



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ
(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

Статус: не действует (последнее изменение статуса: 17.01.2013)
Пошлина: учтена за 7 год с 14.01.2009 по 13.01.2010

(21)(22) Заявка: 2003100970/11, 13.01.2003

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
13.01.2003

(43) Дата публикации заявки: 10.07.2004 Бюл. № 19

(45) Опубликовано: 10.12.2005 Бюл. № 34

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: SU 1587271 A1, 23.08.1990. SU 1364792 A1, 07.01.1988. SU 892062 A, 28.12.1981. SU 1728560 A1, 23.04.1992. SU 1402739 A1, 15.06.1988.

Адрес для переписки:
664074, г.Иркутск, ул. Чернышевского,
15, ИрГУПС

(72) Автор(ы):

Тупицын А.А. (RU),
Тупицын А.А. (RU)

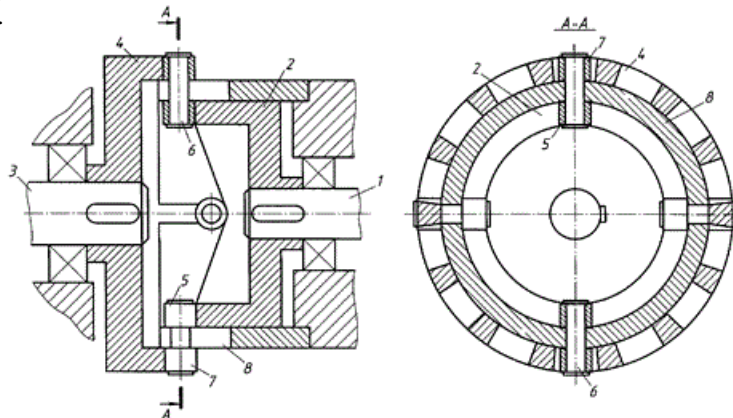
(73) Патентообладатель(и):

Иркутский государственный
университет путей сообщения
(ИрГУПС) (RU)

(54) **ТОРЦОВАЯ ЗУБЧАТО-РОЛИКОВАЯ ПЕРЕДАЧА**

(57) Реферат:

Изобретение относится к машиностроению и касается конструкции механических передач. Передачу движения в торцевой зубчатой передаче от зуба ведущего колеса 2 на зуб ведомого колеса 4 осуществляют через пару роликов 5 и 7. Ролики 5, 7 размещены в неподвижном кольце 8 и помещены на оси так, что внутренний ролик 5 контактирует с зубом ведущего колеса 2, а наружный 7 - с зубом ведомого 4. Технический результат - расширение возможностей использования, упрощение конструкции. 8 ил.



Конструктивная схема торцевой зубчато-роликовой передачи
Фиг. 1

Предлагаемое изобретение касается конструкции механических передач и направлено на повышение их нагрузочной способности и увеличение передаточного отношения в одной ступени.

В настоящее время наибольшее распространение получили зубчатые передачи с эвольвентным профилем зубьев.

Одним из существенных недостатков подобных передач является малое передаточное отношение в одной ступени

$$i = \frac{z_k}{z_{ш}},$$

где z_k - число зубьев колеса;

$z_{ш}$ - число зубьев шестерни.

Увеличение значения i возможно за счет уменьшения числа зубьев шестерни $z_{ш}$.

Однако у эвольвентных передач это практически невозможно, т.к. при $z_{ш} < 16$ начинается подрез ножи зуба.

На практике для одноступенчатой зубчатой передачи используется ограничение $i \leq 6$, т.к. при $i > 6$ возрастают габариты передачи, что приводит к применению многоступенчатых вариантов и, как следствие, к увеличению металлоемкости приводов.

Известна планетарная передача [1], состоящая из корпуса, ведущего диска с торцовым кулачком, ведомого диска, имеющего торцовые зубья, неподвижно связанный с корпусом сепаратор и размещенные в прорезях сепаратора ролики. При вращении ведущего диска его торцовый кулачок воздействует на ролики и перемещает их поочередно во впадины ведомого диска, заставляя его вращаться.

Данная передача может реализовать значительные передаточные отношения, но имеет существенный недостаток. Ролик одновременно контактирует с рабочими поверхностями ведущего и ведомого дисков (колес), вращающихся с разными угловыми скоростями, т.е. во время работы передачи ролики не перекатываются, а скользят по поверхности одного из колес. Время скольжения пропорционально передаточному отношению.

