



(51) МПК  
*F16H 55/00* (2006.01)  
*F16H 1/00* (2006.01)  
*F16H 27/04* (2006.01)  
*F16H 3/00* (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2016116977, 29.04.2016

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
 29.04.2016

Дата регистрации:  
 05.04.2017

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 29.04.2016

(45) Опубликовано: 05.04.2017 Бюл. № 10

Адрес для переписки:

105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, 5, стр. 1,  
 МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦЗИС, для Костикова  
 Ю.В., каф. РК-2

(72) Автор(ы):

Костиков Юрий Васильевич (RU),  
 Тимофеев Геннадий Алексеевич (RU),  
 Цибровский Алексей Николаевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

федеральное государственное бюджетное  
 образовательное учреждение высшего  
 профессионального образования  
 "Московский государственный технический  
 университет имени Н.Э. Баумана" (МГТУ  
 им. Н.Э. Баумана) (RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете  
 о поиске: SU 1442772 A1, 07.12.1988. US  
 20040259674 A1, 23.12.2004. SU 1260598 A1,  
 30.09.1986. US 3161081 A1, 15.12.1964. US  
 4491033 A1, 01.01.1985.

(54) ЖЕСТКОЕ КОЛЕСО ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ДИСКРЕТНОГО ДВИЖЕНИЯ

(57) Реферат:

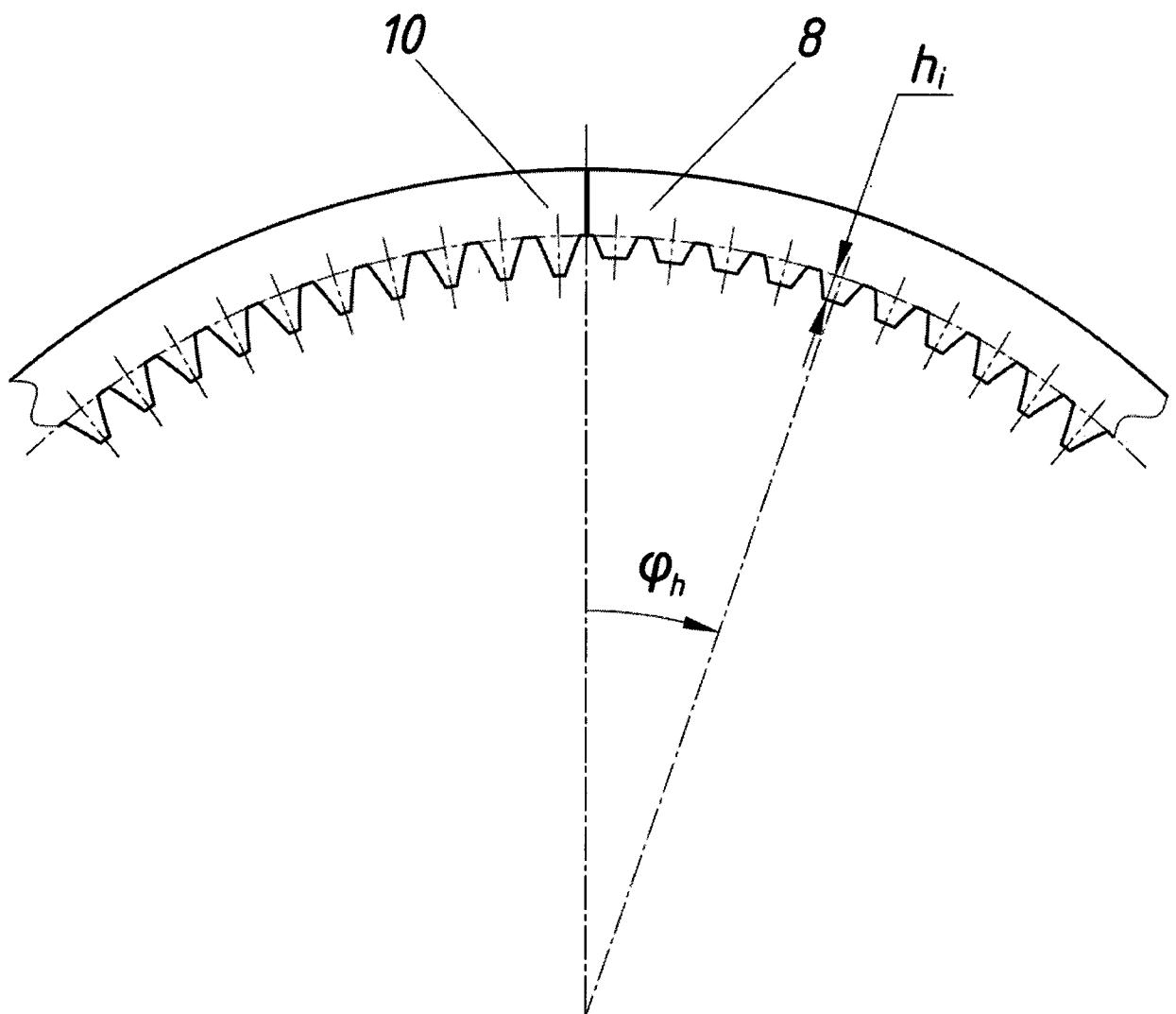
Изобретение относится к области машиностроения, а более конкретно к зубчатым передачам. Жесткое колесо волновой передачи дискретного движения состоит из двух пар зубчатых секторов. В зонах контакта секторов жесткого колеса зубья секторов волновой муфты выполнены переменной высоты  $h_i$ . Однаковые зубчатые секторы расположены диаметрально противоположно, причем одна

