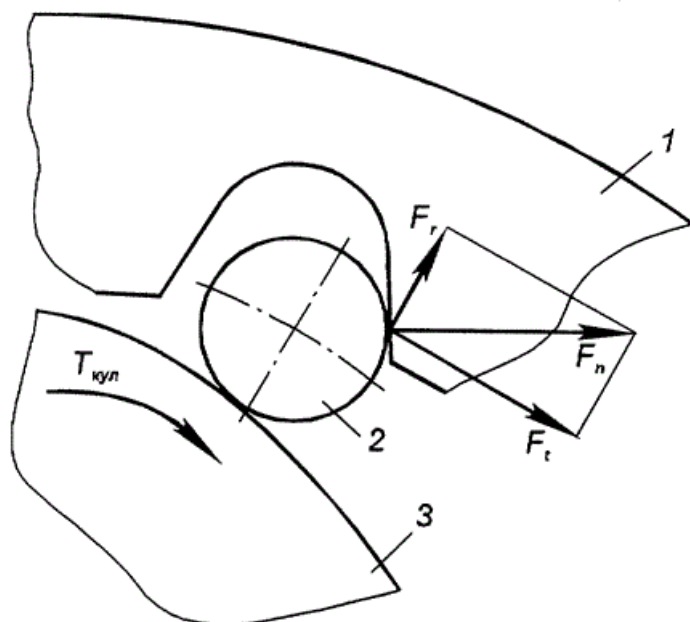
При наличии двух симметрично расположенных колес 4 и 5 и при условии  $d_{\text{к}} = D_{\text{вп}}^{(4)}$  может быть использован кулачок упрощенной формы, имеющий окружности наибольшего диаметра  $D_{\text{к}}$  и переходные кривые. Тогда ролики  $b$  будут находиться под нагрузкой на переходных кривых и на окружностях наибольшего диаметра кулачка.

Таким образом, передаточное отношение передачи с рассмотренными параметрами будет равным  $i = 14 / (14 - 12) = 7$ .

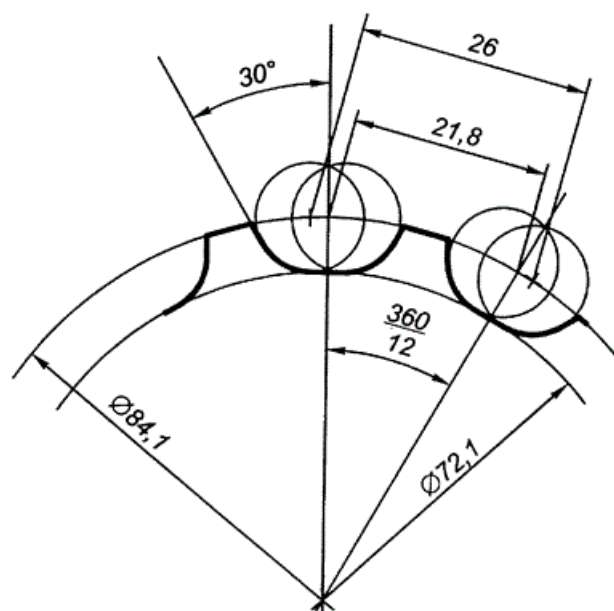
Принципы работы передачи исследовались на макете (фиг. 4) и подтвердили возможность зацепления и передачи движения предлагаемой конструкции механической передачи, а также равенство передаточного отношения, определенного аналитически. На макете роликовые зубья колеса 2 выполнены неразъемными.

#### Формула изобретения

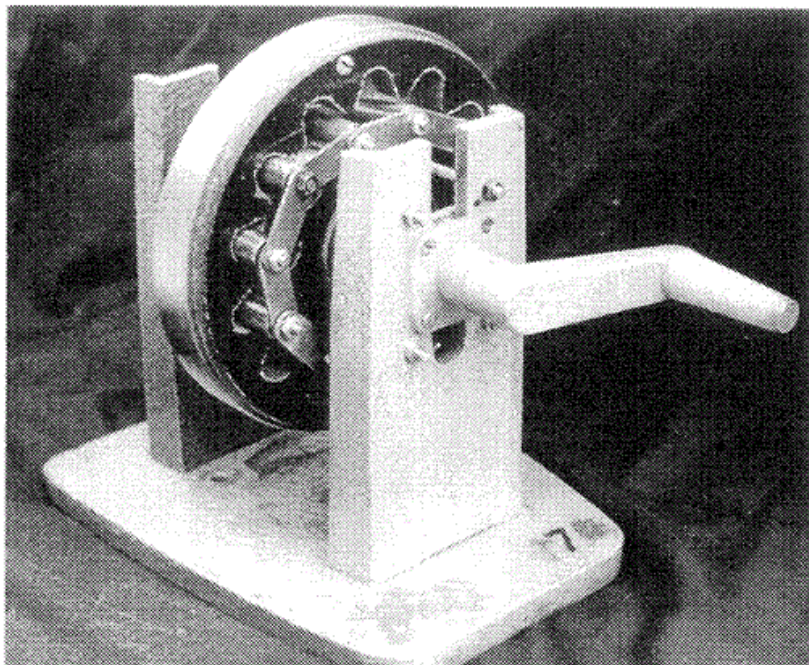
Механическая передача, состоящая из соосных жесткого и гибкого зубчатых колес и кулачка, на которой помещено гибкое зубчатое колесо с возможностью передачи движения вращения кулачка на это колесо, отличающаяся тем, что передача дополнительно снабжена двумя неподвижными колесами, имеющими число зубьев, равное числу зубьев гибкого колеса, число зубьев жесткого колеса больше, чем у гибкого колеса, каждый зуб гибкого колеса состоит из трех роликов, расположенных на одной оси, оси зубьев гибкого колеса соединены друг с другом шарнирно, его средние ролики охватывают контур кулачка, а крайние ролики входят в зацепление с двумя неподвижными колесами и жестким колесом.



Фиг.2



Фиг.3



Фиг.4

#### ИЗВЕЩЕНИЯ

**ММ4А - Досрочное прекращение действия патента Российской Федерации на изобретение из-за неуплаты в установленный срок пошлины за поддержание патента в силе**

(21) Регистрационный номер заявки: [0099125150](#)

Дата прекращения действия патента: 30.11.2003

Извещение опубликовано: [10.03.2005](#)      БИ: 07/2005