

## ИННОВАЦИОННАЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНАЯ ПРОГРАММА



**Проект 1:** инновационная среда университета в регионе и эффективное управление

**Цель:** развитие инноваций и инновационных образовательных программ на основе интеграции образования, науки и бизнеса для организации подготовки и переподготовки кадров по широкому спектру специальностей и направлений.

---

Федеральное агентство по образованию  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
Владимирский государственный университет

**В. В. КОЗЫРЕВ**

# ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ В СОСТАВЕ РОБОТОВ И МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

*УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ*

Владимир 2008

УДК 621.865.8 (075.8)

ББК 39.9 я 73

К59

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор  
Владимирского государственного университета  
*И.Н. Егоров*

Доктор технических наук, профессор,  
зав. кафедрой теории и конструирования машин  
Ковровской государственной технологической академии им. В.А. Дегтярёва  
*В.М. Третьяков*

Печатается по решению редакционного совета  
Владимирского государственного университета

**Козырев, В. В.**

К 59 Планетарные редукторы в составе роботов и мехатронных систем : учеб. пособие / В.В. Козырев ; Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. – 48 с. – ISBN 978-5-89368-870-2.

Содержит описание конструкций, методики проектирования и тенденций развития планетарных редукторов в составе роботов и мехатронных систем.

Предназначено для студентов, изучающих курсы «Основы конструирования и детали машин», «Прикладная механика» и подобные курсы по специальностям 220401 «Мехатроника», 151001 «Технология машиностроения», 150104 «Литейное производство черных и цветных металлов», 220301 «Автоматизация технологических процессов и производств», 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство». Может быть полезно инженерам-конструкторам, разрабатывающим приводы на базе планетарных редукторов.

Табл. 7. Ил. 39. Библиогр.: 10 назв.

УДК 621.865.8. (075.8)

ББК 39.9 я 73

ISBN 978-5-89368-870-2

© Владимирский государственный университет, 2008

## ВВЕДЕНИЕ

В решении проблем механизации, автоматизации и компьютеризации производства, а следовательно, в решении проблем повышения производительности труда и качества продукции особое место занимает производство приводов различных типов и назначения. Удельный вес наукоемких компонентов приводов (двигателей и механических передач различных типов, микропроцессорных систем управления, защиты, контроля и диагностирования, силовых полупроводниковых преобразователей, датчиков, смазочных систем и др.) в структуре выпускаемых машин и оборудования составляет 65 – 75 % [1]. Они обеспечивают практически все функции машин и оборудования, их надежность и безопасность.

Лидирующее положение по различным областям применения и количеству занимают электрические приводы. Комплектный электромеханический привод состоит из трех основных частей: электродвигателя, механической передачи и системы управления с силовым преобразователем.

Электромоторные заводы у нас в стране и за рубежом предлагают богатый выбор унифицированных электродвигателей различных типов и размеров. Новая современная микропроцессорная техника для систем управления и силовые полупроводниковые преобразователи благодаря современным технологическим процессам отличаются высоким качеством, малыми габаритами и относительно низкой стоимостью.

Механические передачи в существенной мере определяют точностные, энергетические, весогабаритные и стоимостные показатели привода. Компоновка привода в основном обусловлена компоновкой механической передачи. Можно ожидать, что в перспективе прогресс качественного уровня комплектных приводов в значительной мере будет связан с совершенствованием механических передач. Особое место среди механических передач занимают планетарные передачи. Планетарные передачи отличаются широкими кинематическими возможностями и существенно меньшими габаритами и массой по сравнению с обыкновенными зубчатыми передачами. Поэтому планетарные передачи нашли широкое применение в транспортных машинах, роботах и механотронных системах.

Учебное пособие является дополнением к известным учебникам и монографиям по планетарным зубчатым редукторам и предназначено для ознакомления студентов с тенденциями развития планетарных редукторов для роботов. В разд. 1 – 3 пособия приведены основные понятия об известных особенностях конструкций и методиках расчета планетарных редукторов на примере редукторов типа  $2k-h$ ,  $3k$  и волновых редукторов. В разд. 4 – 7 на основе зарубежных источников приведены сведения по относительно новым, применяемым в роботах, планетарным редукторам. В разд. 8 и 9 описаны конструкции планетарных передач, разработанных во ВлГУ.

В соответствии с растущими требованиями к качеству исполнительных механизмов в составе приводов на смену уже освоенным конструкциям планетарных редукторов пришли новые альтернативные. В частности, для электромеханических приводов роботов сначала широкое применение получили волновые редукторы, затем появились планетарные циклоидальные редукторы. Их сменили усовершенствованные планетарные циклоидальные редукторы типа  $RV$ . Наконец появились планетарные цилиндрико-конические редукторы. Переход от одного типа редуктора к другому был связан с повышением показателей качества новых редукторов и отражал технический прогресс в конструктивном исполнении и в технологии изготовления планетарных редукторов как наукоемких компонентов электромеханических приводов и мехатронных систем.

Этот процесс смены типа редукторов для студентов и специалистов может быть весьма поучителен. Определяющими показателями качества являлись не только габариты, масса и КПД редукторов, но и более «тонкие» показатели: момент инерции, мертвый ход, жесткость, кинематическая точность и плавность работы, виброактивность. Именно комплекс всех показателей качества определял конкурентоспособность новых редукторов.

В пособии приведены таблицы параметрических рядов с основными техническими характеристиками планетарных зубчатых передач различных типов. Эти данные могут быть использованы при проектировании роботов и мехатронных систем.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРАХ НА ПРИМЕРЕ ПЕРЕДАЧИ $2k-h$

## 1.1. Особенности конструкции

Планетарными зубчатыми передачами называются передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями [1, 2]. Звенья с неподвижными осями вращения называются основными звеньями, звенья с перемещающимися осями – сателлитами.

Существует множество конструктивных схем планетарных передач. При их обозначениях указываются основные звенья: центральные колеса буквой « $k$ », а водило буквой « $h$ ». Например,  $2k-h$  обозначает конструктивную схему, содержащую солнечное и коронное колеса и водило, а  $3k$  – конструктивную схему, содержащую солнечное колесо, неподвижное и подвижное коронные колеса. Зубчатые колеса-сателлиты в обозначениях не указываются.

Рассмотрим сначала самую простую и широко применяемую передачу  $2k-h$  (рис. 1, *a*, *б*). Если закрепить коронное колесо  $b$ , то движение можно передавать от солнечного колеса  $a$  к водилу  $h$  или от  $h$  к  $a$ . Если закрепить солнечное колесо  $a$ , то движение можно передавать от коронного колеса  $b$  к водилу  $h$  или от  $h$  к  $b$ .

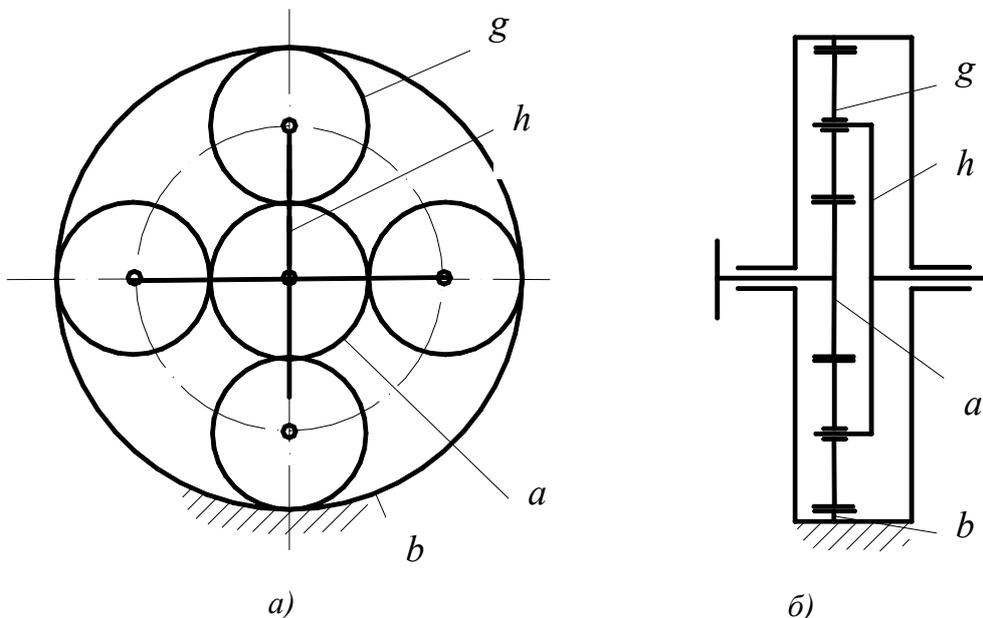


Рис. 1

Если же оставить все звенья свободными, то вместо механизма с одной степенью свободы получаем механизм с двумя степенями свободы, то есть дифференциальный механизм. С помощью дифференциального механизма движения двух звеньев можно складывать или движение одного звена можно раскладывать на движения двух других звеньев. Например, можно приводить в движение солнечное и коронное колесо, а на водиле получать движение, являющееся суммой двух исходных движений.

Обозначение передаточных отношений планетарных передач включает в себя верхние и нижние индексы, например  $u_{ah}^b$ . Верхний индекс обозначает остановленное звено (в данном случае – коронное колесо), а нижние индексы обозначают направление передачи движения (в данном случае – от солнечного колеса к водилу).

Конструкция планетарного редуктора  $2k-h$  представлена на рис. 2 а, б.

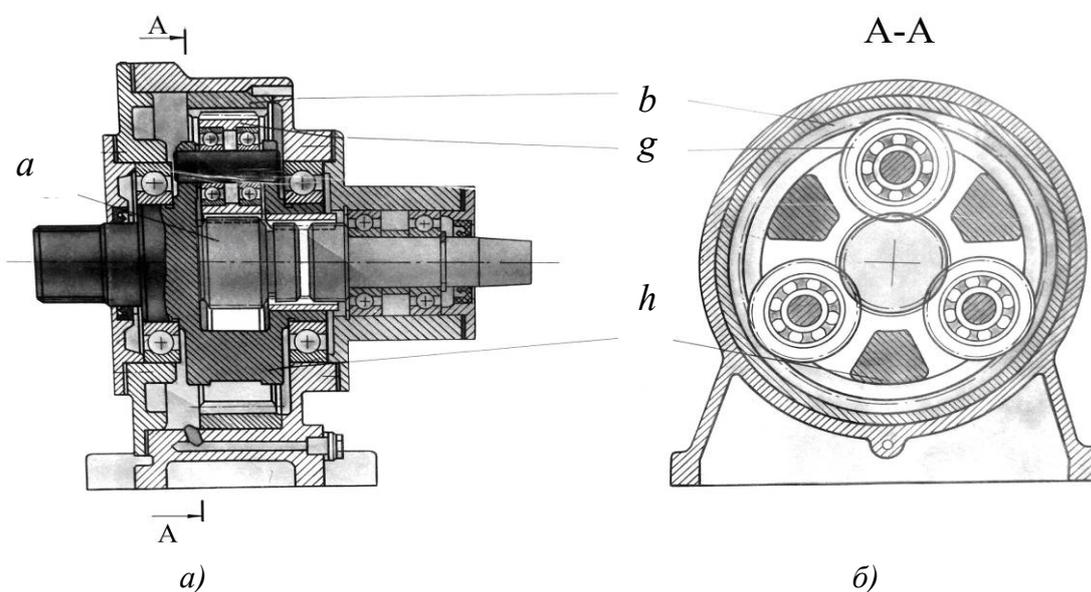


Рис. 2

Входной вал установлен на двух шариковых радиальных подшипниках и соединен зубчатой муфтой, компенсирующей погрешности изготовления и монтажа соединяемых деталей, с плавающим солнечным колесом. Солнечное колесо находится в зацеплении с сателлитами  $g$ . Плавающее положение солнечного колеса улучшает равномерность распределения нагрузки между солнечным колесом и сателлитами. Сателлиты установлены на подшипниках осей, закрепленных в водиле  $h$  и находятся в зацеплении с коронным колесом  $b$ . Водило выполнено заодно с выходным валом и установлено на двух шариковых радиальных подшипниках в корпусе редуктора. Входной и выходной валы выходят из корпуса через сквозные крышки с манжетными уплотнениями.

Достоинства планетарных передач:

1. Широкие кинематические возможности, поскольку планетарная передача может выполнять функции редуктора с постоянным передаточным отношением (например, при закреплённом коронном колесе), коробки скоростей при последовательном закреплении различных основных звеньев, дифференциального механизма для сложения и вычитания движений.

2. Габаритные размеры и масса редукторов на базе планетарных передач могут быть в 2 – 4 раза меньше габаритных размеров и массы обыкновенных зубчатых редукторов. Уменьшение габаритных размеров и массы объясняется следующими особенностями:

а) многопоточностью – мощность передается от входного звена к выходному несколькими параллельными потоками, число которых равно числу сателлитов (например, при четырех сателлитах нагрузка в зубчатом зацеплении каждого сателлита в среднем в четыре раза меньше, чем в зубчатом сопряжении обыкновенной однопоточной передачи, что позволяет уменьшить диаметры солнечного колеса и сателлитов);

б) конструктивная схема планетарной передачи представляет собой симметричную конструкцию и вследствие этой симметричности составляющие нагрузки в зубчатых зацеплениях взаимно уравниваются и практически не передаются на подшипники основных звеньев, поэтому эти подшипники могут выполняться малых типоразмеров;

в) в планетарных передачах без солнечного колеса внутреннее зацепление сателлитов и коронного колеса обеспечивает приведенный радиус

кривизны внутреннего зацепления  $\rho_{\text{пр}} = \frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1}$  больший, чем у анало-

гического внешнего зацепления обыкновенной передачи  $\rho_{\text{пр}} = \frac{R_1 R_2}{R_2 + R_1}$ , где

$R_1, R_2$  – радиусы сопряженных колес, а следовательно, согласно формуле

Герца  $\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2\pi(1 - \nu^2)}}$  передача с внутренним зацеплением имеет

большую несущую способность или меньшие габариты при заданной нагрузке, где  $q, E_{\text{пр}}, \nu$  – удельная нагрузка, приведенный модуль упругости и коэффициент поперечной деформации материала соответственно [1, 2].

Однако преимущество по габаритным размерам и массе планетарных передач проявляется лишь в том случае, когда при работе передачи достаточно равномерно распределены по сателлитам все потоки мощности, а это требует высокой точности изготовления деталей и сборки передачи.

## 1.2. Определение передаточного отношения

Для определения передаточного отношения планетарных передач обычно применяют метод остановки водила. Этот метод заключается в следующем: всему планетарному механизму условно придается переносное вращение с угловой скоростью, равной по величине угловой скорости водила, но противоположно направленной. В результате условного переносного вращения получаем так называемый обращенный механизм. В обращенном механизме угловые скорости всех звеньев равны действительным угловым скоростям за вычетом скорости переносного вращения  $\omega_h$ . В обращенном движении угловые скорости равны для солнечного:  $\omega_a - \omega_h$ ; для коронного колеса:  $\omega_b - \omega_h$ ; для водила:  $\omega_h - \omega_h = 0$ . Поскольку в обращенном движении угловая скорость водила равна нулю, то обращенный механизм представляет собой механизм с неподвижными осями всех звеньев и для него передаточные отношения определяются как для обыкновенной зубчатой передачи через соотношения чисел зубьев сопряженных колес.