пара секторов при зацеплении с гибким колесом образует волновую зубчатую передачу, а другая - волновую зубчатую муфту. При этом в зонах сопряжения секторов зубья секторов волновой муфты имеют переменную высоту. Переменные значения высоты  $h_i$  зубьев могут быть определены математическими формулами и зависимостями. Достигается повышение долговечности передачи. 1 з.п. ф-лы, 4 ил.

C1  
8 5 7 5 1 2 6 1 5 2 6 1 5 5 7 8 C1

R U 2 6 1 5 5 7 8 C 1

R U 2 6 1 5 5 7 8 C 1



Фиг. 4

R U 2 6 1 5 5 7 8 C 1



(51) Int. Cl.  
*F16H 55/00* (2006.01)  
*F16H 1/00* (2006.01)  
*F16H 27/04* (2006.01)  
*F16H 3/00* (2006.01)

FEDERAL SERVICE  
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

**(12) ABSTRACT OF INVENTION**

(21)(22) Application: 2016116977, 29.04.2016

(24) Effective date for property rights:  
29.04.2016

Registration date:  
05.04.2017

Priority:

(22) Date of filing: 29.04.2016

(45) Date of publication: 05.04.2017 Bull. № 10

Mail address:  
105005, Moskva, ul. 2-ya Baumanskaya, 5, str. 1,  
MGTU im. N.E. Baumana, TSZIS, dlya Kostikova  
YU.V., kaf. RK-2

(72) Inventor(s):

Kostikov Yurij Vasilevich (RU),  
Timofeev Gennadij Alekseevich (RU),  
Tsibrovskij Aleksej Nikolaevich (RU)

(73) Proprietor(s):

federalnoe gosudarstvennoe byudzhetnoe  
obrazovatelnoe uchrezhdenie vysshego  
professionalnogo obrazovaniya "Moskovskij  
gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet imeni  
N.E. Baumana" (MGTU im. N.E. Baumana)  
(RU)

**(54) RIGID GEAR FOR WAVE TRANSMISSION OF DISCRETE MOTION**

(57) Abstract:

FIELD: machine engineering.

