



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

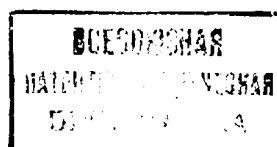
(19) SU (11) 1634876 A1

(51)5 F 16 H 1/32

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

## ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ



1

2

(21) 4448015/28

(22) 24.06.88

(46) 15.03.91. Бюл. № 10

(71) Производственное объединение "Ново-  
краматорский машиностроительный завод"

(72) В.Н.Стрельников

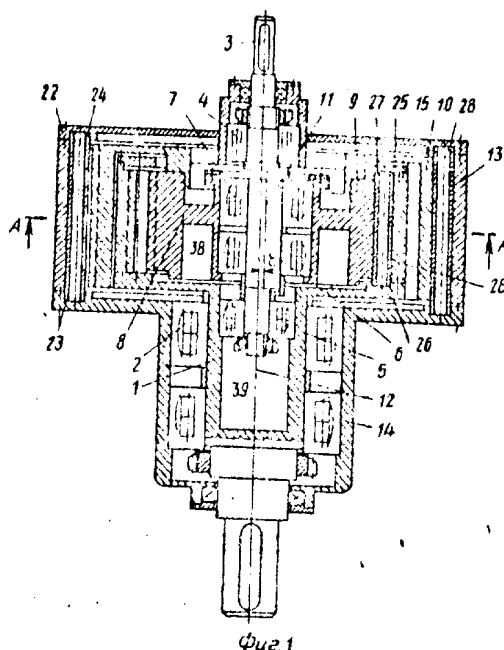
(53) 621.833.6(088.8)

(56) Патент США № 3451290, кл. F 16 H 1/32,  
1969.

(54) ПЛАНЕТАРНЫЙ РЕДУКТОР

(57) Изобретение относится к машиностроению. С целью увеличения ресурса и снижения динамических нагрузок путем замены эвольвентного прямозубого зацепления на незвольвентное винтовое планетарный редуктор содержит тихоходный и быстроходный валы 1, 3, эксцентрично установленный на последнем двухвенцовый сателлит 8, два центральных колеса 13, 15, одно из которых

заторможено, а другое соединено с валом 1. зубчатые венцы последних и сателлита размещены в одной поперечной плоскости, зубья этих колес образованы винтовыми пазами круглого сечения с наклоном в одну сторону, а двухслойные полые ролики 28 фиксируются сепараторами в винтовых пазах центральных колес 13, 15. В сепараторах установлены сферические подпятники, торцы роликов 28 имеют ответные сферические пяты с буртиками, размещенными в кольцевых канавках внешнего слоя роликов 28, а каждый из последних собран в предварительно напряженный силовой блок со сжатым внутренним слоем и растянутым внешним. Вращение вала 3 приводит в планетарное движение сателлит 8, который, обкатываясь по колесу 13, приводит во вращение колесо 15 с валом 1. 1 з.п. ф-лы, 6 ил.



Фиг 1

(19) SU (11) 1634876 A1

Изобретение относится к машиностроению.

Цель изобретения – увеличение ресурса и снижение динамических нагрузок путем замены в редукторе прямозубого эвольвентного зацепления на неэвольвентное винтовое.

На фиг.1 изображен планетарный редуктор, осевой разрез; на фиг.2 – разрез А-А на фиг.1 (овальность торцовых профилей зубьев и роликов условно не показана); на фиг.3 – зубчатый венец сателлита (совмещен с нормальным сечением); на фиг.4 – формообразующая поверхность зубьев колес; на фиг.5 – ролик в сборе; на фиг.6 – элемент зацепления сателлита с центральными колесами.

