



СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

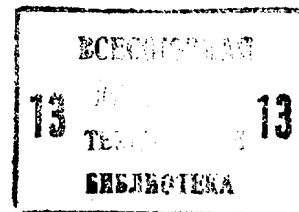
(19) **SU** (11) **1240980**

A1

(51) 4 F 16 H 13/08

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР
ПО ДЕЛАМ ИЗОБРЕТЕНИЙ И ОТКРЫТИЙ

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

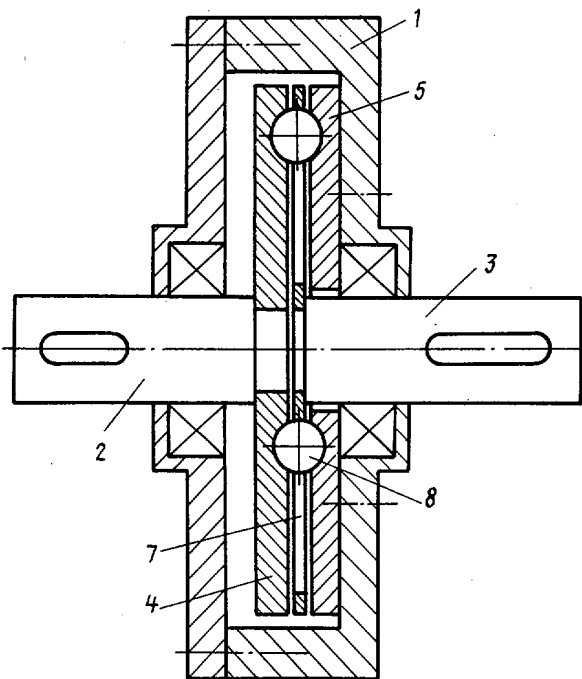


- (21) 3824371/25-28
(22) 12.12.84
(46) 30.06.86. Бюл. № 24
(71) Могилевский машиностроительный институт
(72) М. Ф. Пашкевич, А. И. Дерученко
и И. М. Кузменко
(53) 621.833.6(088.8)
(56) Авторское свидетельство СССР
№ 1019148, кл. F 16 H 13/08, 1982.

Игнатищев Р. М. Плоские синусошариковые зацепления и основные их расчеты. Могилевский машиностроительный институт. Деп. в БелНИИТИ № 673-Д83, Могилев 1983.

(54) (57) ШАРОВАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА, содержащая корпус, входной и

выходной валы, два центральных диска, установленных соответственно на входном валу и в корпусе и имеющих на обращенных друг к другу торцах замкнутые беговые канавки, очерченные соответственно однопериодной и многопериодной кривыми, а в поперечном направлении дугой окружности и имеющие углубления, сепаратор со сквозными радиальными прорезями и шарики, взаимодействующие с беговыми канавками и прорезями, отличающаяся тем, что, с целью повышения долговечности и нагрузочной способности, углубления на восходящих участках одно- и многопериодных кривых смещены к центру вращения, а на нисходящих участках — от центра на величину, равную 0,85—0,88 от длины линии контакта шарика с беговой канавкой.



Фиг.1

(19) **SU** (11) **1240980** **A1**

Изобретение относится к машиностроению и может найти применение в качестве передачи с большим передаточным отношением при малых габаритах.

Целью изобретения является повышение долговечности и нагрузочной способности путем повышения равномерности износа беговых канавок.

На фиг. 1 представлена передача, разрез; на фиг. 2 — диск с беговой канавкой, очерченной однопериодной кривой; на фиг. 3 — взаимодействие шарика с беговыми канавками; P — сила полезного сопротивления, N — сила предварительного натяга.