SUBSTANCE: rigid gear for wave transmission of discrete motion consists of two pairs of toothed sectors. In the contact areas of the rigid tooth gear, the teeth of the wave coupling sector are made by height variable  $h_i$ . Identical tooth sectors are located diametrically opposite, one sector pair in mesh with a flexible gear

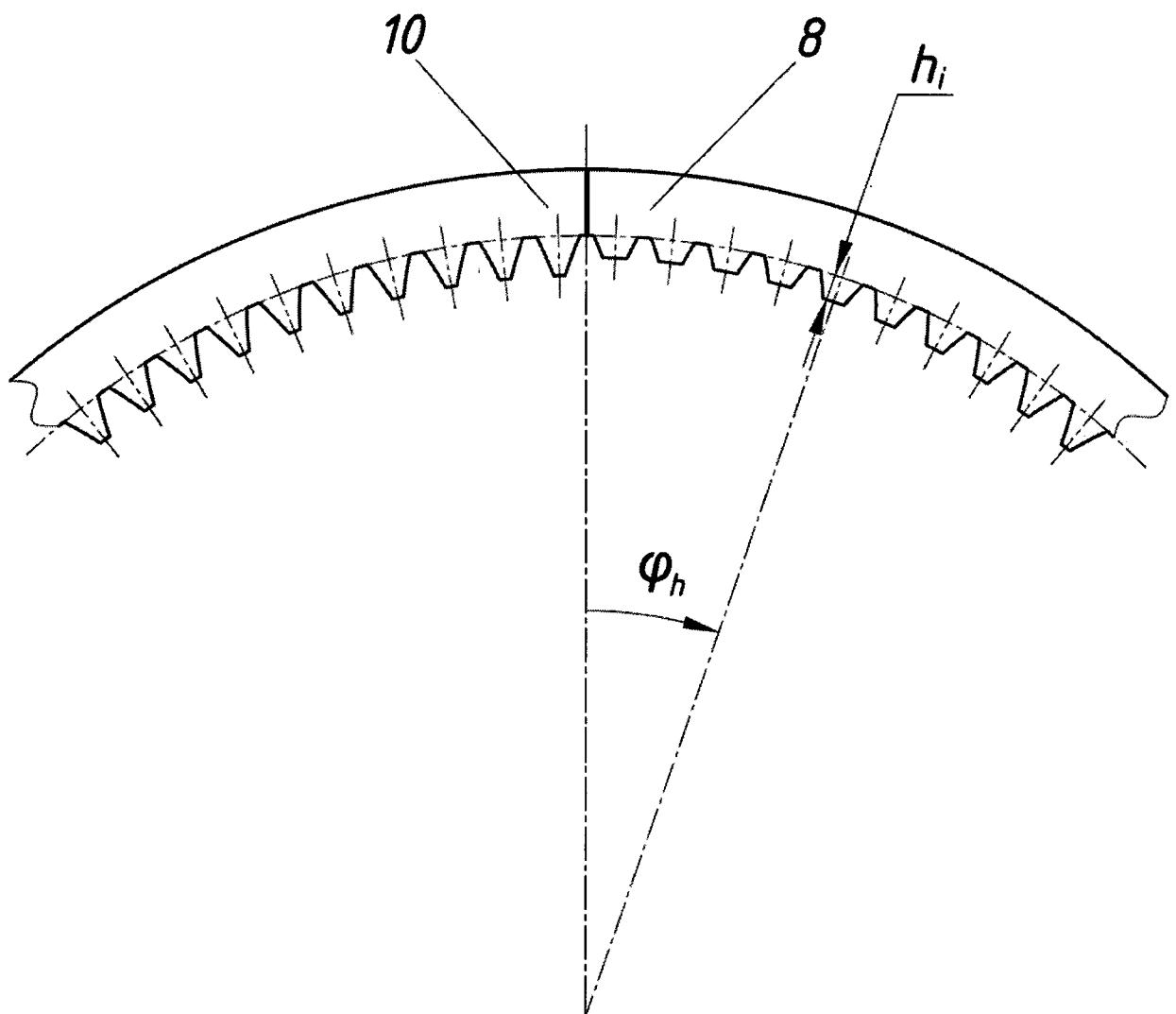
forms the wave gear transmission, and the other - the wave gear coupling. In the interface zones, the sector teeth of the wave coupling have a variable height. Variable teeth height values  $h_i$  can be determined by mathematical formulas and dependencies.