Планетарный редуктор содержит тихоходный вал 1, установленный на подшипниках 2, и быстроходный вал 3, установленный на подшипниках 4 и 5 соосно с тихоходным валом 1. На эксцентричной шейке 6 быстроходного вала 3 установлены подшипники 7, которые служат опорой сателлита 8 с двумя зубчатыми венцами 9 и 10. Ось 11 сателлита 8 удалена от оси 12 редуктора на величину эксцентриситета  $\varepsilon$ . Центральное колесо 13 с зубчатым венцом установлено на корпусе 14, центральное колесо 15 с зубчатым венцом соединено с тихоходным валом 1. Зубчатые венцы центральных колес 13 и 15 и зубчатые венцы 9 и 10 сателлита 8 размещены в одной поперечной плоскости. Зубья 16 и 17 (фиг.2) венцов центральных колес 15 и 13 и зубья 18 и 19 (фиг.3) венцов 9 и 10 сателлита 8 образованы винтовыми пазами 20 и 21 (фиг.4) круглого сечения с наклоном в одну сторону. Формообразование зубьев может быть осуществлено по методу непрерывной обкатки на зуборезном оборудовании. На корпусе 14 и крышке 22 выполнены цилиндрические глухие отверстия 23 и 24. На фланце тихоходного вала 1 и кольце 25 выполнены цилиндрические глухие отверстия 26 и 27. Корпус 14 и крышка 22 с отверстиями 23 и 24, а также фланец вала 1 и кольцо 25 с отверстиями 26 и 27 являются сепараторами, фиксирующими двухслойные полые ролики 28 в винтовых пазах 20 центральных колес 13 и 15. Диаметр отверстий 23, 24, 26 и 27 превосходит внешний диаметр роликов 28, позволяя последним самоустанавливаться в зацепление. В сепараторах внутри отверстий 23, 24, 26 и 27 установлены сферические подпятники 29 (фиг.5). Торцы двухслойных полых роликов 28 имеют ответные подпятникам сферические пяты 30 с буртами 31, размещенными в кольцевых каналах 32 внешнего слоя 33 роликов 28, а каждый из последних собран

в предварительно напряженный силовой блок со сжатым пятами 30 внутренним слоем 34 и растянутым внешним слоем 33. Радиусы сферических поверхностей 35 на пятах 30 меньше радиусов сферических поверхностей 36 подпятников 29. В отверстиях 23, 24, 26 и 27 сепараторов выполнены кольцевые канавки, в которых установлены упругие кольца 37 из упругого износостойкого материала, например полиуретана, удерживающие ролики ненагруженного редуктора в заданном положении. Уравновешивание эксцентрично установленных масс в конструкции редуктора осуществляется с помощью балансиров (не показаны), установленных в плоскостях 38 и 39.

На фиг.3 и 6 приняты в следующие обозначения:  $d$  – внешний диаметр упругих роликов – основной параметр зацепления;  $d_{c1}$  – диаметр вершин зубьев сателлита;  $d_{c2}$  – диаметр вершин зубьев солнечного колеса;  $d_{01}$  – диаметр центров образующих зубьев сателлита;  $d_{02}$  – диаметр центров образующих солнечного колеса;  $R_1$  – радиус образующей окружности зубьев сателлита;  $R_2$  – радиус образующей окружности солнечного колеса;  $r_1$  – радиус скругления головок зубьев сателлита;  $r_2$  – радиус скругления головок зубьев солнечного колеса;  $\varepsilon$  – эксцентриситет редуктора;  $z_1, z_2, z_3, z_4$  – числа зубьев 18, 19, 16 и 17 на венцах сателлита и центральных колес;  $\beta$  – угол наклона зубьев.

Основные соотношения размеров элементов зацепления редуктора следующие.

Диаметры центров образующих сателлита и солнечного колеса:

$$d_{01} = k_1 dz_1 / \cos \beta;$$

$$d_{02} = k_1 dz_2 / \cos \beta,$$

где  $k_1 = 0.4 - 0.5$  – коэффициент, определяющий толщину зубьев у вершины.

Эксцентриситет редуктора

$$\varepsilon = k_2 d / \cos \beta,$$

где  $k_2 = 0.23 - 0.25$  – коэффициент, учитывающий величину эксцентриситета редуктора.