Определим в обращенном механизме передаточное отношение между солнечным и коронным колесами. В этом случае сателлиты выполняют роль так называемого паразитного колеса, то есть изменяют только направление вращения ведомого звена. Поэтому отношение обращенных скоростей солнечного и коронного колес

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}. \quad (1)$$

Из последнего выражения определим искомое передаточное отношение передачи  $2k-h$  при неподвижном коронном колесе, то есть  $u_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h}$ .

Поскольку при неподвижном коронном колесе  $\omega_b = 0$ , то  $\frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}$ . После преобразований получаем

$$u_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \quad (2)$$

В частном случае при одинаковых числах зубьев солнечного колеса и сателлита получаем  $\frac{z_b}{z_a} = 3$  и передаточное отношение  $u_{ah}^b = 4$ . За счет

увеличения отношения чисел зубьев сателлита и солнечного колеса при

выполнении условий сборки можно увеличить передаточное отношение передачи  $2k-h$  до 6. Поэтому для получения больших передаточных отношений с использованием передачи  $2k-h$  можно последовательно соединить две или три передачи  $2k-h$ . При соединении двух передач общее передаточное отношение можно получить в пределах от 16 до 36, а при соединении трех передач – в пределах от 64 до 216.

### 1.3. Определение сил, действующих в передаче $2k-h$

Рассмотрим плоскую систему сил, приложенных к сателлиту, изображенную на рис. 3.

Обозначим:

$F_{bt}, F_{br}$  – окружная и радиальная силы в зацеплении сателлита и коронного колеса,

$F_{at}, F_{ar}$  – окружная и радиальная силы в зацеплении солнечного колеса и сателлита,

$T_a$  – крутящий момент, приложенный к солнечному колесу,

$d_g$  – диаметр начальной окружности сателлитов,

$n_c$  – число сателлитов,

$k_h$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

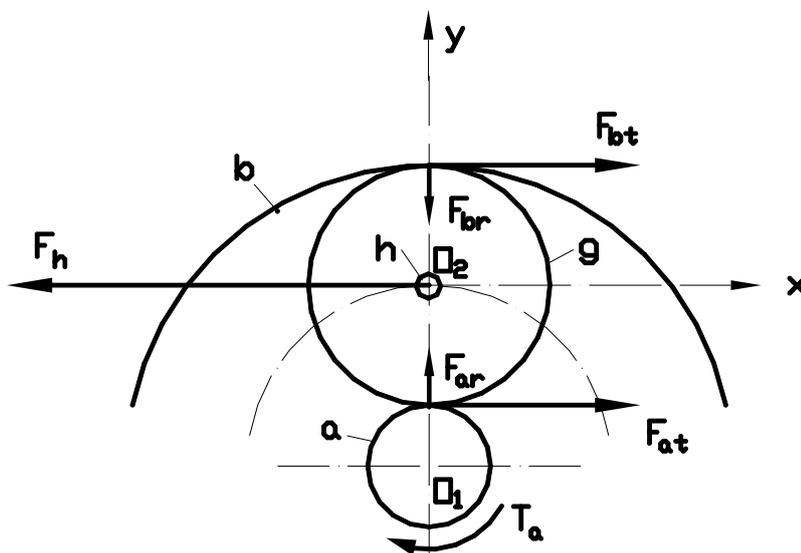


Рис. 3

Сумма моментов сил относительно оси сателлита

$$\sum M_{O_2} = 0 \quad (F_{at} - F_{bt})d_g/2 = T_a. \text{ Отсюда } F_{bt} = F_{at}, \text{ где } F_{at} = \frac{2T_a k_H}{d_g n_c}.$$

Сумма проекций всех сил на ось  $x$ :

$$\sum X = 0 \quad -F_h + F_{at} + F_{bt} = 0. \text{ Отсюда } F_h = 2F_{at}.$$

Сумма проекций всех сил на ось  $y$ :

$$\sum Y = 0 \quad F_{ar} - F_{br} = 0. \text{ Отсюда } F_{br} = F_{ar},$$

где  $F_{ar} = F_{at} \operatorname{tg} \alpha$ , где  $\alpha$  – угол зацепления солнечного колеса и сателлита.

#### 1.4. Расчет планетарной зубчатой передачи на прочность

В общем случае в передаче  $2k-h$  необходимо рассмотреть прочность двух зубчатых зацеплений: солнечного колеса с сателлитом и сателлита с коронным колесом. Если материалы всех колес одинаковы, то прочность планетарной передачи ограничивается прочностью внешнего сопряжения солнечного колеса с сателлитом. В этом случае используем известную формулу определения диаметра шестерни обыкновенной зубчатой передачи. При этом необходимо дополнительно учесть число параллельных потоков передаваемой мощности, то есть число сателлитов, и неравномерность распределения нагрузки по сателлитам. Тогда диаметр солнечной шестерни определяется по известной формуле для простых зубчатых передач [2]:

$$d_a = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_H (u+1) k_{HP}}{\Psi_{bd} [\sigma]_H^2 u n_c}}, \quad (3)$$

где  $K_d$  – усредненный коэффициент;  $T_2 = T_1 \frac{z_g}{z_a}$ , где  $T_1$  – крутящий момент на солнечном колесе;  $k_H$  – коэффициент нагрузки;  $u = \frac{z_g}{z_a}$ ;  $k_{HP}$  – ко-

эффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам;  $\Psi_{bd}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;  $[\sigma]_H$  – допускаемое напряжение при расчете контактной выносливости;  $n_c$  – число сателлитов.

## 1.5. Определение числа зубьев колес планетарной передачи

Число зубьев колес определяется, исходя из требуемого передаточного отношения. Кроме того, в обязательном порядке необходимо проверить выполнение условий сборки планетарной передачи.

Различают следующие условия сборки: соосности, симметричности, соседства.

Условие соосности:

Как видно из рис. 1,

$$d_b = d_a + 2d_g.$$

Разделим левую и правую части равенства на модуль

$$\frac{d_b}{m} = \frac{d_a}{m} + 2\frac{d_g}{m}.$$

В результате получаем

$$z_b = z_a + 2z_g. \quad (4)$$

Условие симметричности:

В общем случае согласно рис. 1

$$\frac{z_a}{n_c} = C_1, \quad \frac{z_b}{n_c} = C_2, \quad (5)$$

где  $C_1, C_2$  – целые числа.

Для одновенцовых сателлитов, например в передаче  $2k-h$ , условие симметричности

$$\frac{z_a + z_b}{n_c} = C_3, \quad (6)$$

где  $C_3$  – целое число.

Условие соседства:

На рис. 4 видно  $O_1O_{21} = \frac{d_a}{2} + \frac{d_g}{2}$ . Радиус вершин зубьев сателлита

$$r_g = \frac{d_g}{2} + m.$$

Из прямоугольного треугольника  $O_1O_{21}K$  следует, что

$$KO_{21} = O_1O_{21} \sin \frac{\pi}{n_c}.$$

Согласно рис. 4 условие соседства сателлитов

$$O_{21}O_{22} > 2r_g$$

или  $2O_1O_{21} \sin \frac{\pi}{n_c} > 2r_g$ , или  $(d_a + d_g) \sin \frac{\pi}{n_c} > d_g + 2m$ .

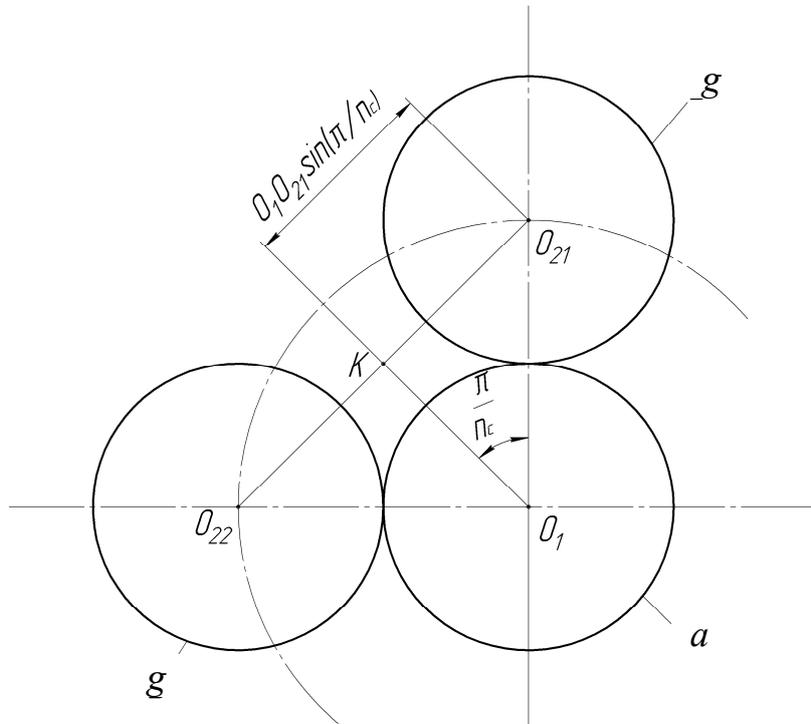


Рис. 4

Поделив левую и правую части последнего неравенства на модуль, получаем окончательное выражение условия соседства

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{n_c} > z_g + 2. \quad (7)$$

Существует множество кинематических схем планетарных передач, отличающихся от кинематической схемы  $2k-h$ . Отличие может заключаться в применении вместо одновенцовых сателлитов двух- или трехвенцовых. Другое отличие может заключаться в добавлении или изъятии некоторых основных звеньев. Например, в передаче могут быть два коронных колеса (неподвижное и вращающееся) или отсутствовать солнечное колесо или водило.

## 2. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ТИПА $3k$

На рис. 5 показана схема планетарной передачи типа  $3k$ . Передача состоит из солнечного колеса  $a$ , двухвенцового сателлита с венцами  $g$  и  $f$ , неподвижного коронного колеса  $b$ , подвижного коронного колеса  $e$ , водила  $h$ .

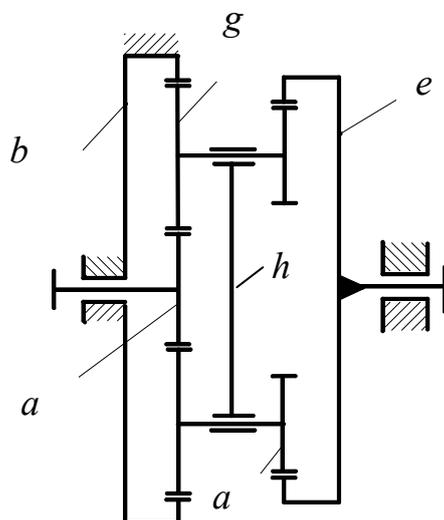


Рис. 5

Движение от солнечного колеса  $a$  передается венцу  $g$ , который обкатывается по неподвижному коронному колесу  $b$  и передает планетарное движение второму венцу  $f$  сателлита. Венец  $f$  приводит во вращение подвижное коронное колесо  $e$ , передающее движение на выходной вал.

Передача  $3k$  обеспечивает высокое передаточное отношение, определяемое по известной формуле [2]:

$$u = \left(1 + \frac{z_b}{z_a}\right) / \left(1 - \frac{z_b z_f}{z_g z_e}\right). \quad (8)$$

Для силовых планетарных передач применяют передаточное отношение обычно от 40 до 80, а для приборных передач передаточное отношение может достигать 500...1000. При этом следует иметь в виду, что с увеличением передаточного отношения КПД планетарной передачи уменьшается и потери для силовых передач могут оказаться недопустимыми.

*Примечание.*

В передаче  $3k$  водило служит лишь для поддержания осей сателлитов и в специальных конструкциях с плавающими сателлитами может отсутствовать, то есть в передаче  $3k$  водило не является основным звеном.

### 3. ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1. Принцип работы волновой передачи

Принцип работы волновых передач основан на преобразовании движения за счет волновой деформации одного из звеньев. Волновая передача стаканного типа состоит из коронного жесткого колеса  $b$  с внутренними зубьями, гибкого колеса  $a$  с наружными зубьями, водила  $h$  с катками. Модуль зубьев на жестком и гибком колесах одинаков, а числа зубьев различны. Число зубьев на гибком колесе меньше числа зубьев на жестком колесе на два зуба. Поэтому до сборки передачи гибкое колесо имеет цилиндрическую форму с делительным диаметром, меньшим, чем делительный диаметр коронного колеса. После ввода водила с катками внутрь гибкого колеса гибкое колесо получает эллиптическую форму. Причем большая ось эллипса соответствует положению водила и приводит к появлению двух зон контактов под катками. В направлении меньшей оси образуется радиальный зазор между зубчатыми венцами.

На рис. 6,  $a$ ,  $b$  показана схема волновой передачи стаканного типа с генератором волн в виде водила  $h$  с катками, гибким колесом  $a$  и с коронным колесом  $b$ .

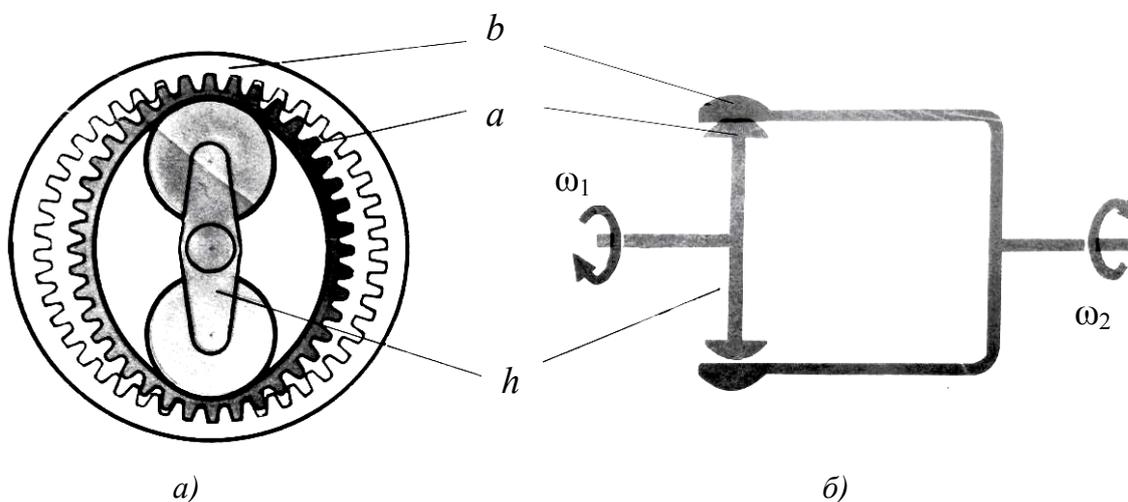


Рис. 6

На рис. 7,  $a$ ,  $b$  показана конструкция волновой передачи с генератором волн в виде гибкого подшипника, напрессованного на овальный кулачок.

Конструкция волновой передачи стаканного типа представлена на рис. 8,  $a$ ,  $b$ . Входной вал с генератором волн  $h$  установлен на трех шариковых радиальных подшипниках. Гибкое колесо  $a$  жестко соединено с вы-

ходным валом, установленным на двух шариковых радиальных подшипниках в корпусе передачи. В корпусе передачи закреплено коронное колесо *b*.

