

стоинств, обеспечивающих высокие значения по ресурсу, мёртвому ходу, жесткости и др.;

- Первоочередными задачами группы по комплексному исследованию ВППТК являются проведение дополнительных теоретических исследований и доведение их до методик инже-

нерных расчётов, включая и САПР, а также разработка и изготовление технологического оборудования и инструмента для изготовления деталей с высоким качеством рабочих поверхностей и обеспечивающих высокую производительность с низкой себестоимостью.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184 с.
2. Борзилов Б.М. Волновые зубчатые передачи: достижения и результаты // Редукторы и приводы. – 2006. – № 1. – С. 26–28.
3. Тарабарин В.Б. Возрождение интереса к волновым зубчатым передачам – неизбежно // Редукторы и приводы. – 2006. – № 1. – С. 28–29.
4. ГОСТ 26218-94. Редукторы и мотор-редукторы волновые зубчатые. Параметры и размеры. Межгосударственный стандарт. – Введ. с 1996
5. А.с. 638777 СССР. МКИ<sup>2</sup> F16H 25/00. Передача для преобразования вращательного движения в поступательное / В.С. Янгулов и др. Заявлено 3.01.1977; Опубл. 25.12.1978, Бюл. № 47. – 4 с.: ил.
6. А.с. 154746 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.12.1978; Зарегистр. 2.02.1981.
7. А.с. 202396 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов. Заявлено 13.06.1983; Зарегистр. 27.04.1984.
8. А.с. 212950 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов. Заявлено 19.03.1984; Зарегистр. 27.12.1984.

9. А.с. 315418 СССР. МКИ<sup>5</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 3.07.1990.
10. А.с. 317718 СССР. МКИ<sup>5</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 3.09.1990.
11. Янгулов В.С. Редуктор системы автоматического регулирования повышенной долговечности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 1984. – 24 с.
12. Беляев А.Е., Брюховецкий В.П. Исследование волновых передач с шариковыми промежуточными телами // Доклады на 5-й научно-техн. конф. ТГУ. – Томск, 1974. – С. 41–48.
13. Брюховецкий В.П. Исследование планетарной эксцентриковой передачи с шариками в зацеплении: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 1979. – 21 с.
14. <http://smc.tomsk.ru/vppz.html>
15. <http://sodicom.ru/publications/articles/article5>
16. Об одном из способов изготовления и контроля зубчатого венца планетарной передачи с промежуточными телами / Янгулов В.С. – Томск, 1985. – 6 с. – Рус. – Деп. в ВНИИТЭМР, 1985, № 31мш-85 Деп.

Поступила 26.12.2006 г.

УДК 621.833

## ПРЕЦИЗИОННЫЙ РЕДУКТОР ПОВЫШЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

В.С. Янгулов

Томский политехнический университет  
E-mail: dtps@lcg.tpu.ru

*Представлены результаты работ по созданию прецизионного редуктора, входящего в состав космических аппаратов. Описано модульное построение конструкции редуктора на базе волновых передач с промежуточными телами качения. Предложена конструкция редуктора с модульным построением кинематической цепи, в которой применены передачи с адаптивными генераторами, обеспечивающие упругий натяг в зацеплении.*

Высокие требования к космической технике определяют параметры всех блоков и узлов, входящих в состав космического аппарата. Основным параметром для космического аппарата является высокий ресурс. Одним из блоков, определяющих работоспособность космического аппарата, является система ориентации, в которую входят и электромеханические исполнительные органы. В некоторых из них применяются приводы поворота рамок карданова подвеса (ПВР). Прогрессивным направлением в создании приводов ПВР является электромеханический редукторный привод.

Наличие редуктора в составе привода позволяет получать определённые преимущества, но накладывает высокие требования на его параметры.