EFFECT: increased transmission durability.  
2 cl, 4 dwg

RU 2615578 C1

RU 2615578 C1

R U 2 6 1 5 5 7 8 C 1



Фиг. 4

R U 2 6 1 5 5 7 8 C 1

## ОБЛАСТЬ ТЕХНИКИ

Изобретение относится к машиностроению и приборостроению и может быть использовано в механических устройствах, реализующих дискретное движение выходного звена при непрерывном движении входного.

### 5 УРОВЕНЬ ТЕХНИКИ

Известны волновые передачи с роликовыми, дисковыми и кулачковыми генераторами волн внутреннего и кольцевыми генераторами волн внешнего деформирования [1].

Наиболее близким техническим решением является шаговая волновая передача [2], которая содержит гибкое колесо, генератор волн и жесткое колесо, состоящее из четырех 10 зубчатых секторов, с которыми гибкое колесо последовательно образует двухволновую зубчатую передачу или волновую зубчатую муфту. При непрерывном вращении генератора волн, обеспечивающем в зоне одной пары зубчатых секторов жесткого колеса волновое зацепление, реализуется вращательное движение выходного звена, при зацеплении гибкого колеса со второй парой зубчатых секторов жесткого колеса, 15 образующих с гибким колесом волновую зубчатую муфту, реализуется режим "выстоя" - выходное звено остается неподвижным. Таким образом, при непрерывном вращении входного звена реализуется дискретный режим вращения выходного звена.

Недостатками данного конструктивного решения являются высокие динамические нагрузки и интенсивный износ зубьев при переходе зоны зацепления зубьев гибкого 20 колеса с зубьями жесткого колеса с одной пары секторов на другую, возникающие за счет разности угловых шагов зубьев секторов жесткого колеса. В этом случае мгновенное нагружение зубьев гибкого колеса снижает несущую способность и ресурс гибкого колеса и самой передачи.

### РАСКРЫТИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

25 Задачей настоящего изобретения является существенное снижение динамических нагрузок в зонах пересопряжения зубьев гибкого колеса на границах секторов жесткого колеса, снижение износа и повышение долговечности передачи.

Технический результат достигается тем, что в зонах контакта секторов жесткого зубчатого колеса зубья секторов волновой муфты выполнены переменной высоты  $h_i$ , 30 которая определяется из условия отсутствия заклинивания зубьев гибкого и жесткого колес от упора вершин зубьев колес при входе в зацепление, что обеспечивает безударное сопряжение зубьев гибкого колеса при переходе волны деформации (зоны зацепления) с одного сектора жесткого колеса на другой.

Таким образом, волновая передача прерывистого действия содержит гибкое колесо, 35 генератор волн и жесткое колесо, состоящее из четырех зубчатых секторов. Однаковые зубчатые секторы расположены диаметрально противоположно, причем одна пара секторов при зацеплении с гибким колесом образует волновую зубчатую передачу, а другая - волновую зубчатую муфту. При этом в зонах сопряжения секторов зубья секторов волновой муфты имеют переменную высоту. Высота зубьев определяется из 40 условия отсутствия заклинивания зубьев гибкого и жесткого колес от упора вершин зубьев колес при входе в зацепление в зависимости от угла поворота  $\Phi_h$  генератора волн.

Переменные значения высоты  $h_i$  зубьев определены следующими математическими 45 формулами и зависимостями:

$$\begin{cases} h_i = r_{fix} - r_{ari} \\ r_{ari} = r_{cr} + w(\varphi_h) + h_s \end{cases}$$

где  $r_{fix}$  - окружность впадин жесткого колеса;  $r_{ari}$  - окружность вершин деформированного гибкого колеса;  $r_{cr}$  - радиус срединной линии недеформированного гибкого колеса;  $w(\varphi_h) = \frac{w_0}{A-B}(A\cos(\varphi_h) - B)$  - радиальное перемещение точек срединной линии гибкого колеса;  $w_0$  - радиальная деформация гибкого колеса на большой оси деформации;  $A = \frac{\pi}{2} - \sin(\beta)\cos(\beta) - \beta$ ,  $B = -2\sin(\beta) + \frac{4\beta}{\pi}\sin(\beta) + \frac{4}{\pi}\cos(\beta)$  - расчетные коэффициенты [4];  $\beta$  - половина угла облегания гибкого колеса генератором волн;  $h_s$  - кратчайшее расстояние от срединной линии до вершины зуба гибкого колеса;  $\varphi_h$  - угол поворота генератора волн.