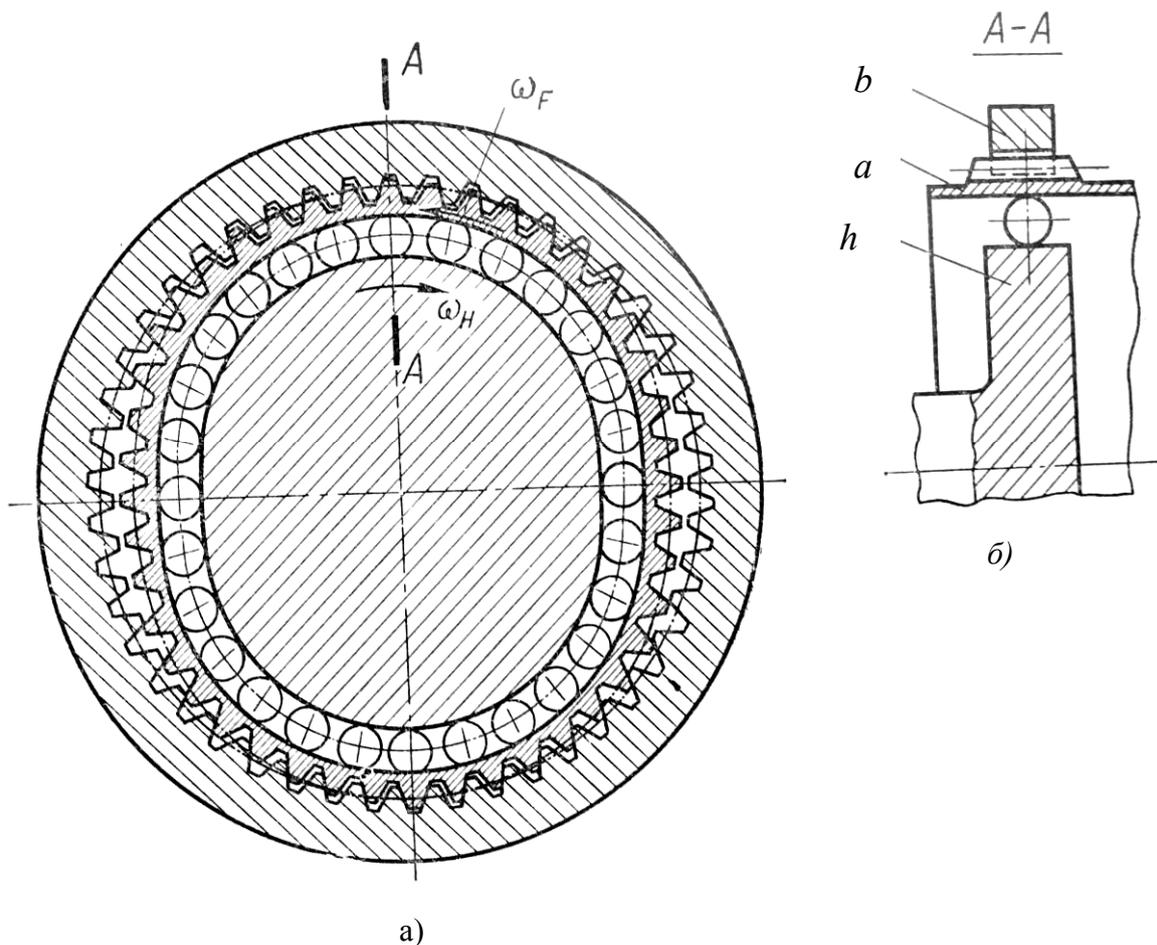
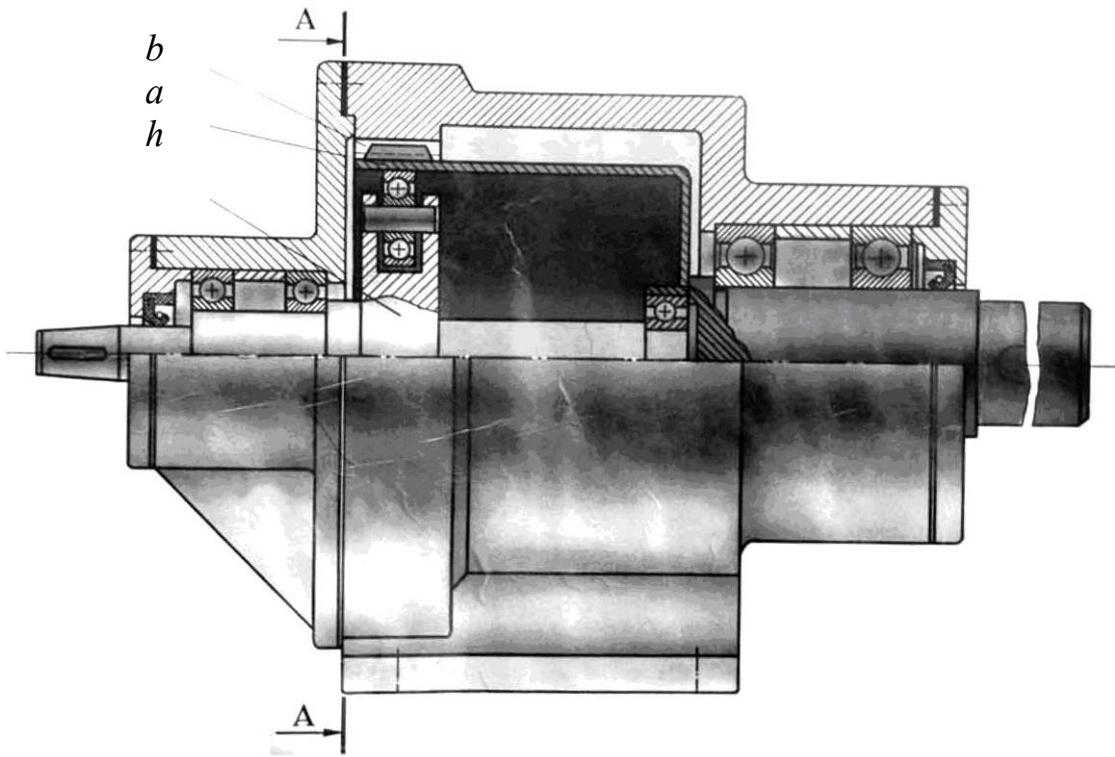
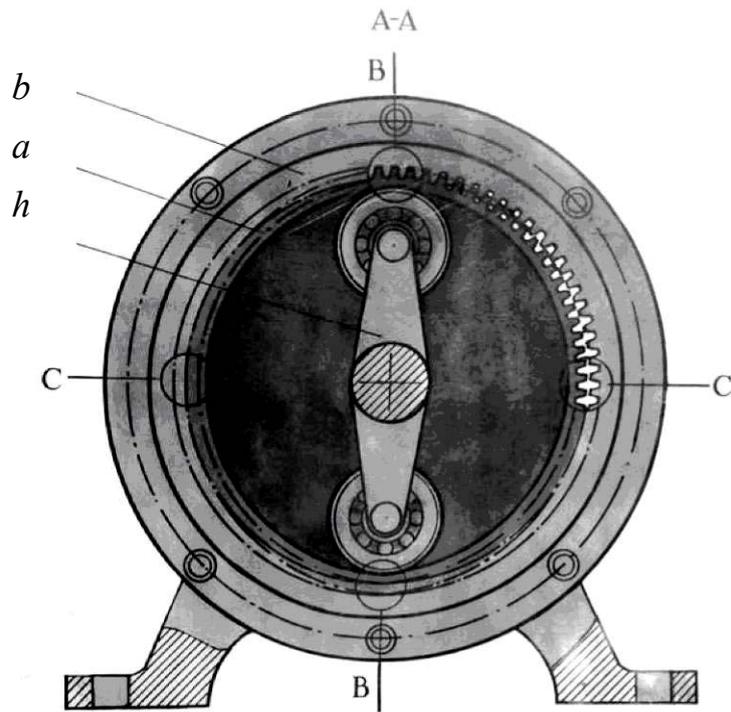


Рис. 7

При вращении водила зоны контактов зубьев перемещаются в направлении вращения водила. За один оборот водила из-за разницы чисел зубьев жесткого и гибкого колес гибкое колесо “отстает” в относительном движении от коронного на разницу чисел зубьев, обычно на два зуба. Поэтому за оборот водила гибкое колесо поворачивается относительно жесткого колеса на угол, соответствующий этим двум зубьям, в сторону, противоположную вращению водила. Для того чтобы гибкому колесу сделать полный оборот, водило должно совершить число оборотов, равное отношению числа зубьев гибкого колеса к разнице чисел зубьев гибкого и коронного колес. Большая ось эллипса ВВ соответствует двум зонам зацепления, а малая ось СС – зонам зазора (рис. 8, б).



a)



б)

Рис. 8

### 3.2. Передаточное отношение волновой передачи

Поскольку волновые передачи относятся к планетарным передачам, то для определения передаточного отношения применяется метод остановки водила.

Тогда при остановке водила

$$u_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \frac{z_b}{z_a}. \quad (8)$$

Для определения искомого передаточного отношения передачи с неподвижным коронным колесом  $u_{ha}^b = \frac{\omega_h}{\omega_a}$  учтем, что угловая скорость  $\omega_b = 0$ . Поэтому выражение (8) преобразуется:

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = \frac{z_b}{z_a}, \quad \frac{-\omega_a}{\omega_h} + 1 = \frac{z_b}{z_a}.$$

Окончательно получаем

$$u_{ha}^b = \frac{\omega_h}{\omega_a} = \frac{z_a}{z_a - z_b}. \quad (9)$$

### 3.3. Передачи стаканного и дифференциального типов

Кроме передач стаканного типа все шире применяются передачи дифференциального типа. По сравнению с передачами стаканного типа осевые габариты этих передач значительно меньше. На рис. 9 показана схема волновой передачи дифференциального типа, на схеме – сдвоенный генератор волн  $h$ , короткое гибкое колесо  $a$  с двумя зубчатыми венцами с числами зубьев  $z_{a1}$  и  $z_{a2}$ , неподвижное коронное колесо  $b$  с числом зубьев  $z_{b1}$  и подвижное коронное колесо  $e$  с числом зубьев  $z_{b2}$ . В качестве входного звена используется генератор волн, а в качестве выходного звена – подвижное коронное колесо.

На рис. 10 показаны конструкции волновых передач дифференциального типа и конструкции передач стаканного типа. Эти передачи выпускаются серийно на Производстве технологического оборудования (ПТО) ОАО «АвтоВАЗ».

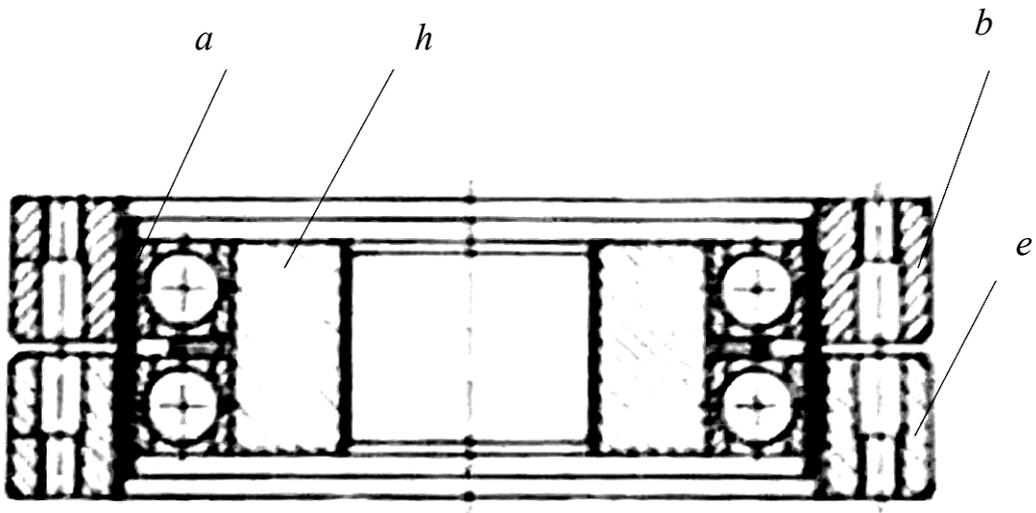


Рис. 9

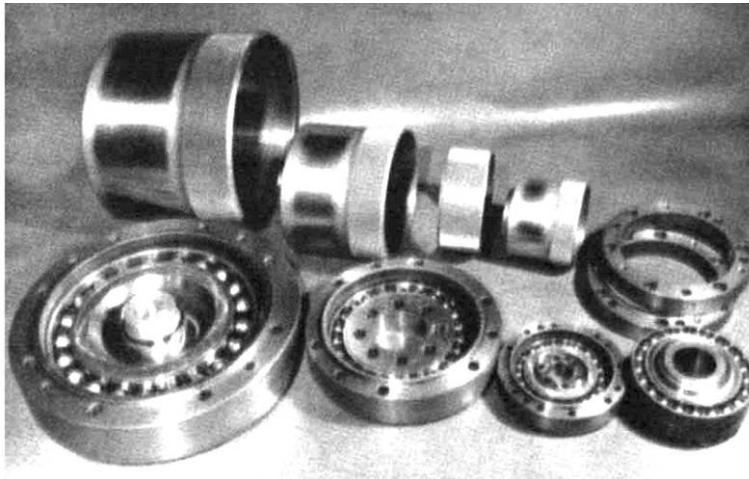


Рис. 10

На рис. 11 показано соединение передач стаканного (*а*) и дифференциального (*б*) типов с выходным и входным валами.

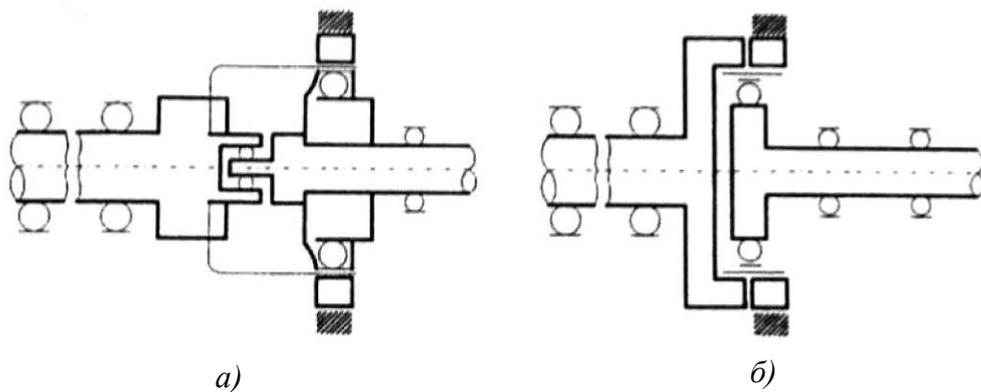


Рис. 11

В табл. 1 представлен параметрический ряд волновых передач, выпускаемых на ОАО «АвтоВАЗ», с их основными характеристиками.

Таблица 1

Параметрический ряд волновых редукторов

Типоразмер	Передаточное отношение	Мощность, кВт при 1450 мин <sup>-1</sup>	Крутящий момент при 1450 мин <sup>-1</sup>	Мёртвый ход, угл. мин	КПД, %
VAZ M 220-80	80	–	0,12	27	80
VAZ P 20-80	80	0,07	31	3	68
VAZ P 20-100	100	0,07	37	3	70
VAZ P 20-160	160	0,06	46	3	72
VAZ P 25-80	80	0,13	58	3	68
VAZ P 25-100	100	0,13	68	3	70
VAZ P 25-160	160	0,09	74	3	72
VAZ P 32-78	78	0,25	112	3	68
VAZ P 32-100	100	0,26	153	3	70
VAZ C 40-80	80	0,43	196	3	68
VAZ T 40-80	80	0,43	196	3	84
VAZ P 40-96	96	0,49	265	3	70
VAZ A 50-80	80	0,81	357	3	68
VAZ T 65-78	78	1,77	780	3	86
VAZ T 80-96	96	3,46	1840	3	84
VAZ T 100-120	120	6,25	4060	3	81

*Достоинства волновых передач:*

1. Высокое передаточное отношение (до 350). Малые габариты волновой передачи вследствие высокой нагрузочной способности из-за большого числа зубьев, находящихся в зацеплении.