Предлагаемая конструкция торцовой зубчато-роликовой передачи исключает подобный недостаток за счет применения пары роликов, помещенных на одной оси.

На фиг.1 представлена конструктивная схема торцовой зубчато-роликовой передачи. На валу 1 расположено ведущее колесо 2, имеющее два зуба с винтовым профилем. На ведомом валу 3 находится ведомое колесо 4, имеющее четырнадцать зубьев винтового профиля. При вращении колеса 2 под действием винтовой поверхности зуба внутренние ролики 5, свободно сидящие на осях 6, двигаются в осевом направлении передачи. Через оси 6 это движение передается на ролики 7, которые, контактируя с винтовой поверхностью зубьев колеса 4, заставляют его вращаться. Возвратно-поступательное движение роликов вдоль оси передачи обеспечивается расположением осей роликов в продольных пазах промежуточного неподвижного кольца 8. Таким образом, вращательное движение шестерни с винтовым профилем зубьев преобразуется в поступательное движение роликов, которое, в свою очередь, преобразуется во вращательное движение ведомого колеса.

Схема работы передачи представлена на фиг.2. Развертки ведущего 2 и ведомого 4 колес условно приведены к одному диаметру, хотя на схеме (фиг.1) диаметр шестерни 2 меньше диаметра колеса 4.

При числе зубьев шестерни, равном двум, необходимо иметь четыре ролика (ролики 5 и 7 на схеме проецируются в один).

При перемещении развертки 2 вправо, что соответствует вращению шестерни по часовой стрелке, и при неподвижной развертке 4 ролики будут перемещаться в том же направлении, но с траекторией движения, соответствующей профилю зубьев колеса 4.

В случае ограничения движения ролика вдоль разверток и возможности его движения в перпендикулярном направлении (вдоль оси передачи) развертка 4 будет двигаться в обратном направлении.

На фиг.3 показана схема взаимодействия звеньев передачи.

При движении развертки шестерни вправо (по стрелке) рабочая поверхность зуба шестерни $A_{ш}B_{ш}$ заставит двигаться ролик 5 в перпендикулярном направлении. Ролик 7, расположенный на одной оси с роликом 5, действуя на рабочую поверхность зуба колеса A_kB_k , выполняет рабочий ход и перемещает развертку колеса влево.

Одновременно вторая пара роликов 5, 7 под действием нерабочей поверхности зуба колеса a_kb_k совершает холостой ход, возвращаясь в исходное положение. Во время движения по горизонтальному участку К вершина зуба a_k пройдет над роликом 7 и он коснется рабочей поверхности зуба колеса. Последующее движение развертки шестерни заставит эту пару роликов совершить рабочий ход.

Зубья колеса и шестерни должны быть несимметричными (как показано на схеме фиг.3) и изготовлены с учетом перекрытия для обеспечения непрерывности работы передачи. Следовательно, передача не может быть реверсивной.

Число зубьев шестерни может быть равным 1, 2, 3. При одном зубе необходимы два поочередно нагружаемых ролика, однако тогда нагрузка на колеса будет несимметрична. При трех зубьях и шести роликах увеличиваются габариты передачи. Оптимальным будет число зубьев, равное двум при четырех роликах (фиг.2).

На фиг.4 показано соотношение сил, действующих на звенья передачи. При вращении шестерни движущим моментом $T_{ш}$ на ролик в точке контакта будет действовать окружная сила

$$P_t' = \frac{T_{ш}}{d_{ш}},$$

где $d_{ш}$ - средний диаметр зубьев шестерни.

Осевая сила, движущая ролик

$$P_a = \frac{P_t'}{\operatorname{tg} \alpha_{ш}},$$

где $\alpha_{ш}$ - угол наклона винтовой линии зуба шестерни.

Окружное усилие, действующее на зуб колеса, определится

$$P_t'' = P_a \cdot \operatorname{tg} \alpha_k,$$

где α_k - угол наклона винтовой линии зуба колеса.

В рассмотренном соотношении профилей шестерни и колеса их направления движения обратны. Возможно реализовать движение в одном направлении (фиг.5).

В конструкции на фиг.1 в местах контакта зубьев и роликов, а также осей роликов и направляющих пазов неподвижного кольца реализуется трение качения. Однако в местах контакта роликов и неподвижного кольца действует трение скольжения при их вращательном и возвратно-поступательном движении. Поэтому контакт следует выполнить плоским с помощью лысок на кольце (фиг.6, где 5 - ролик шестерни; 7 - ролик колеса; 6 - ось роликов; 2 - неподвижное кольцо).