Работы по созданию редукторов ПВР начаты с 1975 г. в ОАО «НПЦ «Полус», г. Томск [1]. Первые попытки решить задачу, используя известные конструкции передач, не принесли положительного результата. Самой сложной задачей было устранение зазоров в кинематической цепи редуктора, что было одним из основных требований. Мёртвый ход выходного вала не должен превышать 2 угл. сек. на весь ресурс, который более 10 лет. В результате проведённых исследований, включающих в себя теоретические, от создания новых конструкций, разработки методик расчёта параметров до разработки технологии изготовления и контроля деталей редуктора, и экспериментальные, вплоть до эксплуатации в составе космического аппарата, были соз-

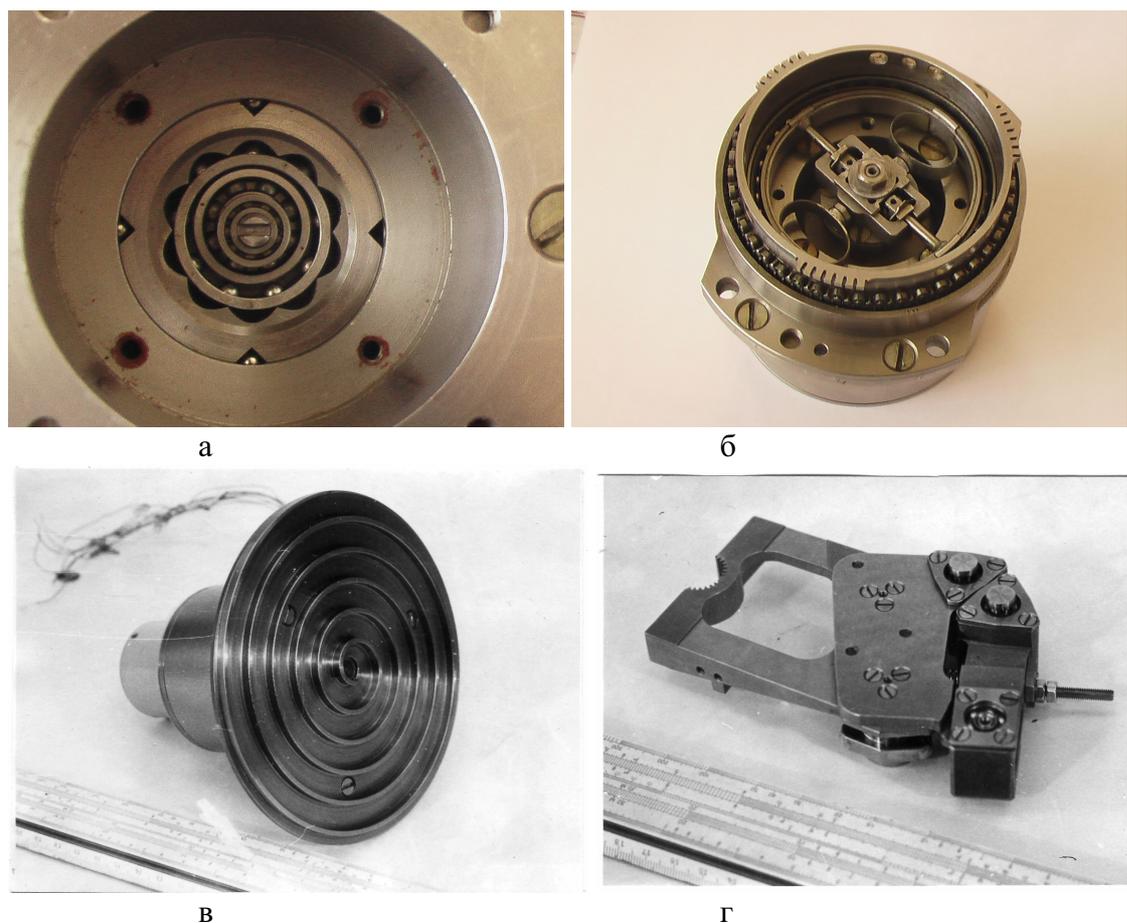


Рис. 1. ПВР-1: а) первая ступень, б) вторая ступень, в) кулачок третьей ступени, г) рычаг

даны конструкции прецизионного редуктора повышенной долговечности. Эти конструкции применяются и в новых разработках электромеханических исполнительных органов.

Первая конструкция редуктора ПВР-1 содержала в своём составе три разные передачи: первая (входная) ступень – волновая передача с промежуточными телами качения (ВППТК); вторая – волновая зубчатая передача со змеевидной пружиной [2] и третья ступень – кулачковый механизм [3–5]. Кулачковый механизм состоит из торцевого кулачка со спиралью Архимеда и рычага с роликами, входящими в пазы спирали кулачка. Кулачок крепится на выходном звене второй ступени, обойме со змеевидной пружиной, а кулачок на вал карданова подвеса. Такое построение кинематической цепи редуктора ПВР-1 усложнило технологическую подготовку производства, повысило себестоимость его изготовления.