Диаметр вершин зубьев сателлита и солнечного колеса:

$$d_{e1} = d_{01} - \Delta_1 d;$$

$$d_{e2} = d_{02} - \Delta_2 d.$$

где  $\Delta_1 = 0.04 - 0.18$ ,  $\Delta_2 = 0.0 - 0.10$  – коэффициенты определяющие высоту зубьев сателлита и солнечного колеса:

$$R_1 = \frac{d}{2} (1 + \varphi_1);$$

$$R_2 = \frac{d}{2} (1 + \varphi_2);$$

где  $\varphi_1 = 0,02 - 0,10$ ,  $\varphi_2 = 0,01 - 0,10$  — коэффициенты, определяющие степень прилегания роликов к поверхности зубьев.

Радиусы скругления головок зубьев сателлитов и солнечного колеса  $r_1 = r_2 = (0,025 - 0,06)d$ .

Минимальный радиальный зазор между вершинами зубьев

$$\delta_{\min} = \frac{d_{e2} - d_{e1}}{2} - \varepsilon.$$

Максимальный суммарный радиальный зазор в ненагруженном зацеплении

$$\delta_{\max} = \frac{d_{o2} - d_{o1}}{2} + R_1 + R_2 - r - d.$$

Максимальное значение углов наклона  $\beta$  не следует увеличивать более  $20^\circ - 25^\circ$ . При более высоких значениях угла  $\beta$  не наблюдается значительного повышения плавности работы зацепления. У колес с малым числом зубьев высокая плавность работы наступает при  $\beta = 25^\circ$ , а у колес с большим числом зубьев — уже при  $\beta = 20^\circ$ . С увеличением значения угла  $\beta$  необходимо повышение коэффициентов  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ . Увеличение радиального зазора  $\delta_{\max}$  повышает кинематическую подвижность роликов, но при этом поле зацепления смещается к вершинам зубьев и кромочному контакту. Снижение радиального зазора  $\delta_{\min}$  приводит к смещению поля зацепления в сторону ножки зуба, и в предельном случае ролик теряет кинематическую подвижность, интерферирует с ножкой зубьев. Оптимизация параметров зацепления позволяет достигать максимальной несущей способности зацепления.

Редуктор работает следующим образом.

Вращающийся с угловой скоростью  $\omega_1$  быстроходный вал 3 эксцентричной шейкой 6 сообщает планетарное движение сателлиту 8. Зубья 19 сателлита зацепляются с роликами 28, установленными на неподвижном центральном колесе 13, обеспечивая качение сателлита 8 по центральному колесу 13. Зубчатым венцом 9 сателлит 8 воздействует на ролики 28, установленные на центральном колесе 15, приводя последнее во вращение.

При минимальных разностях зубьев  $z_3 - z_1 = z_4 - z_3 = 1$  передаточное отношение редуктора имеет максимальное значение  $U = z_2 \cdot z_3$ .

Исключение эвольвентных зубьев, внутреннее зацепление с малой разностью которых не эффективно из-за неблагоприятных условий зацепления, позволяет обес-

печить разность зубьев во внутреннем зацеплении, равную единице, что дает возможность уменьшить величину эксцентриситета редуктора, снизив динамические нагрузки на подшипник 7 сателлита 8.

Исполнение зубьев колес наклонными за счет увеличения коэффициента перекрытия и замены центрального удара при входе в зацепление прямозубых колес на менее жесткий внецентренный позволяет повысить плавность работы передачи. Кинематическая подвижность роликов 28 в пределах зацепления, т.е. возможность перемещения в пределах угла поворота касательной к винтовой контактной линии по длине зуба центрального колеса, достигаемая за счет конструктивных мер (фиг.5), позволяет роликам самоустанавливаться в процессе обкатывания по зубьям, что снижает износ, повышает плавность нагружения зубьев в процессе входа-выхода роликов из зацепления и увеличивает коэффициент перекрытия.