2. Высокая кинематическая точность, связанная с большим числом зубьев, находящихся в зацеплении, что усредняет погрешности в зацеплении и обеспечивает на выходе передачи высокую кинематическую точность.

3. Относительно низкие потери на трение в зацеплении, что связано с малым модулем зубьев и с малыми радиальными перемещениями зубьев при работе передачи.

4. Способность волновых передач передавать движение в герметичное пространство через гибкую стенку.

*Недостатки волновой передачи:*

1. Низкая жесткость волновой передачи, определяемая гибким колесом.

2. Высокий момент инерции волновой передачи, определяемый относительно большими массой и габаритами водила, вращающегося с высокой скоростью.

3. Технологическая сложность изготовления зубчатых венцов на гибком колесе.

## 4. ЦИКЛОИДАЛЬНЫЕ РЕДУКТОРЫ

### 4.1. Отличительные особенности конструкции и принцип работы

Циклоидальные планетарные редукторы по сравнению с волновыми редукторами имеют преимущество по жесткости, моменту инерции и компактности, что связано с их отличительными особенностями.

Во-первых, в циклоидальных редукторах нет гибких колес, что обеспечивает их большую жесткость по сравнению с волновыми редукторами.

Во-вторых, в циклоидальных редукторах применяется внутреннее циклоидальное (цевочное) зацепление. Как известно, широко применяемый эвольвентный профиль зуба получается как траектория точки прямой, перекатываемой без скольжения по неподвижной окружности. В циклоидальном внешнем зацеплении (рис. 12) [3] профиль зубьев малого колеса имеет форму окружности, а сам зуб выполняется в форме цилиндра, называемого цевкой 1. Профиль зубьев большого колеса очерчивается по эквидистантным кривым к эпициклоидам 2 (см. рис. 12). Эпициклоида получается как траектория точки окружности при ее внешнем перекатывании без скольжения по неподвижной окружности [3]. При внутреннем циклоидальном зацеплении плотность контакта получается значительно выше, чем в эвольвентном зацеплении. Поэтому нагрузочная способность циклоидального зацепления примерно в два раза выше, чем у эвольвентного зацепления.

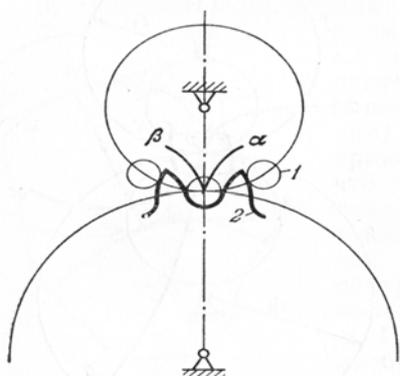


Рис. 12

В-третьих, циклоидальные планетарные редукторы выполнены по структуре эксцентриковых планетарных редукторов (рис. 13). В отличие от передач  $2k-h$  и  $3k$ , в которых входным звеном является солнечное колесо, в циклоидальных планетарных редукторах входным звеном является эксцентрик (кривошип)  $h$ . На эксцентрике подвижно посажено планетарное колесо (сателлит)  $g$ , которое входит во внутреннее зацепление с коронным колесом  $b$ . При такой конструкции диа-

метр сателлита можно сделать близким к диаметру коронного колеса. Особый вид внутреннего цевочного зацепления получается, если расположить профили зубьев на окружностях, смещенных по отношению к центроидам (внецентроидное зацепление). При этом удастся получить зубчатую передачу с разностью чисел зубьев коронного колеса и сателлита, равной единице. В этом случае число пар зубьев в зоне зацепления увеличивается до двух третей числа зубьев сателлита, что способствует увеличению нагру-

зочной способности, жесткости и кинематической точности передачи. Компактность циклоидальной передачи и меньший момент инерции эксцентрикового вала и эксцентрика по сравнению с генератором волн обеспечивают меньший момент инерции циклоидального редуктора по сравнению с волновым.

В-четвертых, разность чисел зубьев коронного колеса и сателлита, равная единице, дает возможность в планетарной передаче при заданном диаметре и числе зубьев коронного колеса получить максимально возможное передаточное отношение (вдвое большее, чем в волновой передаче).

Выходным движением передачи (рис. 13) является переносное движение сателлита. Однако проблема заключается в том, как снять это выходное движение. Снять выходное движение сателлитов можно с помощью механизма параллельных кривошипов. Для этого в диске сателлита ближе к ободу выполняются отверстия, в которые вставляются пальцы кривошипа. Расстояние от оси сателлита до оси отверстия на его диске равно расстоянию от оси выходного звена до оси пальцев.

Диаметры отверстий на диске превышают диаметры пальцев кривошипов на величину, не менее удвоенной величины эксцентриситета эксцентрика. По мнению профессора Д.Н. Решетова [2], слабым местом циклоидальных редукторов являются подшипники сателлитов и пальцы параллельных кривошипов. К тому же сложно обеспечить равномерность распределения нагрузки по пальцам механизма параллельных кривошипов. Из-за недостатков механизма параллельных кривошипов циклоидальные планетарные редукторы долгое время не получали широкого применения.

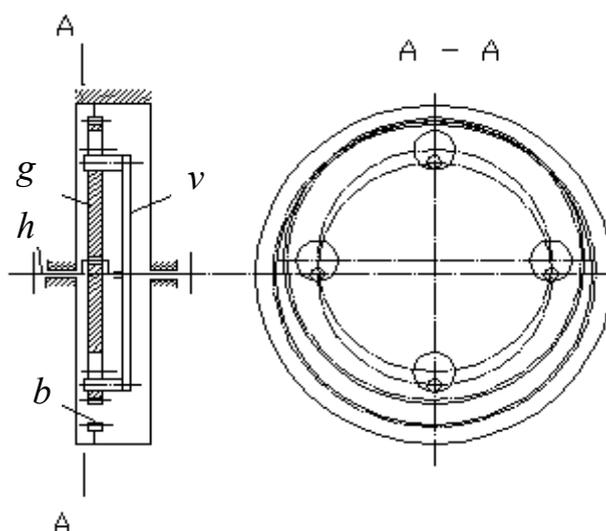


Рис. 13

#### 4.2. Циклоидальные передачи с двумя сателлитами

Еще один существенный недостаток передачи, представленной на рис. 13, связан с неуравновешенной центробежной силой сателлита,

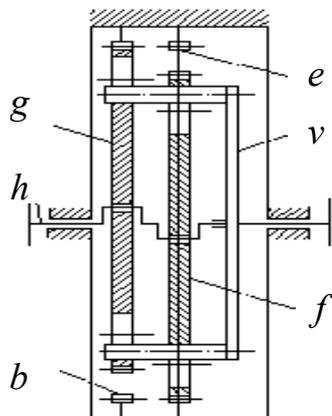


Рис. 14

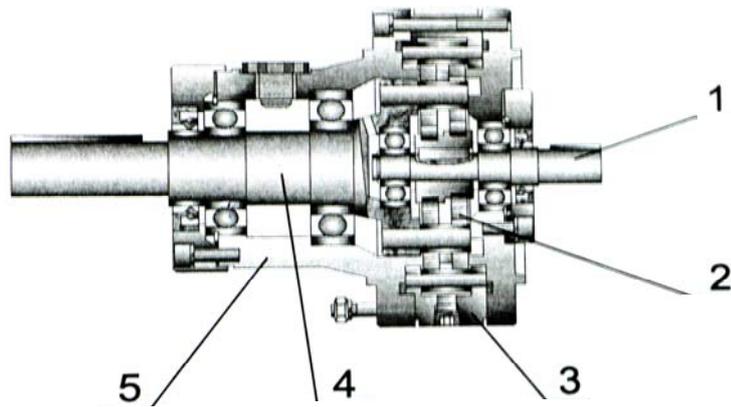
величина которой зависит от квадрата угловой скорости вращения эксцентрика и вектор вращается с этой угловой скоростью. Уравновешивание центробежной силы осуществляется применением двух сателлитов, подвижно установленных на двух противоположно расположенных эксцентриках (рис. 14). Однако в осевой плоскости остается неуравновешенным момент пары центробежных сил. Этот момент обуславливает некоторую виброактивность редуктора.

#### 4.3. Циклоидальные редукторы ЗАО «БЕЛРОБОТ»

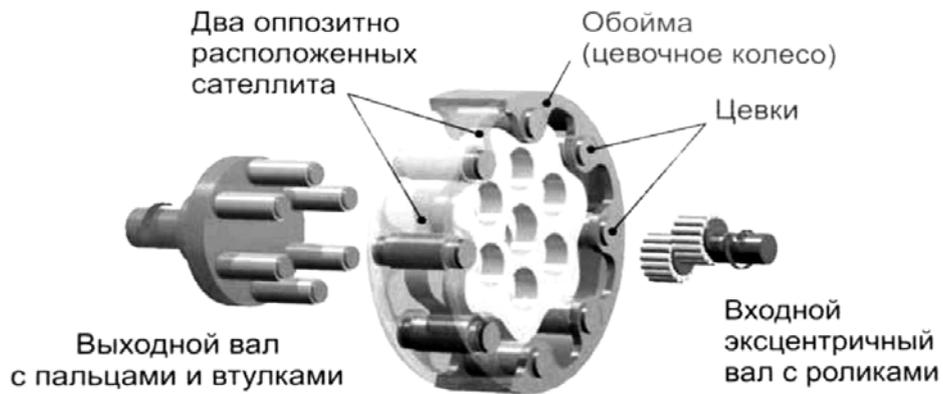
На рис. 15 показана конструкция циклоидального редуктора с двумя сателлитами и механизмом параллельных кривошипов производства ЗАО «БЕЛРОБОТ» (республика Беларусь) [4]. На рис. 15, *а* показан редуктор в сборе, состоящий из входного вала 1 с эксцентриком (с роликами), двух сателлитов 2 с циклоидальным профилем зубьев, коронного колеса 3 с пальцами (с втулками на пальцах), выходного вала 4 и корпуса 5 редуктора.

На рис. 15, *б* показаны конструкции отдельных сборочных единиц редуктора.

В табл. 2 и 3 и на рис. 16 представлен параметрический ряд циклоидальных планетарных редукторов производства ЗАО «БЕЛРОБОТ» с их основными характеристиками.



a)



б)

Рис. 15

### Основные размеры редукторов МРС

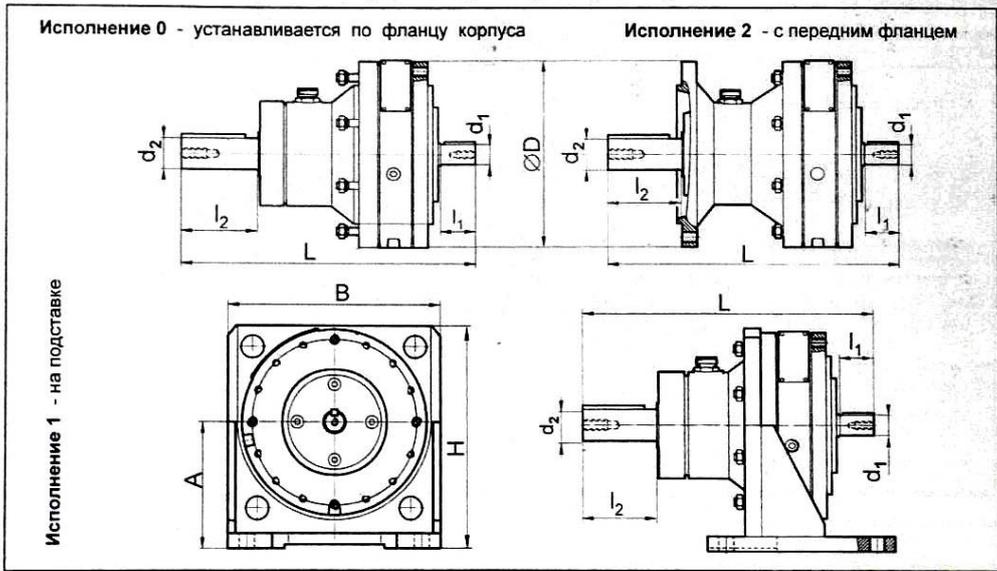


Рис. 16

Таблица 2

Допустимые крутящие моменты на выходном валу редуктора, Н·м  
(при 8-часовой суточной продолжительности работы, 10-летнем ресурсе  
редуктора, работе с равномерной нагрузкой и частоте  $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ )

Частота вращения выходного вала, $\text{мин}^{-1}$	Передаточное число редуктора	Габаритные размеры редуктора									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
168	9	23	70	140	275	410					
136	11	28	84	150	330	480					
115	13	32	95	160	375	520	800	1500	2000		
100	15	36	105	170	420	540	850	1550	2100	3000	3900
88	17	40	110	180	460	560	900	1600	2200	3300	4200
71	21	48	120	200	470	590	960	1650	2300	3500	4500
60	25	38	125	220	480	610	1020	1700	2400	3600	4750
52	29	42	115	240	490	630	1080	1750	2500	3750	5000
43	35	50	120	220	500	650	1200	1800	2600	3850	5250
35	43	50	125	230	480	600	1350	1850	2700	4000	5500
29	51	50	125	240	490	630	1200	1720	2800	4200	5800
25	59		125	240	500	640	1260	1770	2550	3800	6000
21	71		125	240	500	650	1340	1800	2650	3950	5400
17	87					650	1500	1840	2800	4200	5700
15	103						1500	1940	3000	4700	7200
13	119							2000	3000	4700	7500

Таблица 3

Габаритные размеры редуктора		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Основные размеры редуктора	$D$	108	148	175	200	245	290	335	380	440	520
	$L^*$	170	230	256	313	348	423	468	567	612	692
	$d_2^*$	18	25	30	40	50	60	70	80	90	100
	$l_2^*$	40	60	58	82	82	105	105	130	130	165
	$H$	135	175	215	245	285	330	375	420	475	545
	$A$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
	$B$	125	170	195	230	275	335	390	435	500	580
	$d_1$	11	14	19	22	24	32	38	42	48	55
	$l_1$	20	25	28	36	36	58	58	82	82	82

\*Размеры указаны для основного исполнения 00 конца выходного вала

## 5. ЦИКЛОИДАЛЬНЫЕ РЕДУКТОРЫ ТИПА *RV*

### 5.1. Особенности конструкции и принцип работы

Широкое применение планетарных циклоидальных редукторов в приводах роботов началось с появлением модификации планетарного циклоидального редуктора типа *RV* (вращающийся вектор). Эту модификацию освоили немецкие и японские производители [5].

В редукторе *RV* (рис. 17), как и в предыдущей конструктивной схеме (см. рис. 14), имеются два сателлита, смещенных по окружности на  $180^\circ$  и сопряженных с двумя неподвижными коронными колесами.

На рис. 18 показана конструкция двухступенчатого циклоидального редуктора типа *RV*.