Комплексные экспериментальные испытания включали в себя и определение изменений характеристик редуктора в процессе наработки на ресурс. Прежде всего, это мёртвый ход и точность кинематической цепи, которые зависят от износа рабочих поверхностей деталей передач.

Для сравнения вместе с редуктором ПВР-1 аналогичные испытания проходил редуктор ПВР, кинематическая цепь которого состояла из пяти пар мелко модульных зубчатых передач и такого же кулачкового механизма, как в редукторе ПВР-1. Выходная ступень мелко модульной зубчатой части редуктора содержала разрезное подпружиненное колесо для устранения зазоров.

Испытания новых редукторов по контролю перемещений выходного звена проводились в составе электромеханического исполнительного органа. За каждый шаг шагового двигателя оно должно быть равным 4,32 угл. сек. Мёртвый ход и погрешности кинематической цепи редуктора ПВР приводили к тому, что перемещение выходного звена были с погрешностью более 13 угл. сек. за каждый шаг двигателя. Выходной вал мог оставаться неподвижным или даже двигаться в обратном направлении при движении ротора на 3 шага, а при дальнейшем перемещении ротора на один шаг переместится на 13 угл. сек. Результаты испытаний с редуктором ПВР-1 показали, что каждый шаг шагового двигателя четко отслеживается выходным звеном и ошибка, даже при реверсах, не превышает половины расчётного значения.

После наработки на ресурс испытания показали, что погрешность перемещений выходного звена у редуктора ПВР увеличилось на 50 %, у редуктора ПВР-1 не зафиксировано изменений погрешности перемещений выходного звена. Визуальный контроль состояния смазки ВНИИ НП-271, которая применялась в обоих редукторах для всех передач, показал, что менее всего она изменила свой первоначальный цвет, за счёт присутствия в ней продуктов износа, на деталях ВППТК.

Контроль размеров рабочих поверхностей деталей передач показал, что наименее подверглись износу детали ВППТК. Профиль зубьев жесткого колеса – менее 1 мкм; диаметр шариков – 6 мкм; паз обоймы – 10 мкм; наружный диаметр генератора – менее 1 мкм. Небольшие значения износа и у деталей волновой передачи со змеевидной пружиной, которые компенсировались упругим натягом. Результаты экспериментальных испытаний подтверждены результатами эксплуатации космических аппаратов, чей ресурс составляет 20 и более лет, в состав которых входят и редукторы ПВР-1.

Опыт создания редуктора ПВР в ОАО «НПЦ «Полус», г. Томск [1], позволяет сделать вывод о перспективности применения ВППТК в космической технике. Использование в данных передачах шариков или роликов, которые выпускаются шарикоподшипниковой промышленностью массовым производством с высоким качеством по геометрическим размерам, шероховатости рабочих поверхностей, термообработке, используемым маркам сталей и др., при соответствующем выполнении жесткого колеса и генератора, обеспечивают высокий ресурс с сохранением его работоспособности.

Опыт по созданию редуктора ПВР-1 и результаты его исследований показали, что более рациональным и предпочтительным является создание конструкции редуктора на базе одного вида передач, что было и сделано в работе [1]. Предложенная конструкция редуктора ПВР (рис. 2) состоит из трёх ступеней, выполненная модульным построением кинематической цепи. Под модулем понимается унифицированная ВППТК, при этом каждая предыдущая передача размещена в последующей. Входная передача размещена внутри второй, обе они внутри третьей ступени. Выходные звенья первой и второй ступени редуктора являются входными звеньями второй и третьей, соответственно, без промежуточных звеньев (валов, муфт и т. п.).

Такое построение конструкции редуктора ПВР обеспечивает максимально рациональное заполнение объёма и минимальные габариты редуктора, которые практически определяются габаритами выходной ступени. Данная конструкция позволяет проводить оптимизацию кинематической цепи редуктора, для чего была предложена расчётная модель. В качестве переменных величин, определяющих дальнейшие расчёты передач и конструкции редуктора, приняты размеры тел качения (шариков и роликов), выпускаемых шарикоподшипниковой промышленностью. Ограничения по минимальным и максимальным значениям размеров приняты из условий технологической возможности изготовления деталей передач и невысокой нагруженности выходного вала. Определены диапазоны передаточных отношений передач и их соотношение по ступеням, основными критериями при этом были габариты и масса редуктора и приведённый момент