#### ПЕРЕЧЕНЬ ФИГУР

- На фиг. 1 показан осевой разрез волновой передачи дискретного движения.  
 На фиг. 2 показан поперечный разрез волновой передачи дискретного движения.  
 На фиг. 3 показана расчетная схема для определения высоты зубьев.  
 На фиг. 4 показана конструкция соседних зубчатых секторов жесткого колеса.

#### ОСУЩЕСТВЛЕНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

На фиг. 1 показан осевой разрез волновой передачи дискретного движения. В корпусе 1 и крышке 2 установлено гибкое колесо 3 на подшипниках 7, выполненное в виде стакана и являющееся выходным звеном передачи; внутри колеса 3 расположен дисковый генератор волн, состоящий из дисков 4, закрепленных на эксцентриковом валу 5; жесткое колесо 6 закреплено в корпусе 1. Диски 4 генератора волн придают гибкому колесу 3 форму двухвершинного овала (фиг. 2). Жесткое колесо 6 выполнено составным из четырех зубчатых секторов 8, 9, 10 и 11. Пара секторов 8 и 9, расположенных диаметрально противоположно, выполнена одинаковыми и имеет зубчатые венцы с угловыми шагами зубьев, равными угловому шагу зубьев гибкого колеса 3. Другая пара секторов 10 и 11, также расположенных диаметрально противоположно, выполнена одинаковыми и имеет зубчатые венцы с угловыми шагами зубьев, отличными от углового шага зубьев гибкого колеса 3. Зубчатые секторы 8 и 9 жесткого колеса 6 в зонах сопряжения имеют зубья переменной высоты (фиг. 4).

Передача работает следующим образом. При вращении генератора волн гибкое колесо 3 в зацеплении с секторами 10 и 11 образует двухволновую передачу (выходное звено осуществляет движение), а в зацеплении с секторами 8 и 9 - волновую муфту (выходное звено неподвижно). Таким образом, выходное звено 3 осуществляет прерывистое движение. При прохождении генератором волн зоны сопряжения секторов за счет переменной высоты зубьев секторов муфты обеспечивается безударный переход волны деформации гибкого колеса 3 и тем самым обеспечивается безударное чередование режимов движения и "выстоя" выходного звена. Методика расчета высоты  $h_i$  зубьев (фиг. 3) базируется на основных положениях классической теории эвольвентного зацепления, используя условие отсутствия заклинивания зубьев гибкого и жесткого колес от упора вершин зубьев колес при входе в зацепление в зависимости

от угла поворота  $\phi_h$  генератора волн [3].

В качестве примера в таблице 1 приведены значения высоты зубьев сектора волновой муфты жесткого колеса со следующими геометрическими параметрами волновой передачи дискретного движения: число зубьев сектора волновой муфты  $z_m=21$ , число зубьев сектора волновой передачи  $z_{ж}=22$ , число зубьев гибкого колеса  $z_r=86$ , модуль зацепления  $m=0,4$  мм, половина угла облегания гибкого колеса генератором волн  $\beta=30^\circ$ .

10

15

20

25

30

35

40

45

Таблица 1

Порядковый номер зуба сектора волновой муфты	Высота зуба ( $h_i$ ), мм
1	0,5
2	0,51
3	0,53
4	0,55
5	0,58
6	0,62
7	0,68
8	0,77
9	0,87
10	0,9
11	0,9
12	0,9
13	0,87
14	0,77
15	0,68
16	0,62
17	0,58
18	0,55
19	0,53
20	0,51
21	0,5

## Источники информации

1. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Новое в проектировании волновых зубчатых передач // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. №12. С. 42-49.
2. Шаговая волновая передача. А.с. СССР №1260598, кл. F16H 1/00, 27/04, опубл.