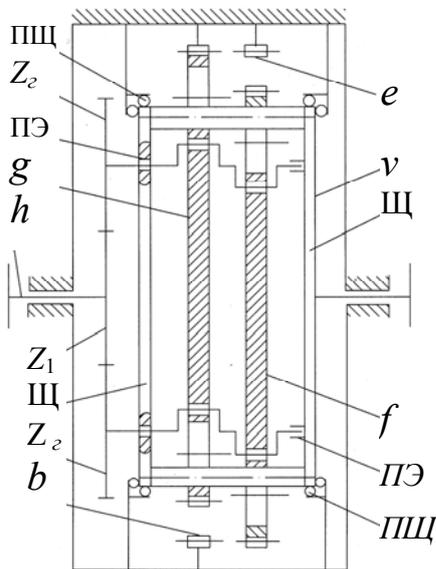


Рис. 17

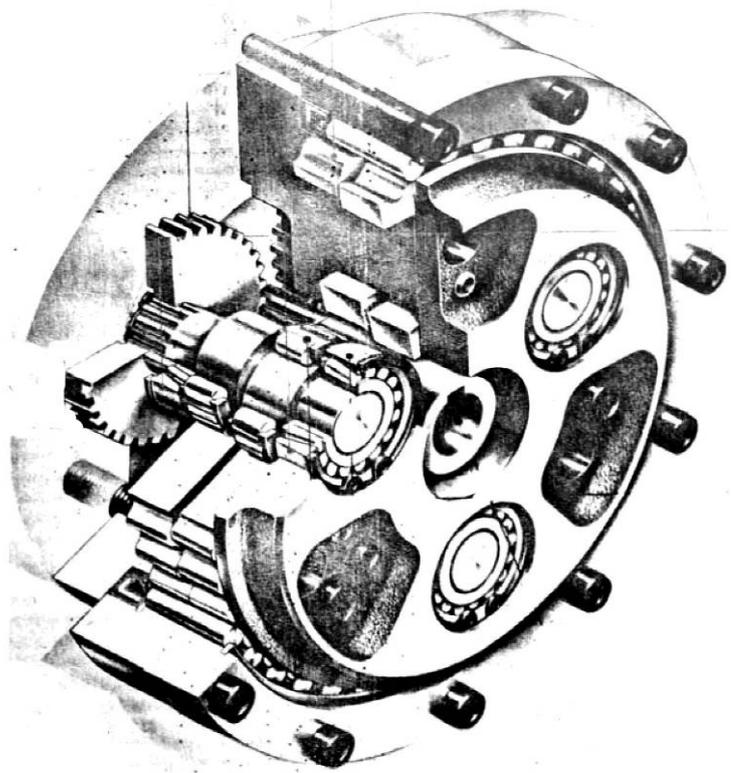


Рис. 18

Отличительными особенностями *RV* являются следующие:

1. Вместо одного эксцентрикового вала, расположенного по оси предыдущего редуктора (см. рис. 15), в редукторе *RV* сателлиты приводятся в движение тремя эксцентриковыми валами, установленными по периферии дисков сателлитов (для упрощения рис. 17 на схеме показаны только два эксцентриковых вала).

2. Три эксцентриковых вала приводятся в движение трехпоточной зубчатой передачей (для упрощения рис. 17 на схеме показаны только два потока).

3. Подшипниковые опоры ПЭ эксцентриковых валов расположены в двух щеках Щ, которые сами установлены в корпусе редуктора на подшипниках ПЩ и связаны между собой болтами, пропущенными через дополнительные отверстия в дисках сателлитов. При движении редуктора щеки вращаются с переносной угловой скоростью сателлитов и являются выходным звеном редуктора.

На рис. 19 показано положение эксцентриков и сателлита редуктора *RV* при различных угловых положениях вращающихся эксцентриковых валов: 1 – эксцентрик; 2 – болт для соединения щек; 3 – планетарное колесо (сателлит) с циклоидальным профилем зубьев; 4 – коронное колесо; 5 – цевка (цилиндрический зуб). При начальном нулевом положении эксцентрикового вала вектор, определяющий положение эксцентриков (вместе с их роликами), направлен вниз. Эксцентрики прижимают сателлит вниз по отношению к неподвижному коронному колесу. Поэтому зона зацепления сателлита с коронным колесом расположена внизу, а сверху расположена зона радиального зазора между циклоидальными зубьями сателлита и цевками коронного колеса. При этом темными стрелками показано начальное положение соответствующих зубьев сателлита и коронного колеса.

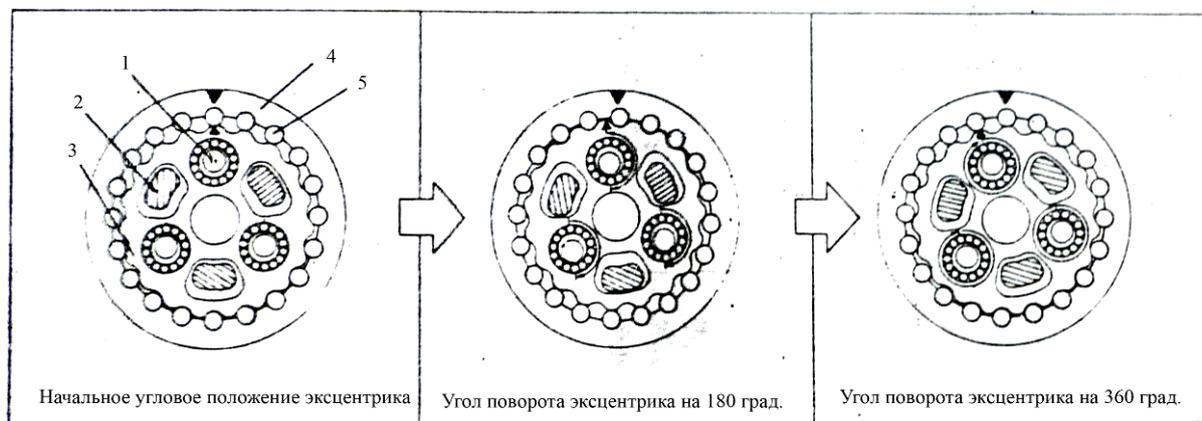


Рис. 19

При повороте эксцентрикового вала на  $180^\circ$  относительно начального нулевого положения вектор, определяющий положение эксцентриков (вместе с их роликами), направлен вверх. Эксцентрики прижимают сателлит вверх по отношению к неподвижному коронному колесу. Поэтому зона зацепления сателлита с коронным колесом расположена сверху, а внизу расположена зона радиального зазора между циклоидальными зубьями сателлита и цевками коронного колеса. При изменении радиального положения сателлита относительно коронного колеса происходит обкатывание са-

теллита по коронному колесу. В этом положении темными стрелками показано относительное смещение соответствующих зубьев сателлита и коронного колеса на полшага по отношению к их начальному положению.

При повороте эксцентрикового вала на  $360^\circ$  относительно начального нулевого положения вектор, определяющий положение эксцентриков (вместе с их роликами), направлен вниз. Эксцентрики прижимают сателлит вниз по отношению к неподвижному коронному колесу. Поэтому зона зацепления сателлита с коронным колесом расположена снизу, а сверху расположена зона радиального зазора между циклоидальными зубьями сателлита и цевками коронного колеса. При изменении радиального положения сателлита относительно коронного колеса происходит обкатывание сателлита по коронному колесу. В этом положении стрелками показано относительное смещение соответствующих зубьев сателлита и коронного колеса на шаг по отношению к их начальному положению.

Преимущества редуктора *RV*:

1. В отличие от циклоидального редуктора применение предварительной трехпоточной зубчатой передачи обеспечивает следующие преимущества:

- а) расширение диапазона выбора передаточного отношения редуктора за счет изменения чисел зубьев предварительной зубчатой передачи;
- б) снижение требуемого входного момента сил (момента трогания);
- в) снижение приведенного к входному звену момента инерции редуктора.

2. В отличие от циклоидального редуктора применение вместо одного эксцентрикового вала трех эксцентриковых валов, установленных в щеках подшипников, обеспечивает следующие преимущества:

- а) позволяет отказаться от неконструктивного механизма параллельных кривошипов и передать его функции выходного звена щекам, установленным в корпусе редуктора на подшипниках;

б) повышение кинематической точности редуктора за счет распределения входящего потока мощности на три параллельных потока по трем эксцентриковым валам, что усредняет, снижает суммарную кинематическую погрешность;

в) снижение момента инерции редуктора за счет уменьшения суммарного приведенного момента инерции трех эксцентриковых валов по сравнению с приведенным моментом инерции одного осевого эксцентрикового вала больших габаритных размеров у циклоидального редуктора;

г) снижение виброактивности редуктора за счет снижения радиальных и осевых биений каждого из трех эксцентриков при уменьшении их габаритных размеров по сравнению с биениями одного эксцентрика в циклоидальном редукторе.

В зависимости от типа реализации шарнира, обеспечивающего поворот руки робота относительно его предплечья, различают два типа редукторов *RV*. В обоих типах редукторов щеки редуктора крепятся болтами к руке робота, а коронные колеса крепятся болтами к предплечью. Первый тип редуктора *RV* (рис. 20) отличается тем, что рука опирается на предплечье через унифицированный шариковый радиально-упорный подшипник, расположенный между рукой и предплечьем. Второй тип редуктора *RV-A* (рис. 21) отличается тем, что рука робота опирается на предплечье через специальный подшипник, расположенный между щекой и корпусом коронного колеса. Во втором типе вместо колец используются дорожки качения, выполненные непосредственно на щеке и корпусе коронного колеса (рис. 22).

Редуктор типа *RV-A* по сравнению с предшествующим редуктором типа *RV* имеет следующие преимущества:

- а) меньшую массу привода;
- б) меньшее число деталей редуктора;
- в) меньшие трудоемкость и стоимость монтажа привода.

По высказываниям специалистов фирмы-производителя, при применении редуктора *RV-A* масса и стоимость руки робота снижаются до 50 %.

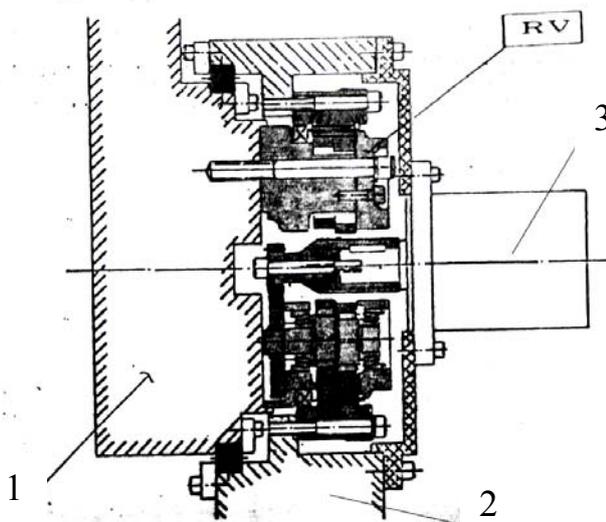


Рис. 20

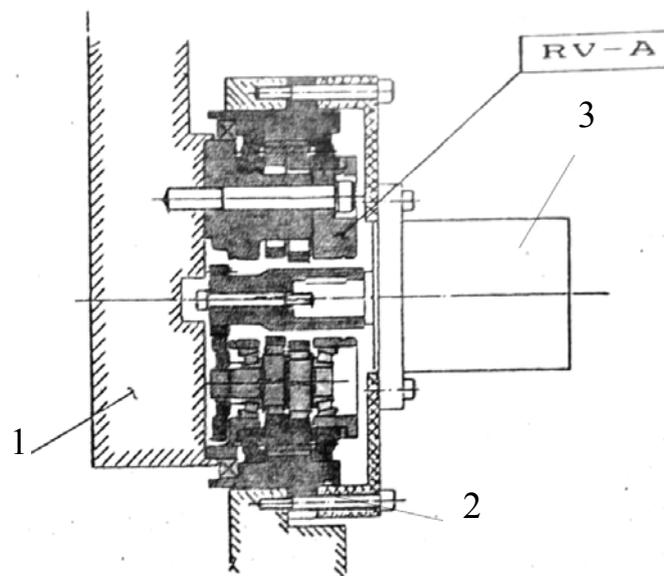


Рис. 21

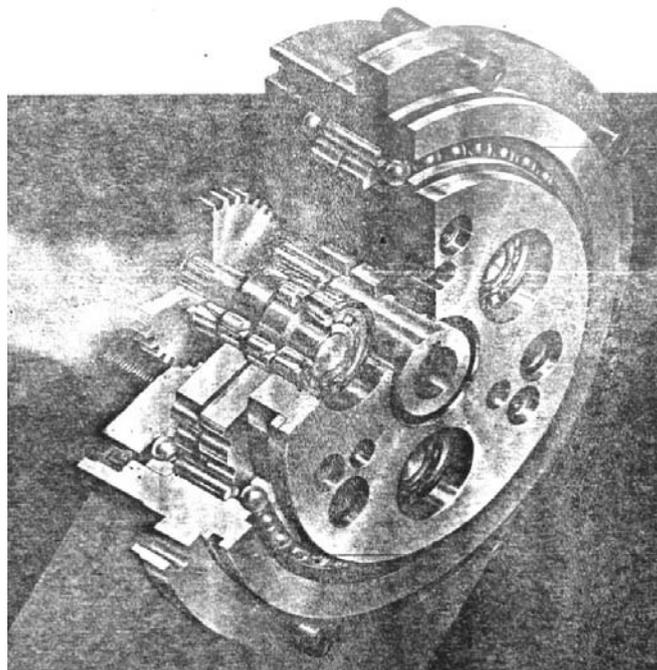


Рис. 22

Недостатки планетарных циклоидальных редукторов, включая *RV*:

1. Наличие люфта и кинематических погрешностей из-за удлиненной кинематической цепи;
2. Наличие виброактивности из-за неполной уравновешенности эксцентрикового механизма;

3. Сложность конструкции и высокая стоимость ее изготовления.

В связи с этими недостатками продолжается поиск новых технических решений.

Разработаны планетарные циклоидальные редукторы без механизма параллельных кривошипов с неподжным и подвижным коронными колесами (рис. 23, а, б) [6].

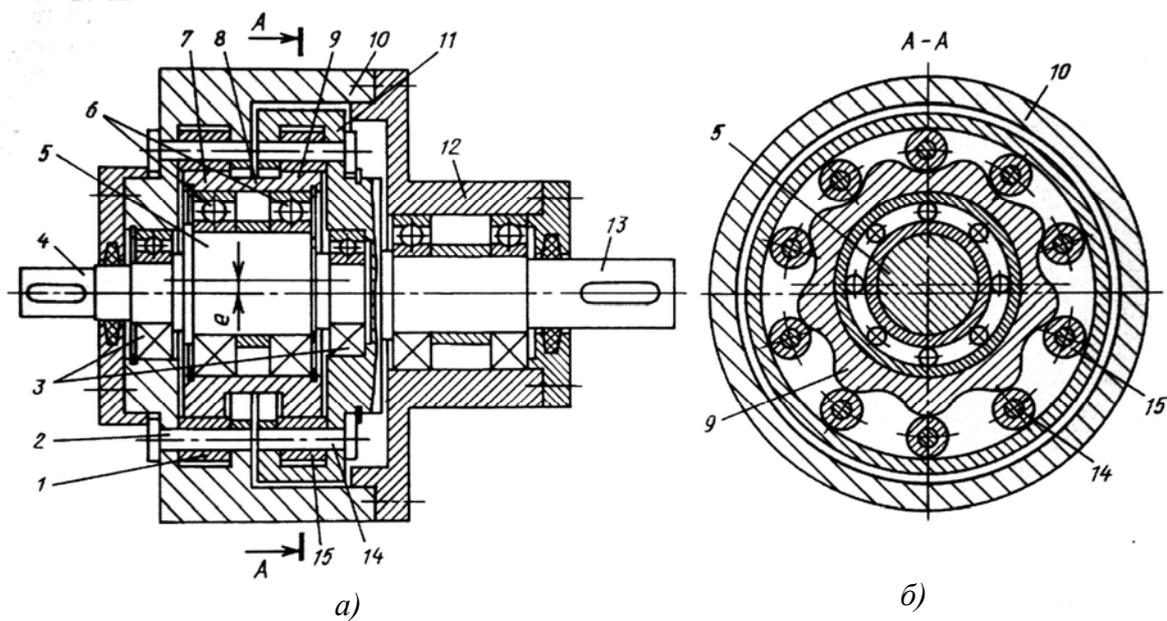


Рис. 23

Планетарный циклоидальный редуктор с неподжным и подвижным коронными колесами состоит из цевок (роликов) 1 и 15, пальцев 2 и 14, подшипников входного вала 4, эксцентрика 5, подшипников 6 сателлитов, блока сателлитов 8 из двух жестко связанных зубчатых венцов 7 и 9, корпуса 10, подвижного центрального колеса 11, крышки 12, выходного вала 13. При работе редуктора сателлит 7 обкатывается по неподжному центральному колесу, одновременно являющемуся корпусом редуктора, заставляя вращаться подвижное центральное колесо 11 с выходным валом 13. Однако максимальное передаточное отношение этих редукторов меньше, чем у циклоидальных редукторов с параллельными кривошипами или у редукторов типа *RV*, и они не получили широкого распространения.