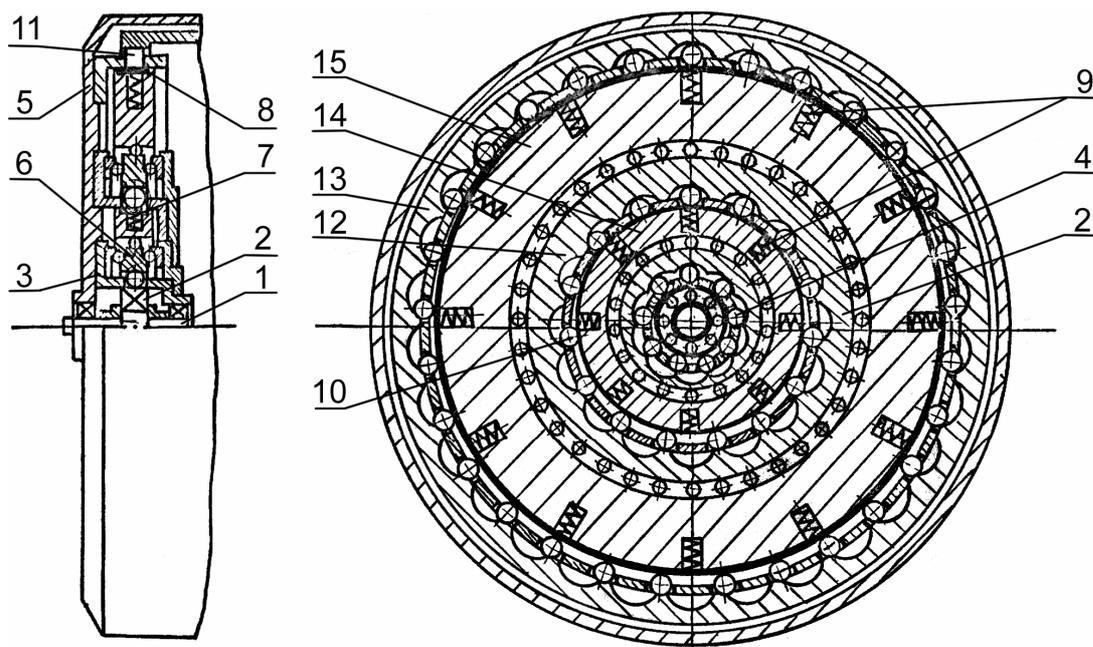


Рис. 2. Редуктор ПВР-2

инерции. Размеры деталей передач, при незначительном упрощении их конфигурации, определяются размерами тел качения и передаточным отношением, что позволило автоматизировать процесс расчётов по оптимизации кинематической цепи, профилей зубьев жестких колёс, сил в зонах контактов тел качения, приведённого момента инерции, массы и габаритов.

На рис. 2 представлена конструкция редуктора ПВР-2 с модульным построением его кинематической цепи. Первая ступень исполнена по традиционной схеме, входной вал – 1 выполнен с эксцентричной шейкой, на которой установлен радиальный шарикоподшипник, выполняющий функции генератора – 2. Обойма – 3 с радиальными пазами, с размещёнными в них шариками – 4, крепится к корпусу – 5. Выходное звено первой ступени – жесткое зубчатое колесо – 6, установлено в радиально-упорных подшипниках, дорожки качения которых выполнены на боковых поверхностях колеса – 6 и на неподвижных деталях, установленных на корпусе – 5. Наружная цилиндрическая поверхность колеса – 6 выполнена с эксцентриситетом, относительно оси вращения, и выполняет функцию внутреннего кольца шарикоподшипника генератора второй передачи.

Мёртвый ход кинематической цепи редуктора должен быть минимален в течение всего срока эксплуатации. Для обеспечения этого требования была предложена волновая передача с упругим натягом в зонах контакта шариков с генератором, стенками пазов обоймы и зубьями жесткого колеса [6], которая использована во второй и третьей ступенях редуктора ПВР-2. Наружное кольцо подшипника генератора волновой передачи с упругим натягом в зонах контакта шариков выполняется составным. Оно состоит из разрезных колец – 7, 8 и упругих элементов – 9, которые подпружинивают в радиальном направлении кольца – 7, 8 в зоны контакта шариков – 10 и роликов – 11 с генератором, стенками пазов обоймы и зубьями жестких колёс – 12, 13. Упругие элементы установлены в радиальных пазах наружных колец – 14, 15 подшипника генератора. Во второй и третьей ступенях выходным звеном служат жесткие зубчатые колеса – 12, 13. Для жесткого колеса – 12 второй ступени опоры выполнены как радиально-упорные подшипники, аналогично установке жесткого колеса первой ступени. Опорами жесткого колеса – 13 третьей ступени служат подшипники карданова подвеса исполнительного органа.