30.09.86 // БИ 1986. №36.

3. Тимофеев Г.А., Подчасов Е.О. Исследование заклинивания в зацеплениях несиловых волновых передач // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. №4. С. 16-21.

5 4. Шувалов С.А., Волков А.Д. Деформация гибкого зубчатого колеса волновой передачи двумя дисками // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1971. №10. С. 44-49.

(57) Формула изобретения

10 1. Жесткое колесо волновой передачи дискретного движения, состоящее из двух пар зубчатых секторов, одинаковых и диаметрально противоположно расположенных, причем одна пара зубчатых секторов образует с гибким колесом волновую передачу, а другая пара секторов - волновую зубчатую муфту, отличающееся тем, что в локальных областях относительно граничных линий между секторами жесткого колеса зубья 15 секторов волновой муфты имеют переменную высоту  $h_i$ , определяемую из условия отсутствия заклинивания зубьев гибкого и жесткого колес от упора вершин зубьев колес при входе в зацепление в зависимости от угла поворота  $\phi_h$  генератора волн.

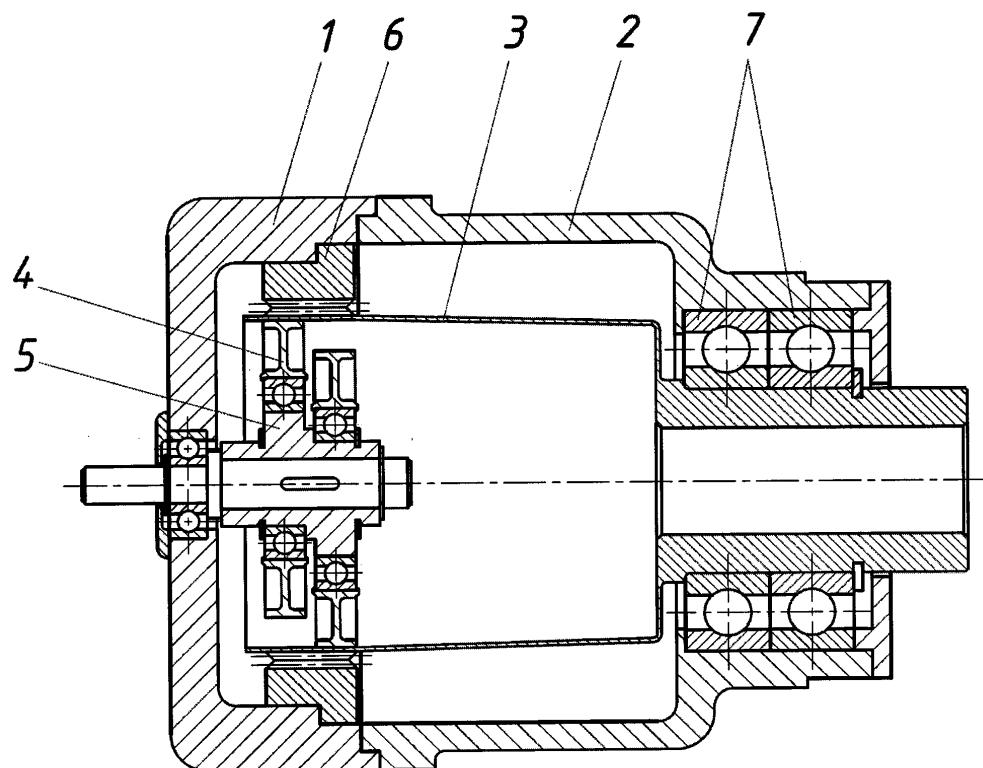
20 2. Жесткое колесо волновой передачи дискретного движения по п. 1, отличающееся тем, что переменные значения высоты  $h_i$  зубьев определены следующими математическими формулами и зависимостями:

$$\begin{cases} h_i = r_{fix} - r_{ari} \\ r_{ari} = r_{cr} + w(\varphi_h) + h_s \end{cases}$$