Выполнение роликов 28 полыми повышает податливость последних, способствуя некоторой компенсации погрешностей редуктора, выравнивает распределение нагрузки между зубьями и по длине контактных линий. Сборка каждого ролика 28 в предварительно напряженный силовой блок повышает их устойчивость к изгибу от радиальной и осевой составляющих сил в зацеплении. Наклон в одну сторону зубьев сателлита 8 и центральных колес 13 и 15 компенсирует осевые силы в зацеплении, разгружая от последних подшипники 7,5 (4) и 2.

Конструктивные особенности редуктора повышают ресурс и снижают динамические нагрузки.

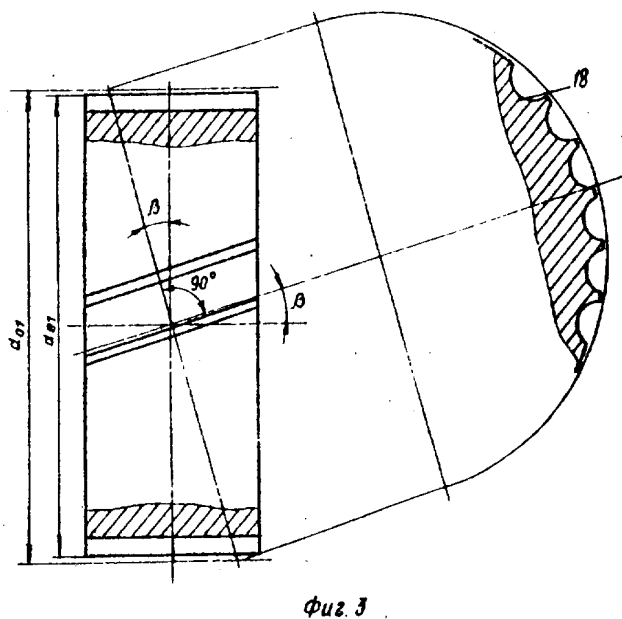
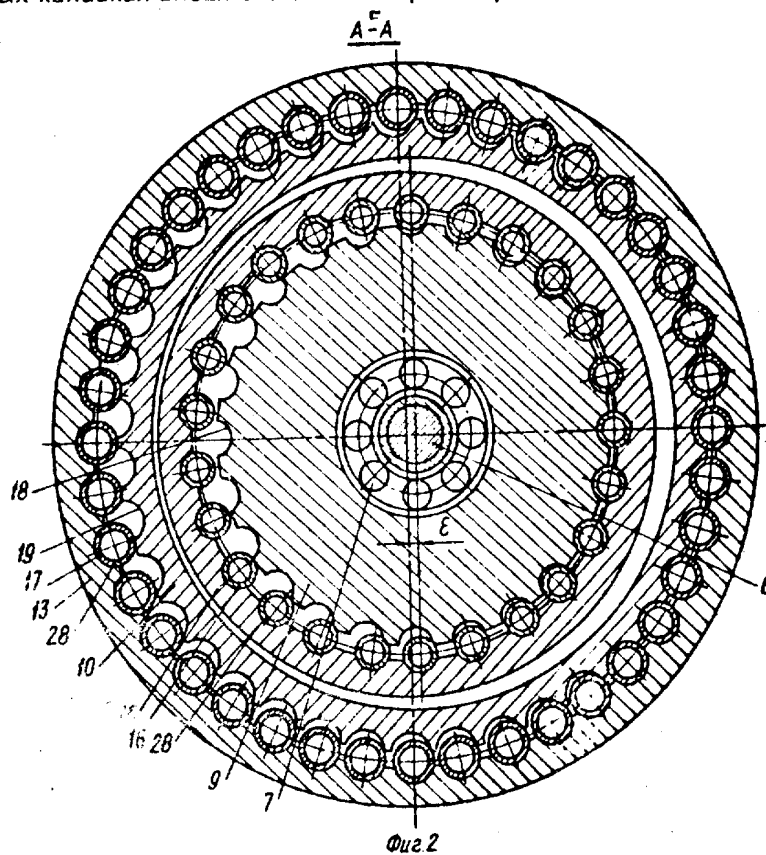
Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