Продолжение работ по созданию ВППТК с упругим натягом в зонах контакта тел качения привело к созданию новых конструкций [7–9] передач. Применение этих передач обеспечило устранение недостатков, присущих предыдущей конструкции редуктора ПВР-2, прежде всего это:

- наличие разрезного кольца, контактирующего с телами качения, зазор между стыками приводит к ударам в контакте в этом месте;

- большие значения радиальных размеров наружного кольца подшипника генератора, в которых размещены упругие элементы, увеличивают радиальные габариты редуктора;
- отсутствие упругого натяга в зонах контакта тел качения первой ступени редуктора повышает величину мёртвого хода.

На рис. 3 представлен редуктор ПВР-3, в котором применены волновые передачи, указанные выше. В качестве первой ступени использована волновая передача [7, 8]. Упругий натяг в зонах контакта достигается тем, что наружная поверхность подшипника генератора – 2 выполнена конической и постоянно поджата к телам качения – 1 упругими элементами 3, которые через упорный подшипник – 4, опираются на корпус – 5 редуктора. Тела качения – 1 расположены в радиальных пазах обоймы – 6, закреплённой на корпусе – 5. Выходным звеном первой ступени является жесткое колесо – 7 с эксцентричной наружной цилиндрической поверхностью, входящей в состав генератора второй ступени.

В конструкции второй ступени использована волновая передача [8]. Опорами колеса – 7 являются радиально-упорные подшипники – 8. На колесо – 7 установлен шарикоподшипник – 9, на наружное кольцо которого с гарантированным зазором, устанавливается кольцо – 10, с конической наружной поверхностью. Наружное кольцо подшипника – 9 и кольцо – 10 соединены упругой мембраной – 11, которая имеет малые осевую и радиальную жесткости и высокое значение жесткости на кручение. Мембрана – 11 сдвигает кольцо – 10 относительно подшипника – 9 и конусная поверхность кольца поджимается к телам качения – 12, создавая упругий натяг в зонах их контакта с зубьями колеса – 13, стенками пазов обоймы – 14. Колесо – 13 установлено на радиально-упорных подшипниках – 15 в корпусе – 5, к которому крепится обойма – 14 с радиальными пазами, в которых расположены тела качения – 12. Для третьей (выходной) ступени редуктора ПВР используется волновая передача [9].

С целью повышения нагрузочной способности выходной ступени редуктора ПВР-3 передача выполнена с двумя рядами тел качения – 16, 17, расположенных в обойме – 18, закреплённой на корпусе редуктора – 5. В состав генератора третьей ступени входят: наружная эксцентричная поверхность колеса – 13, на которую установлен шарикоподшипник – 19; втулка – 20, напрессованная на наружное кольцо подшипника – 19; две втулки – 21, 22 с коническими наружными поверхностями. Втулки – 21, 22 имеют возможность перемещаться вдоль оси под действием упругих элементов – 23, установленных между ними, поджимая тела качения – 16, 17 в зоны их контакта. Передача вращательного движения от втулки – 20 к втулкам – 21 и 22 осуществляет упругая мембрана – 24, имеющая малые осевую и радиальную жесткости, но высокое значение жесткости на кручение, закреплённая од-