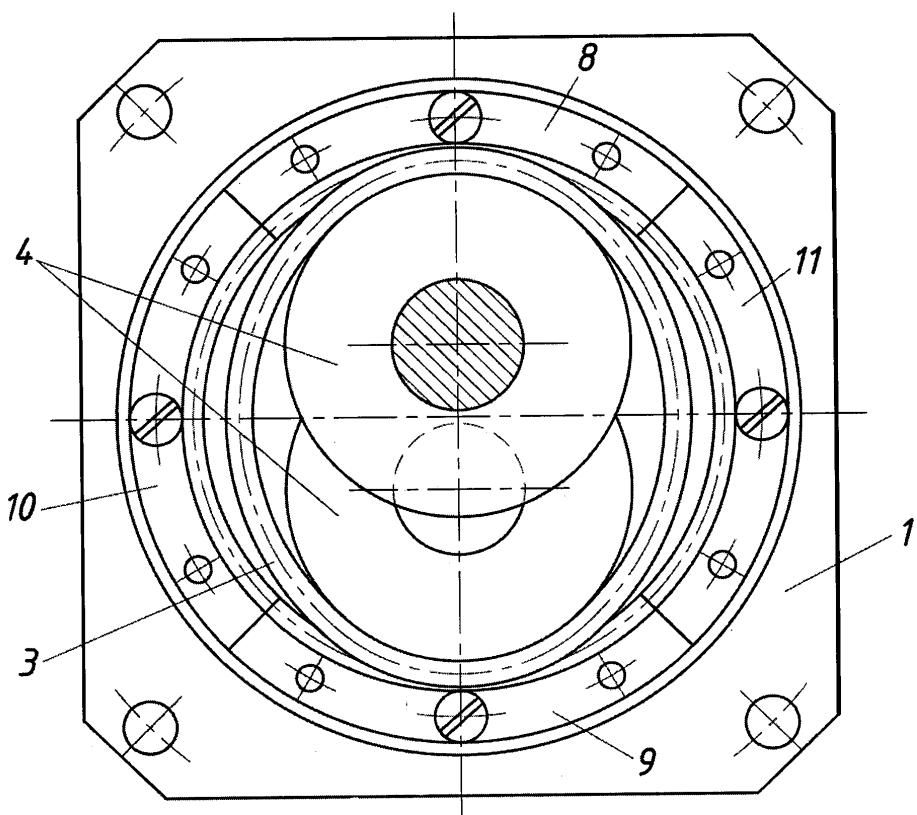
25 где  $r_{fix}$  - окружность впадин жесткого колеса;  $r_{ari}$  - окружность вершин деформированного гибкого колеса;  $r_{cr}$  - радиус срединной линии недеформированного гибкого колеса;  $w(\varphi_h) = \frac{w_0}{A - B} (A \cos(\varphi_h) - B)$  - радиальное перемещение точек срединной линии гибкого колеса;  $w_0$  - радиальная деформация гибкого колеса на большой оси 30 деформации;  $A = \frac{\pi}{2} - \sin(\beta) \cos(\beta) - \beta$ ,  $B = -2 \sin(\beta) + \frac{4\beta}{\pi} \sin(\beta) + \frac{4}{\pi} \cos(\beta)$  - расчетные коэффициенты;  $\beta$  - половина угла облегания гибкого колеса генератором волн;  $h_s$  - кратчайшее расстояние от срединной линии до вершины зуба гибкого колеса;  $\phi_h$  - угол 35 поворота генератора волн.