Дальнейшее совершенствование планетарных редукторов типа *RV-A* преследует цели:

- а) повышение предельной частоты вращения;
- б) повышение предельной (ударной) прочности;
- в) повышение долговечности;
- г) повышение КПД.

## 5.2. Основные характеристики планетарных редукторов типа *RV*

В табл. 4 представлен параметрический ряд редукторов типа *RV* с указанием величины номинального крутящего момента, передаточных отношений, массы и габаритных размеров (рис. 24) каждого представителя параметрического ряда.

Таблица 4

Параметрический ряд редукторов типа *RV*

Модель	Крутящий момент, Н·м	Передаточное отношение	Масса, кг	<i>A</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>E</i> , мм	<i>F</i> , мм
<i>RV-15</i>	140	57, 81, 105, 121	3,5	130	105	90	16	48	65
<i>RV-30</i>	340	57, 81, 105, 121, 153	6,5	160	135	120	22	56	71,5
<i>RV-60</i>	650	57, 81, 105, 121, 153	10	200	160	142	19	61	71,5
<i>RV-135</i>	1350	66, 81, 101, 129, 171	20	240	204	175	27	79	96
<i>RV-250</i>	2500	66, 81, 101, 118, 5, 129, 171, 185	36,5	290	245	208	33	96	116
<i>RV-380</i>	3800	66,81,101,118, 5, 129,171,192	50	325	275	232	35	107,5	128,5

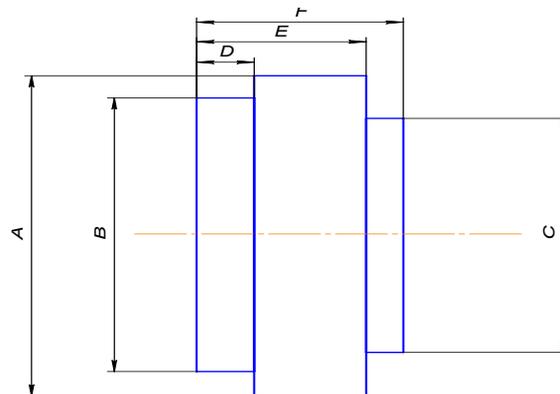


Рис. 24

В табл. 5 для различных типоразмеров редукторов типа *RV* приведены максимально допустимые значения углового зазора, углового мертвого хода, крутильной жесткости, виброактивности (биений) в долях ускорения свободного падения и значения приведенного к входному валу момента инерции передачи.

Таблица 5

Основные характеристики редукторов типа *RV*

Модель	Зазор, угл. мин	Мертвый ход, угл. мин	Жесткость, Н·м/угл. мин	Бие-ние* <i>g</i>	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
<i>RV-15</i>	max 1	max 1	40	max 0,1	$1,7 \cdot 10^{-5}$
<i>RV-30</i>	max 1	max 1	100	max 0,1	$1,1 \cdot 10^{-4}$
<i>RV-60</i>	max 1	max 1	200	max 0,1	$2,0 \cdot 10^{-4}$
<i>RV-135</i>	max 1	max 1	400	max 0,1	$1,1 \cdot 10^{-3}$
<i>RV-250</i>	max 1	max 1	800	max 0,1	$1,9 \cdot 10^{-3}$
<i>RV-380</i>	max 1	max 1	1000	max 0,1	$3,5 \cdot 10^{-3}$

\* Частота вращения входного вала  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

5.3. Определение основных характеристик редуктора *RV***Зазор и жесткость**

$$\text{Жесткость} = b / a$$

Величины зазора, мертвого хода и жесткости определяются при проведении полного цикла нагрузки и разгрузки редуктора в обоих направлениях, как показано на графике (рис. 25) при максимальном значении нагружения, соответствующего номинальной нагрузке редуктора.

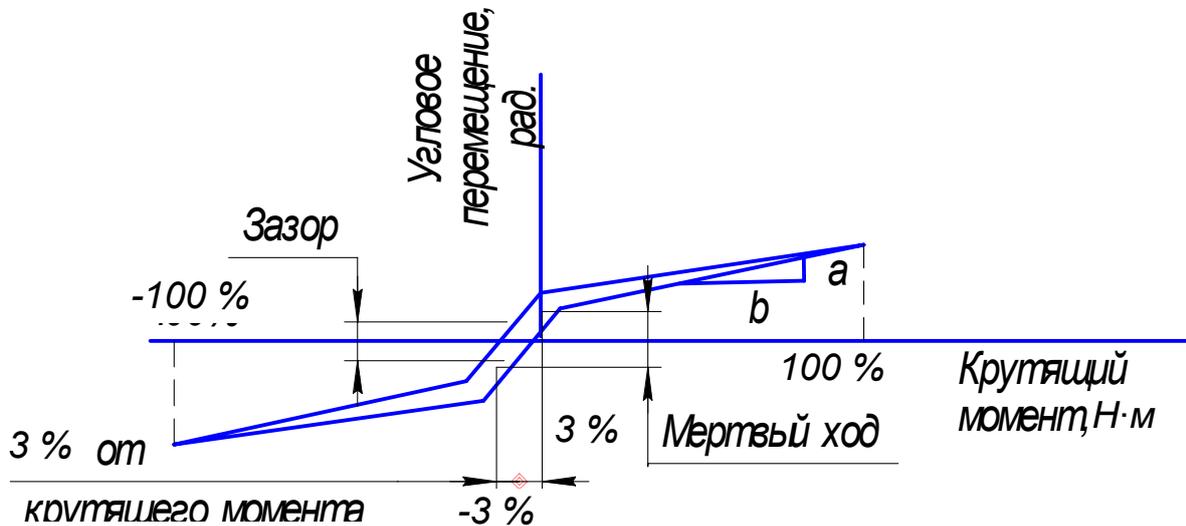


Рис. 25

**Биение**

На рис. 26 показана зависимость биения (виброактивность) в долях ускорения свободного падения от частоты вращения входного вала. Максимальные биения проявляются при  $1500 \text{ мин}^{-1}$  (резонансная частота). При этом следует отметить, что высокая точность перемещения требуется, как

правило, на частотах менее  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , и именно в этой зоне частот биение не превышает  $0,1g$ .

Модель	<i>RV-135</i>
Передаточное отношение	129
Нагрузка	20 000 Н·см
Измеренный радиус	750 мм

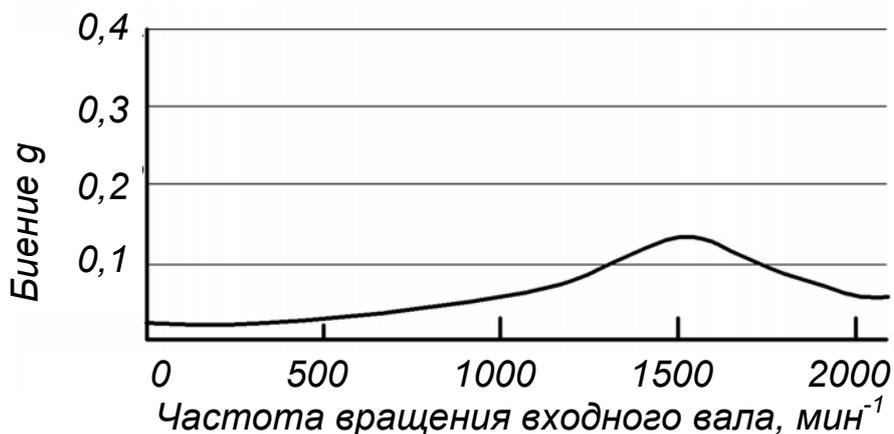


Рис. 26

### **КПД**

На рис. 27 показана зависимость КПД от частоты вращения входного вала. С увеличением частоты вращения от нуля до  $500 \text{ мин}^{-1}$  КПД возрастает от 67 % в момент страгивания до максимального значения 83 % в зоне частот от 500 до  $1000 \text{ мин}^{-1}$  и падает при больших частотах.

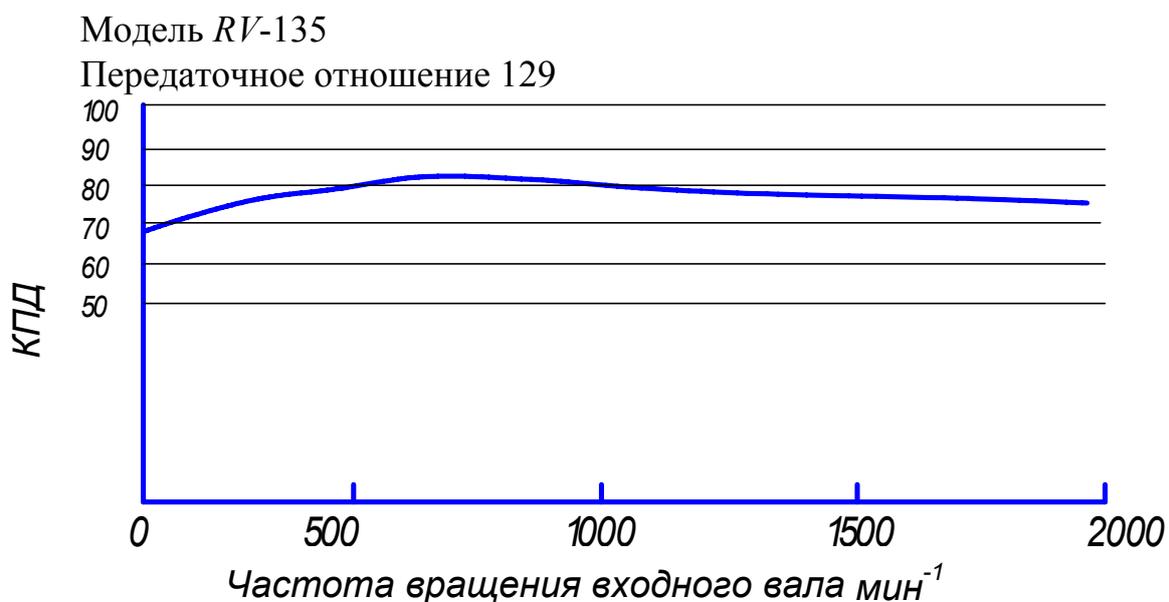


Рис. 27

## 6. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ, ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ РЕДУКТОРОВ И РЕДУКТОРОВ ТИПА *RV*

Из сравнения размеров различного типа редукторов следует (рис. 28, а, б) [5], что наименьшие размеры, особенно в осевом направлении, имеют редукторы типа *RV*, а наибольшие размеры, особенно в осевом направлении, имеют волновые редукторы стаканного типа.

Из сравнения масс редукторов различного типа (рис. 29) следует, что наименьшую массу имеют волновые редукторы, а наибольшую – циклоидальные. Одними из причин малой массы волновых редукторов являются малая масса гибкого колеса и лучшее распределение нагрузки в зоне многопарного зацепления зубьев вследствие податливости гибкого колеса.

Из сравнения приведенных моментов инерции редукторов различного типа (рис. 30) следует, что в данном случае приведенный момент инерции редуктора типа *RV* в 4 раза меньше приведенного момента инерции циклоидального редуктора и в 25 раз меньше приведенного момента инерции волнового редуктора. Меньший момент инерции редуктора типа *RV* по сравнению с циклоидальным объясняется существенным влиянием передаточного отношения входного трехпоточного редуктора на величину приведенного момента инерции всего редуктора типа *RV*, а также уменьшением приведенного момента инерции за счет существенного уменьшения момента инерции каждого из трех эксцентриковых валов и соответствующих эксцентриков редуктора типа *RV* по сравнению с моментом инерции эксцентрикового вала и эксцентрика циклоидального редуктора. Высокий момент инерции волнового редуктора объясняется высоким моментом инерции генератора волн.

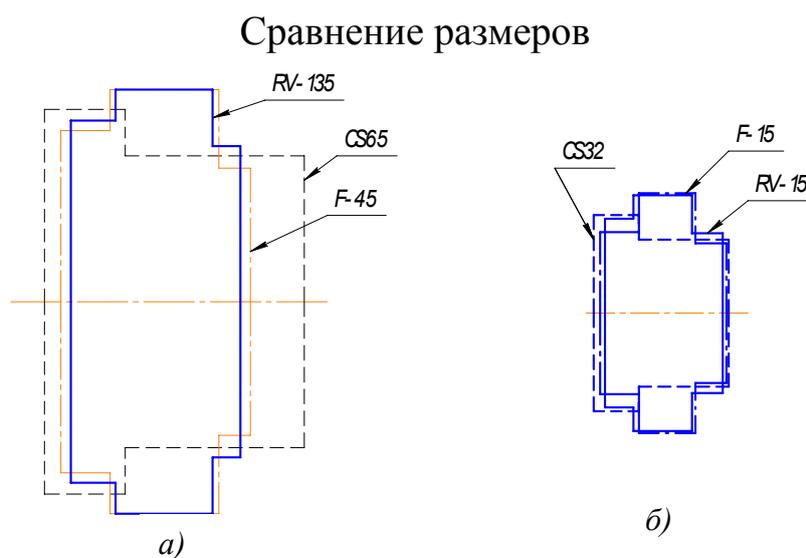


Рис. 28

## Сравнение масс

Модель	Массовые отношения, %
<i>RV</i>	100
Циклон	120
Гармоник	60

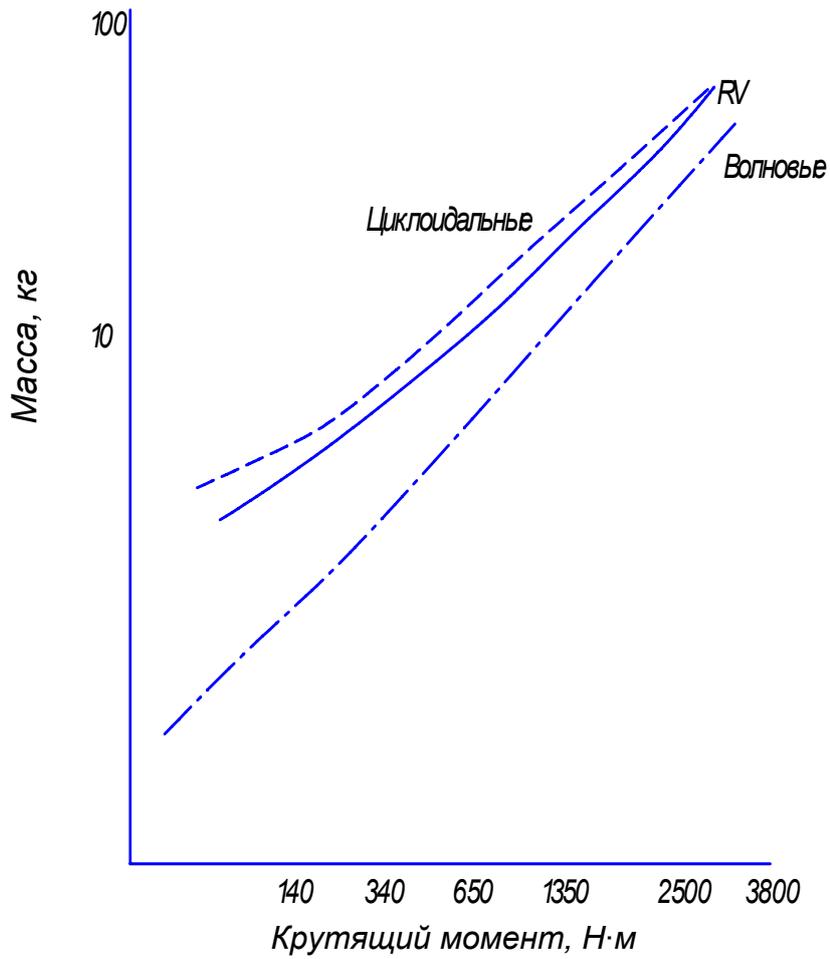


Рис. 29

## Сравнение моментов инерции

Модель	Отношения моментов инерции
<i>RV</i>	1
Циклон	4
Гармоник	25

Одной из причин меньшего КПД (рис. 31) волнового редуктора по сравнению с КПД циклоидального и редуктора типа *RV* являются потери на деформацию гибкого колеса волнового редуктора.