Конструкция узла, обеспечивающего возвратно-поступательное движение, может быть различной.

Для силовых передач более применима схема, представленная на фиг.7, где 5 - ролик шестерни; 7 - ролик колеса; 6 - ось роликов, закрепленная на втулке 9, скользящей по цилиндрической направляющей 10; 11 - направляющая шпонка.

Для конструкции передачи с подобным роликовым узлом необходимо реализовать схему совпадающего направления движения шестерни и колеса (фиг.5).

Принцип работы передачи исследовался с помощью геометрических построений, разверток зубчатых колес, а также на макете (фиг.8), изготовленном в соответствии с конструктивной схемой (фиг.1). Передаточное отношение определяется по аналогии с торцевой передачей:

$$i = \frac{z_k}{z_{ш}}$$

Анализ результатов исследований показал, что данная конструкция может реализовывать передаточные отношения $i=5; 7; 9; 11; 13; 15...$

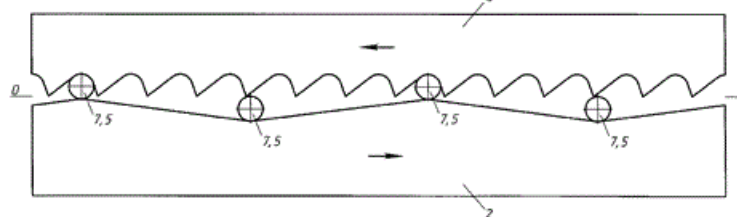
Соответственно число зубьев ведомого колеса должно быть равным 10; 14; 18; 22; 26; 30...

Источники информации

1. SU 1587271 A1. Планетарная передача. 23.08.1990
2. SU 1364792 A1. Планетарная зубчато-винтовая передача. 07.01.1988.

Формула изобретения

Торцовая зубчатая передача, содержащая два соосных зубчатых колеса, контактирующие с зубьями колес ролики, размещенные в неподвижном кольце с возможностью возвратно-поступательного движения вдоль оси передачи, отличающаяся тем, что передача движения от зуба ведущего колеса на зуб ведомого колеса осуществляется через пару роликов, помещенных на оси так, что внутренний ролик контактирует с зубом ведущего колеса, а наружный - с зубом ведомого.



Развертка зубчатых колес, условно приведенная к общему диаметру
Фиг. 2

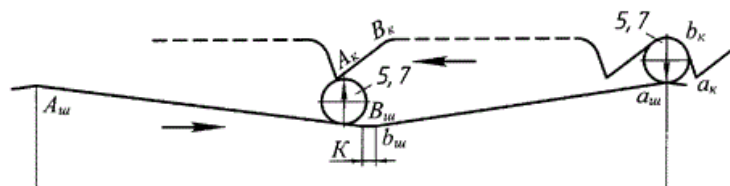
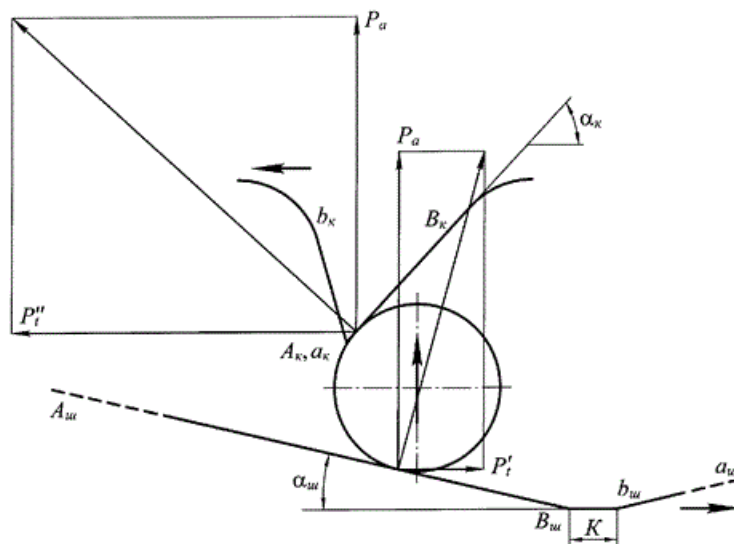
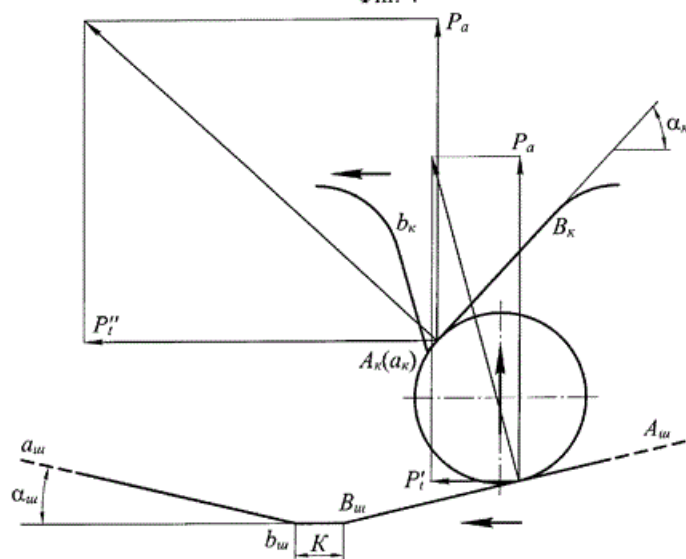