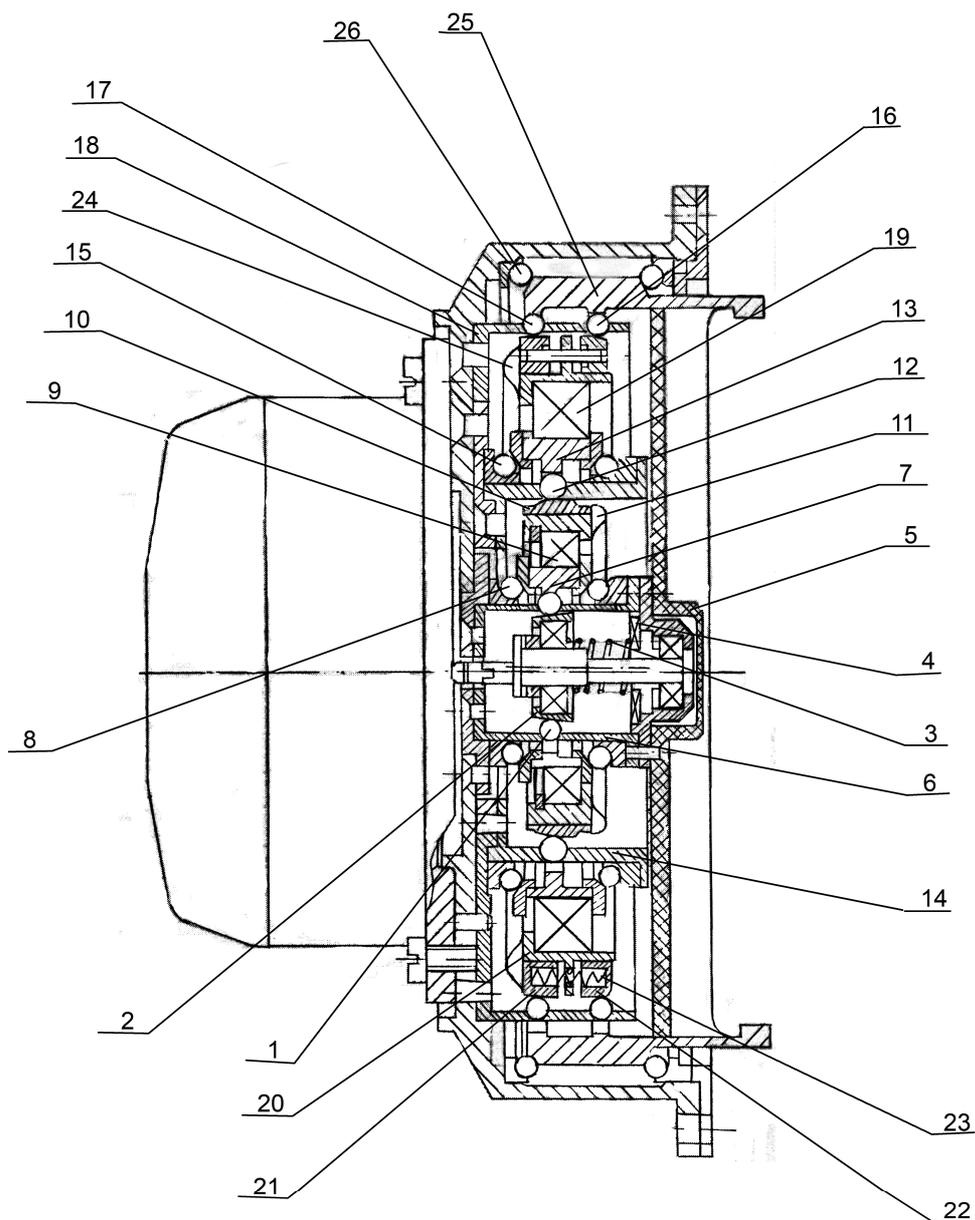


Рис. 3. Редуктор РВР-3

ним концом на втулке – 20 другим на одной из втулок – 21 или 22. Функцию выходного вала осуществляет жесткое колесо – 25, установленное на радиально-упорных подшипниках – 26, что обеспечивает автономность редуктора при его сборке, настройке и испытаниях.

Результаты работ по созданию редуктора РВР электромеханических исполнительных органов для управления и ориентации космических аппаратов и опыт их эксплуатации позволяют сделать следующие основные выводы:

- ВППТК обеспечивают работоспособность на длительный период эксплуатации (20 лет и более);
- Конструкции ВППТК с упругим натягом в зонах контакта тел качения в зацеплении практи-

чески устраняет мёртвый ход кинематической цепи редуктора;

- Использование модульного построения кинематической цепи редуктора позволяет существенно уменьшить габариты и массу, упростить конструкцию за счёт сокращения количества промежуточных деталей между ступенями;
- Модульное построение упрощает САПР, что снижает затраты на разработку новых конструкций.