Из сравнения виброактивности (рис. 32) редукторов следует, что наибольшая виброактивность у циклоидального редуктора. Максимальные значения величин ускорений у волнового редуктора и редуктора типа *RV* являются близкими. Однако, если у волнового редуктора максимальная виброактивность проявляется при частоте вращения входного вала около  $200 \text{ мин}^{-1}$ , у циклоидального редуктора – при частоте около  $300 \text{ мин}^{-1}$ , то есть в обоих случаях в зоне частот вращения входного вала при требованиях высокой точности перемещения, то у редуктора типа *RV* максимальная виброактивность проявляется при частоте  $1500 \text{ мин}^{-1}$ , то есть в зоне частот, не соответствующей точным рабочим перемещениям. Низкая частота максимальной виброактивности волнового редуктора объясняется низкой жесткостью его гибкого колеса и высоким моментом инерции его генератора волн. Высокая частота максимальной виброактивности редуктора типа *RV* объясняется его низким приведенным моментом инерции вследствие применения входного трехпоточного редуктора и высокой жесткостью конструкции редуктора.

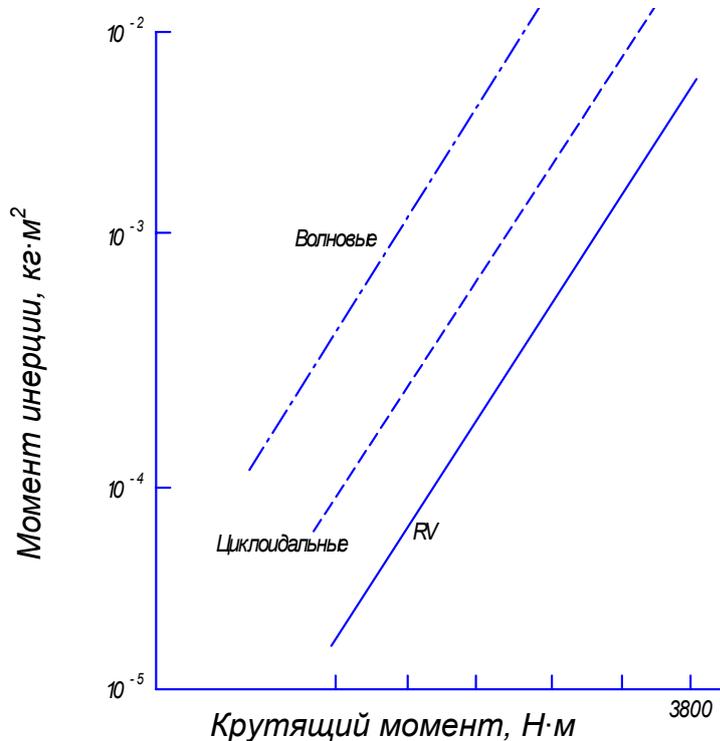


Рис. 30

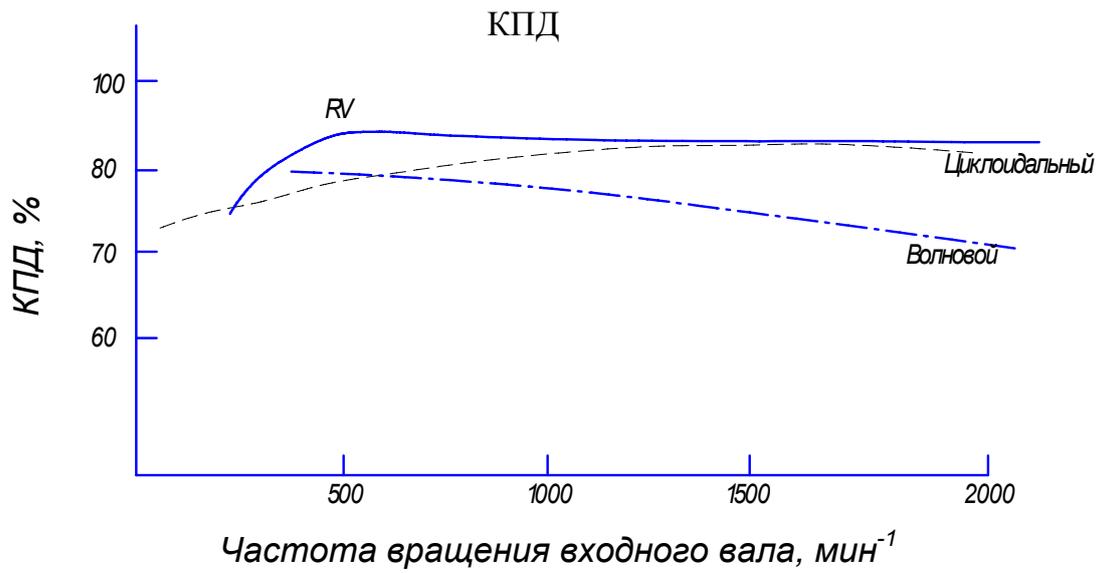


Рис. 31

### Вибрационные характеристики

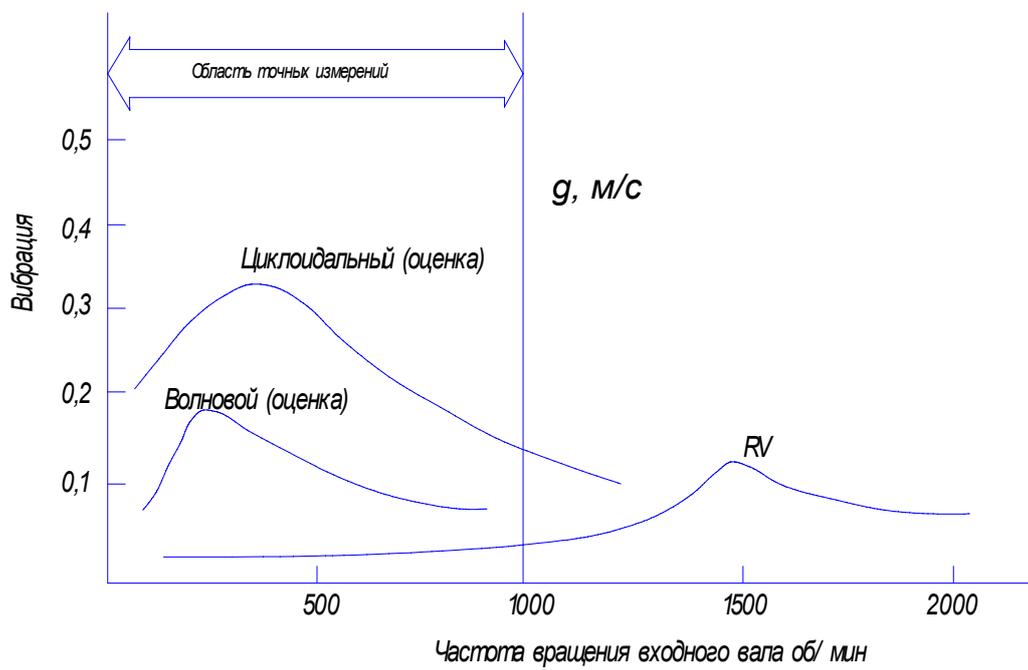


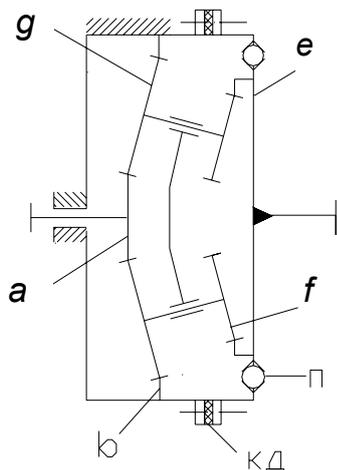
Рис. 32

## 7. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЦИЛИНДРОКОНИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

В конструкциях роботов, в частности фирмы *Kuka*, используются планетарные цилиндроконические редукторы [7].

Основная цель создания цилиндроконического редуктора:

1. Свести к минимуму зазоры в зубчатых зацеплениях.
2. Снизить сложность конструкции редуктора и стоимость его изготовления.



Цилиндроконический редуктор (рис. 33) выполнен по известной кинематической схеме  $3k$ , но отличающейся особенностями зубчатых зацеплений. Редуктор состоит из солнечного колеса *a* с коническими косыми зубьями, неподвижного коронного колеса *b* с коническими косыми зубьями, подвижного коронного колеса *e* с коническими косыми зубьями, а также сателлита с двумя венцами *g* и *f* с цилиндрическими косыми зубьями (рис. 34). Двухвенцовые сателлиты выполнены с одинаковыми числами зубьев, но с разными модулями.

Двухвенцовые сателлиты находятся в зацеплении с солнечным колесом и с коронными колесами. При этом двухвенцовый сателлит подвижно посажен на ось, закрепленную на водиле под углом к оси редуктора.

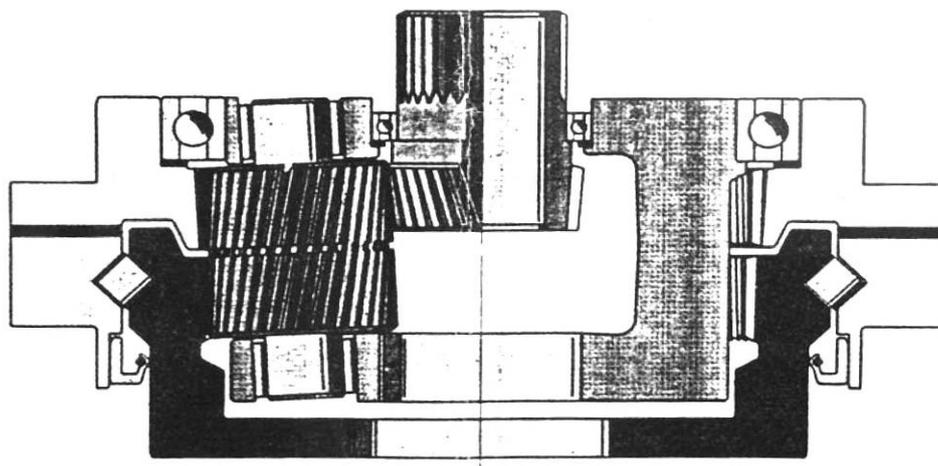


Рис. 34

В цилиндроконическом зацеплении зубья одного из колес выполнены бочкообразной формы, что обеспечивает точечное сопряжение зубьев и возможность выборки боковых зазоров в зацеплении за счет относительно продольного смещения зубьев.

Относительное продольное смещение цилиндрических и конических зубьев для выборки зазоров осуществляется за счет уменьшения толщины дистанционного кольца КД (см. рис. 34) и поджатия подвижного коронного колеса к неподвижному через упорнорadiaльный подшипник П, обеспечивающий возможность вращения подвижного коронного колеса относительно неподвижного.

Потери мощности в зубчатых зацеплениях в значительной мере зависят от взаимного положения зубьев в зацеплении и могут иметь пульсирующий характер. Чтобы получить вращение передачи с низким уровнем вибрации, необходимо не только выполнить зацепление косозубым, но и предусмотреть в передачах оптимальные комбинации чисел зубьев с началом зацеплений различных пар зубьев, смещенных по фазе. Оптимизированные комбинации чисел зубьев и специальная геометрия зубьев являются ноу-хау изготовителей этих передач.



Рис. 35

В табл. 6 приведен параметрический ряд планетарных цилиндрических редукторов (рис. 35) с их основными характеристиками [7].

Таблица 6

Технические характеристики передачи *RG* для промышленных роботов

Главный параметр	350	500	700	2500	5000
Номинальный рабочий момент, Н·м	350	500	700	2500	5000
Максимальный момент при разгоне и торможении, Н·м	820	990	1650	5450	9550
Предельный момент, Н·м	1750	2100	3300	11500	20300
Максимальная частота вращения входного вала, мин <sup>-1</sup>	5000	5000	5000	4000	4000
Передаточное отношение	76	83	107	190	192
Момент опрокидывающий на подшипниках, Н·м	1200	2200	3150	10000	16700
Долговечность при номинальном рабочем моменте и частоте вращения выходного вала 15 мин <sup>-1</sup>	9000	9000	9000	9000	9000
Момент инерции передач, кгм <sup>2</sup>	1,14	2,75	9,7	20,0	26,2
Масса, кг	6,4	9,8	16	52	76
Смазка	Масло или консистентная смазка				

## 8. ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ РВПЗК

Известная планетарная передача типа  $3k$  (см. рис. 5) служит для снижения частоты вращения выходного звена  $e$  по сравнению с частотой вращения входного звена  $a$  и для повышения крутящего момента на выходном звене по сравнению с моментом на входном звене. На основе схемы этой передачи можно выполнить планетарную передачу, служащую для преобразования вращательного движения входного звена в поступательное перемещение выходного звена и для преобразования крутящего момента входного звена в осевую силу на выходном звене (рис. 36, 37).

Для этого необходимо в известную конструкцию внести следующие изменения:

- а) закрепление коронного колеса  $e$  от вращения и обеспечение ему возможности поступательного перемещения;
- б) изготовление зубчатых колес  $f$  и  $e$  с косыми зубьями при разных углах наклона зубьев и точечном зацеплении.

Передача работает следующим образом:

При вращении солнечного колеса  $a$  сателлиты с зубчатыми венцами  $g$  и  $f$  совершают планетарное движение и катятся по коронным колесам  $b$  и  $e$ . Оба коронных колеса закреплены от вращения. Поскольку коронное колесо  $e$  имеет возможность осевого перемещения, то при разных углах наклона зубьев венцов  $f$  и  $e$  зубья вращающегося венца  $f$  будут как клином выдавливать зубья венца  $e$  и вместе с ними само колесо в осевом направлении.