40

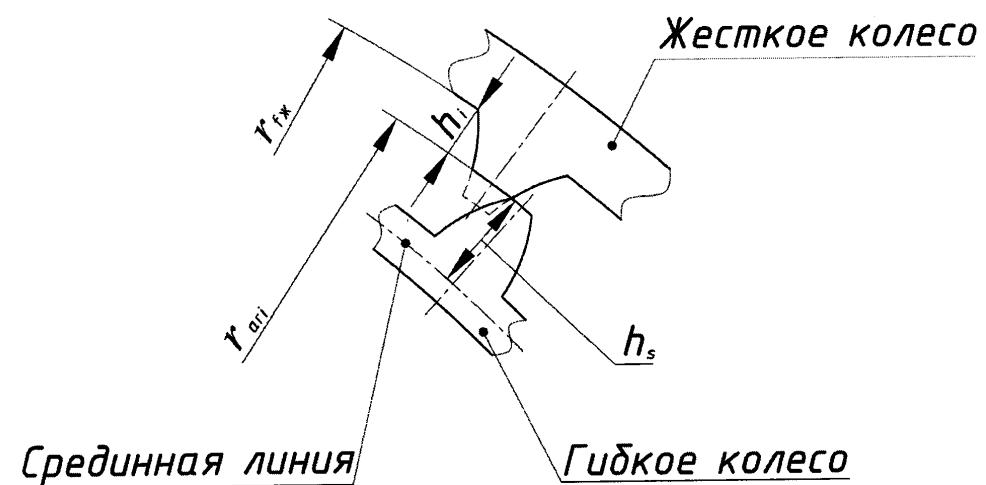
45



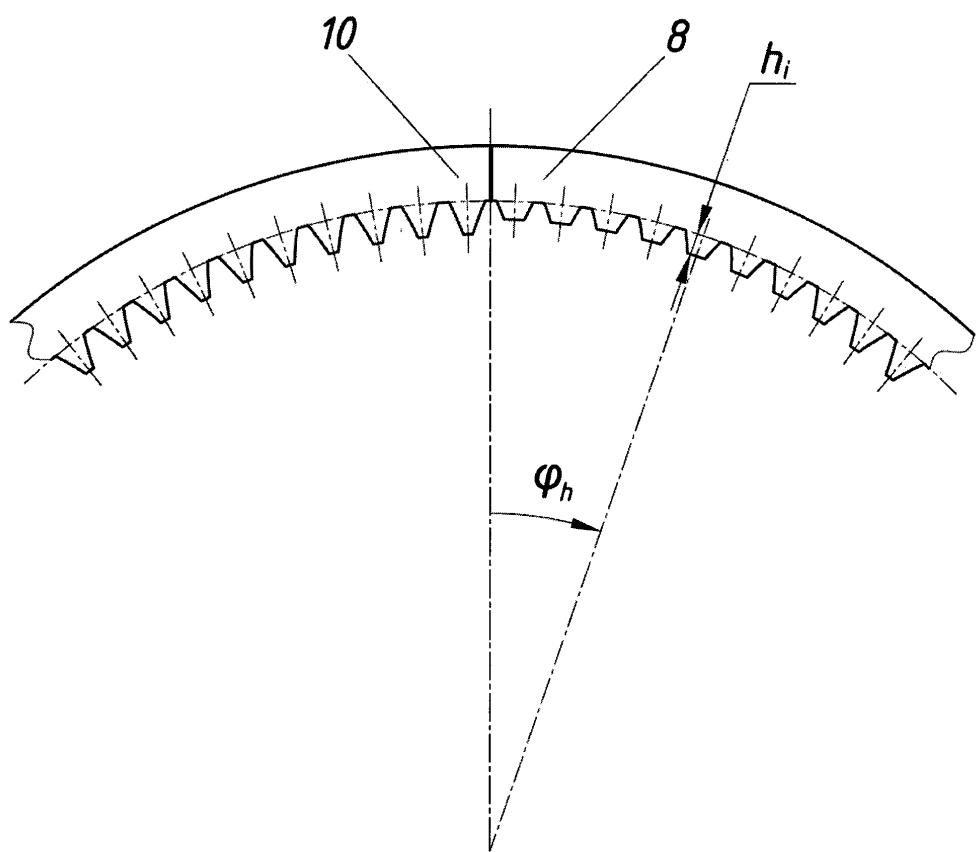
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4