Выводы подтверждают перспективность использования ВППТК в прецизионных редукторах приводов малой мощности с высокими значениями таких его параметров как малоинерционность, мёртвый ход, долговечность, жесткость, масса и габариты.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Янгулов В.С. Редуктор системы автоматического регулирования повышенной долговечности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 1984. – 24 с.
2. А.с. 154746 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.12.1978; Зарегистр. 2.02.1981.
3. А.с. 115074 СССР. МКИ<sup>3</sup> G01C 19/08. Привод рамок карданова подвеса гиросtabilизатора / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.06.1977; Зарегистр. 7.04.1978.
4. А.с. 135850 СССР. МКИ<sup>3</sup> G01C 19/08. Привод рамок карданова подвеса гиросtabilизатора / В.С. Янгулов и др. Заявлено 26.03.1979; Зарегистр. 6.10.1979.
5. А.с. 170753 СССР. МКИ<sup>3</sup> G01C 19/08. Привод рамок карданова подвеса гиросtabilизатора / В.С. Янгулов и др. Заявлено 19.05.1981; Зарегистр. 5.03.1982.
6. А.с. 202396 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов. Заявлено 13.06.1983; Зарегистр. 27.04.1984.
7. А.с. 212950 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов. Заявлено 19.03.1984; Зарегистр. 27.12.1984.
8. А.с. 315418 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 1.07.1990.
9. А.с. 317718 СССР. МКИ<sup>3</sup> F16H 1/00. Волновая передача / В.С. Янгулов и др. Заявлено 20.01.1988; Зарегистр. 3.09.1990.

Поступила 26.12.2006 г.

УДК 621.9.02

## ПОИСК ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ СБОРНЫХ СВЕРЛ СО СМЕННЫМИ МНОГОГРАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ РЕЛЬСОВ

А.А. Баканов

Томский политехнический университет  
E-mail: alekbakanov@yandex.ru

*Предложена методика силового анализа сборных сверл со сменными многогранными пластинами при сверлении железнодорожных рельсов, которая позволила повысить работоспособность инструмента. Методика основана на суммировании удельных составляющих силы резания по длине рабочих участков режущих кромок пластин. Повышение работоспособности достигается за счет уменьшения радиальных составляющих силы резания от каждой из пластин.*

18 декабря 2000 г. введен в действие новый стандарт ГОСТ Р 51685-2000 «Рельсы железнодорожные» (общие технические условия) взамен ГОСТ 24182-80 (СТ СЭВ 4983-85) «Рельсы железнодорожные широкой колеи типов Р75, Р65 и Р50 из мартеповской стали» (технические условия). В связи с этим металлургические комбинаты Российской Федерации стали выпускать объемно-закаленные рельсы, твердость шейки у которых достигает 388 НВ. Это привело к использованию для сверления рельсов сборных сверл с механическим креплением сменных многогранных пластин (СМП) из твердого сплава, рис. 1, 2. Однако, при сверлении рельсов в полевых условиях, которое выполняется рельсосверлильными машинками моделей СТР-1, СТР-2, 3023, 3028, указанные сверла обнаруживают низкую работоспособность.



Рис. 1. Общий вид сверла с СМП

Для выяснения причин низкой работоспособности сверл с СМП был выполнен анализ геометрических параметров режущих пластин. Установлено,

что рассматриваемые сверла имеют неблагоприятные для протекания процесса сверления геометрические параметры: статического переднего  $\gamma_c$ , заднего  $\alpha_c$  угла и угла наклона режущей кромки  $\lambda_c$  [1–3].

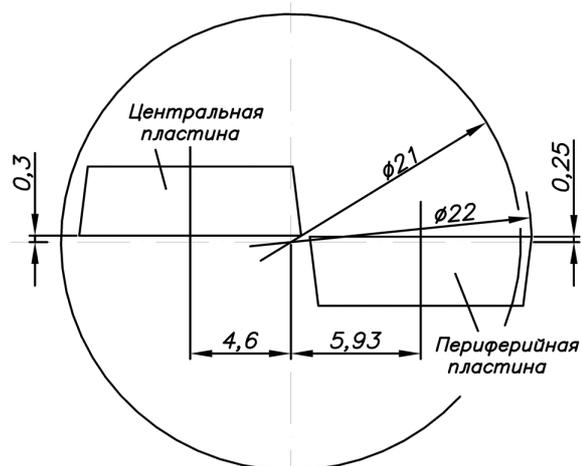


Рис. 2. Схема расположения СМП на сверле

Далее с целью оценки причин низкой работоспособности сверл с СМП выполнен анализ сил, действующих в процессе сверления. Для расчета составляющих силы резания была использована методика, основанная на суммировании удельных сил, действующих на единицу длины режущих кро-