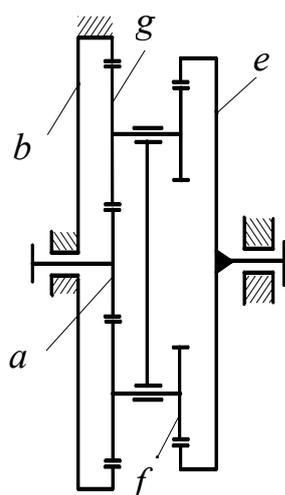


Рис. 36.

Для повышения осевой грузоподъемности и технологичности вместо косых зубьев обычно используют резьбу. В результате получаем так называемую планетарную передачу винт – гайка с резьбовыми роликами типа  $3k$  (рис. 37):  $a$  – опорный и ходовой участок винта;  $g$  – опорный участок резьбовых роликов;  $f$  – ходовой участок резьбовых роликов;  $b$  – опорная гайка;  $e$  – ходовая гайка;  $h$  – сепаратор;  $z_1$  – зубчатые венцы винта;  $z_2$  – зубчатые венцы роликов;  $z_3$  – зубчатый венец опорной гайки. В этой передаче входное вращательное движение винта  $a$  преобразуется в осевое перемещение гайки  $e$  на выходе передачи.

Зубчатые венцы  $z_1$  на винте,  $z_2$  на роликах и  $z_3$  на опорной гайке служат для предотвращения проскальзывания резьбы роликов по резьбе винта и гаек.

Более подробное описание конструкций и методики проектирования планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами приведено в монографии [8].

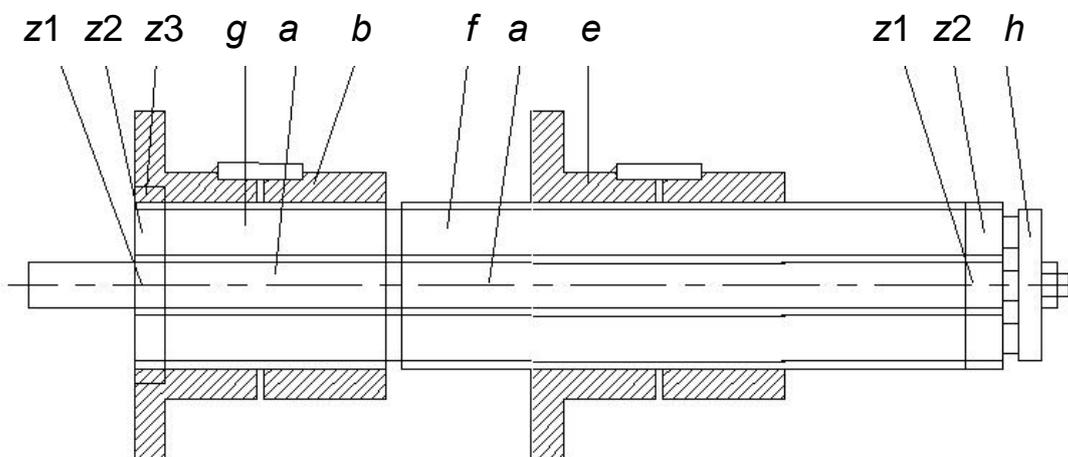


Рис. 37

## 9. ПЛАНЕТАРНЫЕ ШАРНИРЫ-РЕДУКТОРЫ С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ

Характерной особенностью последних конструкций *RV*, а также *RG* является то, что все внешние силы от руки робота, в частности опрокидывающие моменты, воспринимаются не отдельной шарнирной опорой, а подшипниковой опорой выходного коронного колеса. Подшипник выполняется в виде крестообразно расположенных роликов и является неотъемлемой частью редуктора. Использование этого подшипника в качестве шарнира, соединяющего звенья робота, упрощает конструкцию привода, сокращает кинематическую цепь, что повышает точность и жесткость привода в целом.

Однако остается проблема повышения плавности работы, снижения или исключения люфта и снижения стоимости редуктора, особенно применительно к сборочным роботам.

В последние годы все больший интерес проявляется к зацеплениям, отличающимся от эвольвентных большей несущей способностью и большей плавностью работы (циклоидальные зацепления, зацепления Новикова и т.п.).

В 1989 г. во ВлГУ была разработана конструкция шарнира-редуктора с резьбовыми роликами (ШРРР) для привода робота. На рис. 38 показана конструкция ШРРР [9, 10].

Шарнир-редуктор представляет из себя планетарную передачу со ступенчатыми резьбовыми роликами, содержит первое звено, выполненное в виде вилки 1, и второе звено 2, а также привод их относительного поворота, включающий в себя двигатель 3 и тормоз 10. Шарнир-редуктор состоит из винта 4 с резьбой различного направления на крайних опорных участках, ступенчатых резьбовых роликов-сателлитов 9 с резьбой различного направления на средних выходных и крайних опорных участках, двух выходных гаек 7 и 8, сопряженных с выходными участками роликов, двух опорных гаек 5 и 6, сопряженных с опорными участками роликов. Для предотвращения выкатывания роликов из гаек углы подъема резьбы участков роликов равны углам подъема резьб сопряженных с ними гаек.

Для предотвращения выкатывания винта из набора роликов углы подъема резьб участков винта равны по величине и противоположны по направлению углам подъема резьб сопряженных с ними участков роликов. Противоположные направления резьб на различных участках винта и противоположные направления резьб на различных участках роликов препятствуют проскальзыванию роликов вдоль витков резьб винта или гаек.

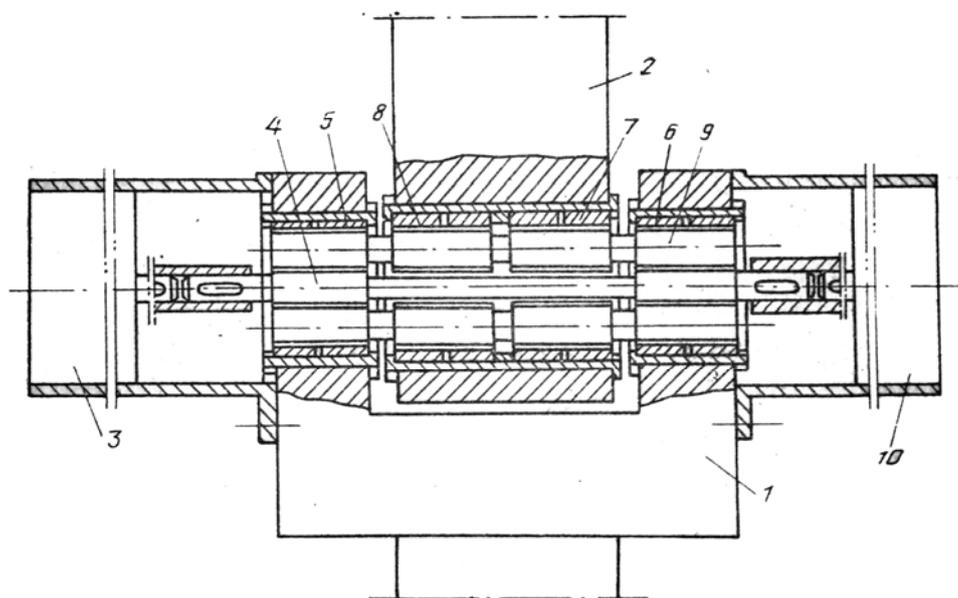


Рис. 38

При вращении винта 4 относительно неподвижных опорных гаек 5 и 6 ролики 9 совершают планетарное движение и катятся по неподвижным резьбовым поверхностям опорных гаек. Мгновенная ось вращения каждого ролика проходит через точки контакта ролика с опорной гайкой. Точки контакта ролика с выходными гайками 7 и 8 не лежат на мгновенной оси вращения, так как делительный диаметр резьб выходной гайки отличается от делитель-

ного диаметра резьбы опорной гайки. Поэтому выходная гайка получает вращение относительно опорной гайки. Величина окружной скорости выходной гайки тем меньше, а редукция тем больше, чем меньше расстояние в радиальном направлении от точек контактов роликов с опорной гайкой до точек контакта роликов с выходной гайкой. По кинематике рассматриваемый шарнир-редуктор (см. рис. 38) эквивалентен зубчатой планетарной передаче типа  $3k$  (см. рис. 5), но в отличие от нее не имеет водила и подшипников. Для выборки зазоров в передаче каждая гайка может быть выполнена из двух половинок, поджатых в осевом направлении друг к другу.

Преимущества предлагаемого ШРРР перед известными планетарными зубчатыми редукторами:

1. Простота конструкции вследствие отсутствия водила, подшипников сателлитов и подшипников выходного коронного колеса (сопряженные зубчатые поверхности выполняют роль не только зубчатых зацеплений, но и опорных поверхностей).

2. Высокая кинематическая точность вследствие уменьшенного числа последовательных резьбовых сопряжений (короткая кинематическая цепь) и большого числа точек контакта в каждом резьбовом сопряжении, что усредняет, снижает погрешность резьбы, а также вследствие на порядок меньших геометрических погрешностей шлифованных резьб по сравнению с погрешностью эвольвентного зубчатого профиля.

3. Высокая плавность работы вследствие замены линейного эвольвентного зубчатого зацепления, погрешность профиля которого, а также вход и выход зуба из зацепления приводят к неплавности работы, на точечное резьбовое сопряжение, плавность работы которого практически не зависит от погрешности профиля резьбы (коэффициент торцевого перекрытия равен нулю). Непрерывность, плавность работы определяются высоким коэффициентом осевого перекрытия (точки контакта резьб перемещаются не как у прямозубых эвольвентных зацеплений – в торцевой плоскости, а в осевом направлении вдоль резьбового ролика, как в зацеплении Новикова).

4. Возможность регулировки величины зазора в резьбовых сопряжениях путем поджатия гаек, а при необходимости создания натяга в резьбе, как в обычных роликвинтовых передачах.

5. Малый приведенный момент инерции вследствие относительно малого диаметра наиболее быстро вращающегося винта.

6. Относительно низкая стоимость изготовления редуктора вследствие относительно малого числа деталей (при наличии соответствующего резьбошлифовального оборудования).

Отличительной особенностью компоновки ШРРР являются относительно малые диаметральные габаритные размеры при относительно увеличенных осевых габаритных размерах, определяемых симметричным расположением опорных гаек относительно выходной гайки, расположенной посередине. Поэтому шарнирное соединение звеньев робота определяется, например, закреплением руки робота на выходной гайке и встраиванием опорных гаек в вилку предплечья робота. В результате получается симметричная конструкция шарнира, отличающаяся от бокового несимметричного крепления руки робота к предплечью известных зарубежных конструкций редукторов.

Главный недостаток – склонность передачи к заклиниванию.

В 1990 г. в результате совместной работы ВПИ (ВлГУ) и ПТО ОАО «АвтоВАЗ» были изготовлены три экспериментальных образца ШРРР-116×60 (рис. 39, а, б).

Основные технические характеристики экспериментального ШРРР-116×60 представлены в табл. 7.

Таблица 7

Основные технические характеристики экспериментального ШРРР

Параметр	Значение
Средний диаметр резьбы гайки, мм	60
Шаг резьбы, мм	1,6
Передаточное число	116
Допустимый крутящий момент на выходе при осевом усилии 1000 Н, Н·м	500
Вес передачи, кг	15
Габаритные размеры передачи, мм	150×180×130



а)



б)

Рис. 39

В настоящее время теория работоспособности ШРРР (условия отсутствия заклинивания) разработана. Установлена зависимость работоспособности редуктора от коэффициентов трения скольжения и качения резьб, угла профиля и углов подъема резьб и от положения точек контактов сопряженных резьб относительно полюса зацепления с учетом прямого и обратного хода передачи. Однако теоретические результаты требуют экспериментальной проверки. Для этого необходимо создание соответствующих стендов и проведение инструментальных испытаний экспериментальных образцов с различными параметрами.

Главным этапом развития теории и методики проектирования ШРРР является разработка методики прочностных расчетов, определяющих работоспособность и габаритные размеры редуктора, что необходимо для оценки возможности внедрения разрабатываемого редуктора в приводы конкретных машин и оборудования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1999. – 400 с.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 655 с.
3. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
4. Циклоидальные редукторы : каталог ЗАО «Белробот». – Минск, 2004. – 60 с.
5. RV. Untersetzungs – Getriebe für hochpräzise Steuerung. Neue Mechanik (Rotary Vector). (Проспект ф. Teijin Seiki Co., LTD), Япония.
6. Яковлев, А.Ф. Планетарный циклоидальный редуктор / А.Ф. Яковлев, Б.К. Лобастов // Приводная техника. – 1998. – № 7. – С. 27 – 31.
7. Horst Schulz. Antriebstechnik. Neuentwickelte Getriebetechnik verleiht Robotern mehr Dynamik. Maschinenmarkt, Würzburg 101 (1995) 35.
8. Козырев, В.В. Конструкции роликвинтовых передач и методика их проектирования : учеб. пособие / В.В. Козырев ; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Ред.-издат. комплекс ВлГУ, 2004. – 102 с. – ISBN 5-89368-512-1.
9. А. с. 1294606 СССР, МКИ В 25 J 17/00. Шарнир манипулятора / Козырев В.В. (СССР). – № 905066 ; заявл. 13.07.84 ; опубл. 07.03.87, Бюл. № 9. – 3 с. : ил.
10. Козырев, В.В. Анализ и синтез роликвинтовых передач как исполнительных механизмов электромеханических приводов : автореф. дис. д-ра техн. наук / Козырев В. В. – Владимир, 1995. – 33 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
<b>1. Общие сведения о планетарных редукторах на примере передачи <math>2k-h</math> .....</b>	<b>5</b>
1.1. Особенности конструкции .....	5
1.2. Определение передаточного отношения .....	8
1.3. Определение сил, действующих в передаче $2k-h$ .....	9
1.4. Расчет планетарной зубчатой передачи на прочность .....	10
1.5. Определение числа зубьев колес планетарной передачи.....	11
<b>2. Планетарные передачи типа <math>3k</math> .....</b>	<b>13</b>
<b>3. Волновые передачи .....</b>	<b>14</b>
3.1. Принцип работы волновой передачи .....	14
3.2. Передаточное отношение волновой передачи .....	17
3.3. Передачи стаканного и дифференциального типов.....	17
<b>4. Циклоидальные редукторы.....</b>	<b>20</b>
4.1. Отличительные особенности конструкции и принцип работы .....	20
4.2. Циклоидальные передачи с двумя сателлитами .....	22
4.3. Циклоидальные редукторы ЗАО «БЕЛПРОБОТ» .....	22
<b>5. Циклоидальные редукторы типа <math>RV</math> .....</b>	<b>25</b>
5.1. Особенности конструкции и принцип работы .....	25
5.2. Основные характеристики планетарных редукторов типа $RV$ ....	31
5.3. Определение основных характеристик редуктора $RV$ .....	32
<b>6. Сравнительный анализ основных характеристик волновых редукторов, циклоидальных редукторов и редукторов типа <math>RV</math> .....</b>	<b>34</b>
<b>7. Планетарные цилиндрические редукторы.....</b>	<b>38</b>
<b>8. Планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами РВПЗК.....</b>	<b>40</b>
<b>9. Планетарные шарниры-редукторы с резьбовыми роликами .....</b>	<b>41</b>
Библиографический список .....	46

*Учебное издание*

КОЗЫРЕВ Вячеслав Васильевич

ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ  
В СОСТАВЕ РОБОТОВ И МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ

Учебное пособие

Подписано в печать 17.09.08.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 2,79. Тираж 200 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.

600000, Владимир, ул. Горького, 87.