Шаровая планетарная передача содержит корпус 1, размещенные в нем входной 2 и выходной 3 валы. Два центральных диска 4 и 5 установлены соответственно на входном валу 2 и в корпусе 1 и имеют на обращенных друг к другу торцах замкнутые беговые канавки, очерченные соответственно однопериодной и многопериодной кривыми, а в поперечном направлении — дугой окружности и имеющие углубления 6. Между дисками 4 и 5 установлен сепаратор 7 со сквозными радиальными прорезями, жестко связанный с выходным валом 3. В прорезях размещены шарики 8, взаимодействующие с беговыми канавками обоих дисков. При этом дуги контакта обозначены соответственно $\cup l_1$ и $\cup l_2$. Углубления на восходящих участках одно- и многопериодных кривых смещены к центру вращения, а на нисходящих участках — от центра на величину, равную $0,25-0,28$ от длины линии контакта шарика 8 с беговой канавкой.

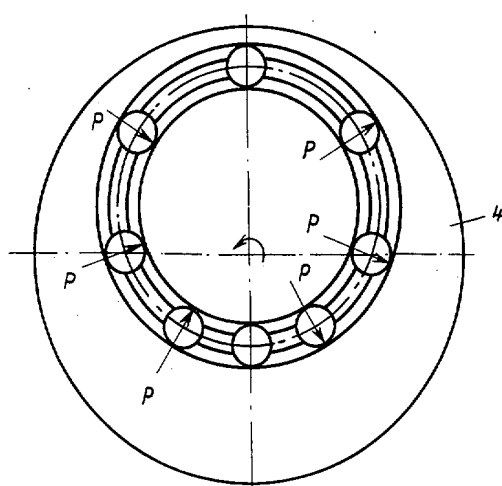
Работает шаровая планетарная передача следующим образом.

При вращении входного 2 вала получает вращение диск 4. При этом он воздействует на шарики 8, которые обкатываясь по беговой канавке диска 5, установленного в корпусе 1, вовлекают во вращение сепаратор 7 и выходной вал 3. Передаточное отношение передачи зависит от числа периодов многопериодной кривой.

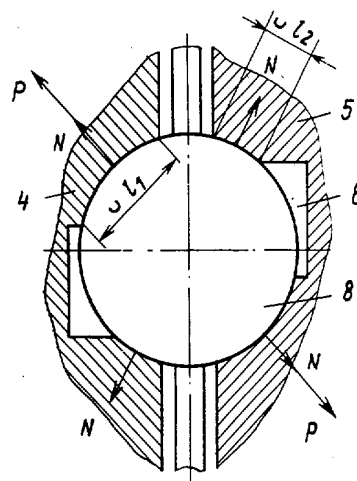
Если вращение диска 4 происходит, например, против хода часовой стрелки (фиг. 2) то шарики, находящиеся на восходящей ветви беговой канавки (с постоянно растущим радиус-вектором), преодолевая силу полезного сопротивления, воздействуют только на одну, удаленную от центра вращения сторону профиля беговой канавки, а шарики, находящиеся на нисходящей ветви, — на противоположную сторону профиля беговой канавки.

Таким образом, шарик (фиг. 3), предварительно нагруженный усилием N (что необходимо для повышения жесткости передачи путем устранения зазоров в зацеплении), воздействует на одну часть беговой канавки ($\cup l_2$) с усилием N , а на другую ($\cup l_1$) — с усилием $N+P$. Опытным путем установлено, что оптимальное значение силы N составляет $(0,4-0,5)P$, откуда из условия равенства интенсивности распределения нагрузки по обеим частям профиля беговой канавки следует, что величина радиального смещения канавки должна быть $(0,25-0,28)(l_1+l_2)$ или $l_1/l_2=3,5-3$.

При равенстве интенсивности контактных нагрузок равными будут и силы трения, и вызываемый ими износ рабочих поверхностей беговых канавок.



Фиг. 2



Фиг. 3

Редактор Н. Слободяник
Заказ 3471/31

Составитель В. Апархов
Техред И. Верес
Тираж 880

Корректор Л. Пилипенко
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