Схема взаимодействия звеньев
Фиг. 3



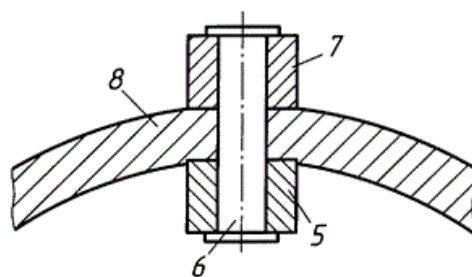
Соотношение сил, действующих в передаче

Фиг. 4



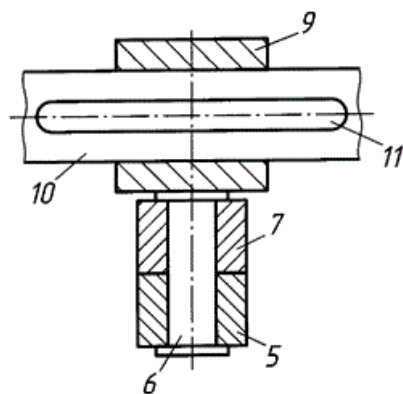
Соотношение сил при совпадающем направлении движения ведущего и ведомого колес

Фиг. 5



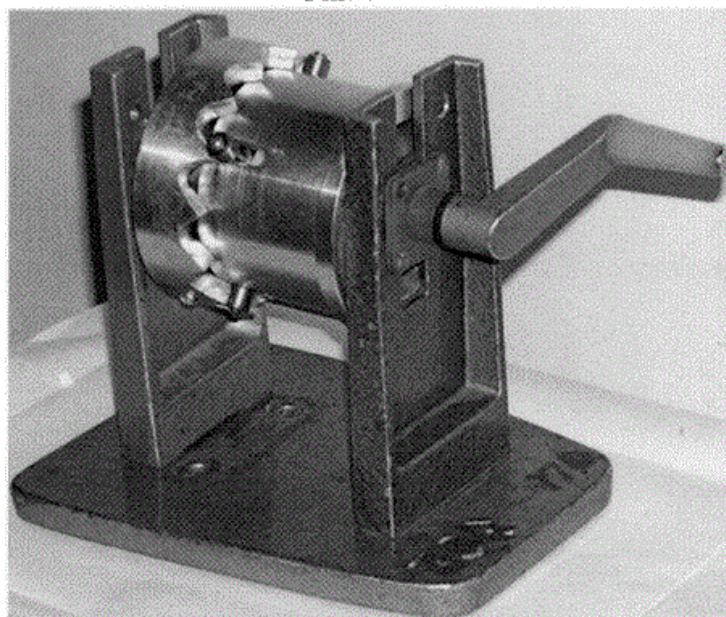
Расположение роликов на неподвижном кольце

Фиг. 6.



Конструктивная схема роликового узла

Фиг. 7



Макет торцовой зубчато-роликовой передачи

Фиг. 8

ИЗВЕЩЕНИЯ

ММ4А Досрочное прекращение действия патента из-за неуплаты в установленный срок пошлины за поддержание патента в силе

Дата прекращения действия патента: 14.01.2010

Дата публикации: [27.03.2011](#)