1. Планетарный редуктор, содержащий тихоходный и быстроходный валы, эксцентрично установленный на последнем двухвенцовый сателлит, два центральных колеса с зубчатыми венцами, одно из которых заторможено, а другое соединено с тихоходным валом, зубчатые венцы последних и сателлитов размещены в одной поперечной плоскости, о т л и ч а ю щ и й с я тем, что, с целью увеличения ресурса и снижения динамических нагрузок, зубья венцов центральных колес и сателлита образованы винтовыми пазами круглого сечения с наклоном в одну сторону, а редуктор снабжен двухслойными полыми роликами и сепараторами, фиксирующими последние в винтовых пазах центральных колес.

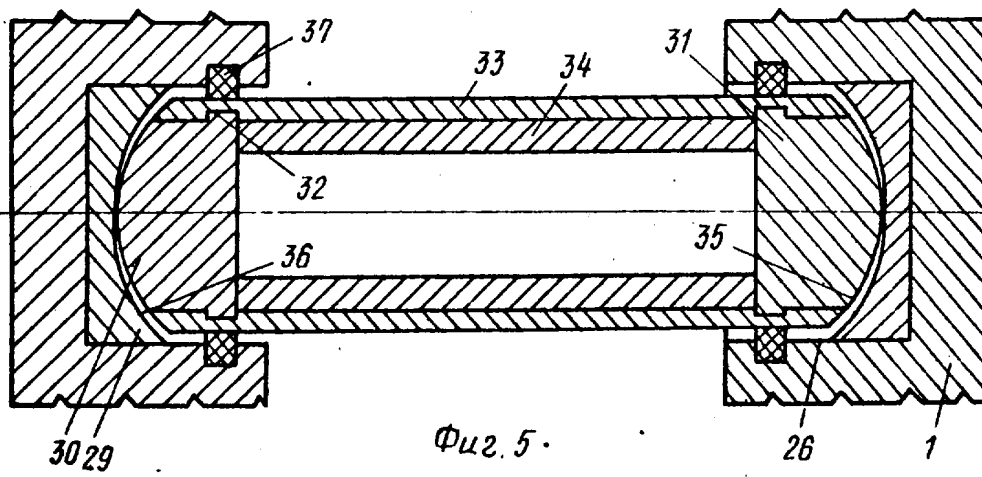
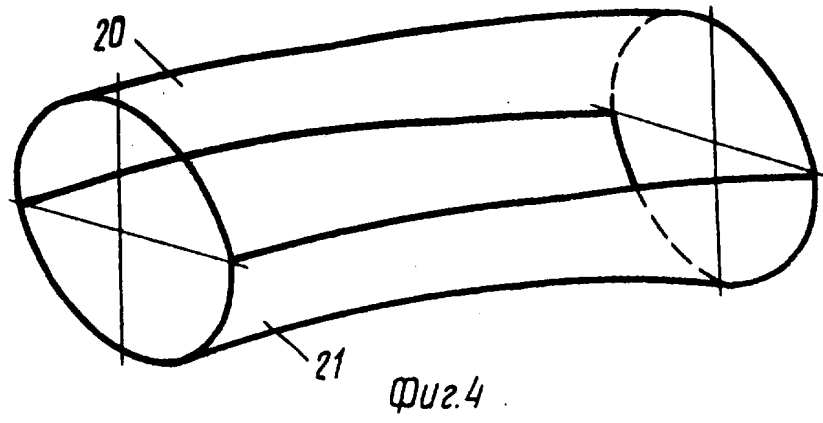
2. Редуктор по п.1, о т л и ч а ю щ и й с я тем, что в сепараторах установлены сфери-

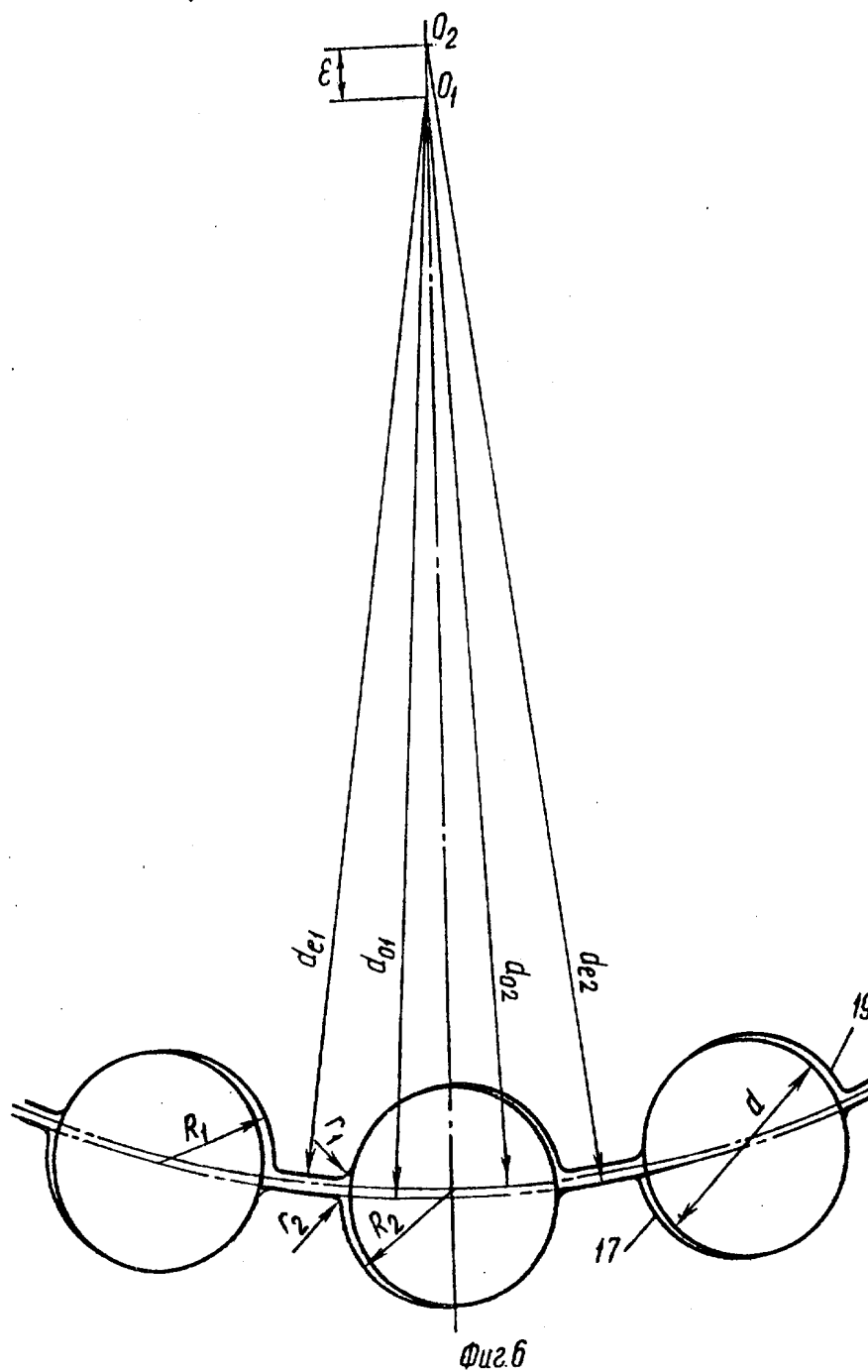
ческие подпятники, торцы двухслойных полых роликов имеют ответные подпятникам сферические пяты с буртиками, размещенными в кольцевых канавках внешнего слоя

роликов, а каждый из последних собран в предварительно напряженный силовой блок со сжатым пятами внутренним слоем и растянутым внешним.



1634876





Редактор А.Огар

Составитель М.Волков  
Техред М.Моргентал

Корректор М.Максимишинец

Заказ 741

Тираж 388

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР  
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул. Гагарина, 101