

1557038

На правах рукописи

УДК 621.88.833

СОКОЛОВ ПАВЕЛ АЛЕКСАНДРОВИЧ

**РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО
НАТЯГА В ПЛАНЕТАРНЫХ
РОЛИКО-ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ С УЧЕТОМ ТОЧНОСТИ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ**

05.02.02 - Машиноведение и детали машин

Стенков

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва - 1997

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель

- доктор технических наук,
профессор Ряховский О.А.

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук,
профессор Козырев В.В.

- кандидат технических наук,
доцент Марголин Л.В.

Научный консультант

- кандидат технических наук,
доцент Пантелеев В.Ф.

Ведущее предприятие

- АО "Аэроэлектрик"

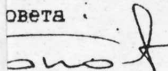
Защита диссертации состоится "10" декабря 1997 года
на заседании диссертационного совета К 053.15.11 в Московском
государственном техническом университете им. Н.А. Баумана
2-ая Бауманская, 5.

миться в библиотеке МГТУ

кземплярах, заверенных пе-
итута.

1997 г.

Овета

 Попов П.К.

123 Подписано к печати 17.11.97
Тир. 100 экз.

1534038

Актуальность проблемы.

Прогресс в области машиностроения предъявляет особые требования к силовым механизмам линейного перемещения. Известны механизмы для создания линейных перемещений (гидравлические, пневматические, зубчатые). Однако наряду с ними широкое распространение получили механические передачи винт-гайка из-за технологичности конструкции, незначительной массы и габаритов, высокой надежности, несложного обслуживания. Из многообразия конструкций передач винт-гайка наиболее распространены передачи скольжения и шариковинтовые передачи (ШВП), недостатки которых вызвали необходимость создания более совершенных передач.

Поиск новых конструкций передач винт-гайка привел к созданию планетарных ролик-винтовых передач (ПРВП), в которых трение скольжения, в основном, заменено трением качения. Особенностью ПРВП является наличие тел качения в виде резбовых роликов, расположенных между винтом и гайкой и совершающих планетарное движение относительно оси ходового винта.

ПРВП уступает винтовой передаче скольжения по нагрузочной способности и технологичности, превосходя ее по предельной частоте вращения ходового винта, КПД, кинематической точности, диапазону варьирования подачи гайки. ПРВП превосходит ШВП по предельной частоте вращения ходового винта, осевой грузоподъемности, долговечности, осевой жесткости, диапазону варьирования подачи гайки.

В ПРВП, к которым предъявляются высокие требования по кинематической точности и точности отработки заданного закона движения, создают предварительный натяг путем предварительного прижатия рабочих поверхностей сопрягаемых витков резьбы ходового винта, роликов и гайки друг к другу. Это повышает осевую жесткость и кинематическую точность передачи, однако снижает КПД, нагрузочную способность и увеличивает износ. Предварительный натяг должен быть таким, чтобы передача обладала требуемыми характеристиками как при первом регулировании, так и при последующем.

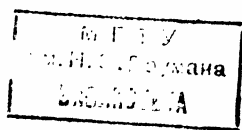
Регулирование преднатяга позволяет обеспечить требуемые характеристики новых передач, а также восстановить величины

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1557038

Соколов П.А. Рациональный



осевой жесткости и кинематической погрешности передач, у которых данные характеристики вышли за допустимые пределы при эксплуатации. Таким образом, изучение проблемы создания предварительного натяга в ПРВП является актуальной научной задачей, решение которой будет способствовать повышению работоспособности ПРВП приводов промышленного оборудования.

Цель работы.

Повышение ресурса ПРВП, с обеспечением требуемых величин осевой жесткости, кинематической погрешности, КПД, путем научно-обоснованного расчета, создания и контроля рациональных значений предварительного натяга в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки.

Автор защищет:

- физическую модель ПРВП;
- результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие установить зависимости основных характеристик ПРВП: осевой жесткости, кинематической точности, КПД, от предварительного натяга в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки;
- методику расчета, создания и контроля рациональных значений преднатяга в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки.

Методы исследования. Результаты работы получены на основе теоретических и экспериментальных исследований с использованием ПКЭМ. Экспериментальные исследования проводились на уникальных, специально сконструированных стендах, оснащенных высокоточной измерительной аппаратурой. Теоретические исследования проводились с использованием основ теоретической механики, теории упругости, математической статистики.

Степень обоснованности научных положений. Достоверность полученных в диссертации результатов обусловлена корректным выбором расчетных моделей, использованием фундаментальных положений механики, теории упругости, применением высокоточной измерительной аппаратуры и положительным опытом внедрения результатов работы.

Научная новизна. Разработана научно-обоснованная методика расчета, создания и контроля рациональных значений преднатяга в ПРВП, позволяющих максимально реализовать возможности передачи. Получены результаты высокоточных измере-

ний геометрии профиля и шероховатости сопряженных поверхностей деталей ПРВП, позволившие установить вид функции распределения погрешностей шага резьбы ходового винта, роликов и гайки. Установлены зависимости между преднатягом и основными характеристиками ПРВП.

Практическая значимость. На основе обширных исследований получены величины основных характеристик ПРВП при разном преднатяге, что позволило разработать и внедрить в производство методику регулирования ПРВП и мероприятия по восстановлению величины осевой жесткости ПРВП. Разработан уникальный экспериментальный комплекс для проведения всесторонних испытаний передач винт-гайка.

Реализация полученных результатов. Результаты исследований внедрены на участке наладки приводов манипуляторов роботов цеха сварки кузовов АО "Москвич".

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на седьмой НТК профессорско-преподавательского состава и студентов ИГТУ (Пенза, 1996г.); на международной НТК "Точность автоматизированных производств" (ТАП-97) (Пенза, 1997г.); на заседании кафедры "Детали машин" МГТУ им. Баумана, 1997г.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 3 печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, выводов по главам, общих выводов, содержит 95 страниц машинописного текста, 29 рисунков, 4 таблицы, списка литературы из 58 наименований. Объем приложений 10 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы и изложены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе выполнен обзор известных конструкций ПРВП и областей их применения. Все конструкции ПРВП подразделены на три группы по способу преобразования вращательного движения ходового винта в поступательное движение гайки.

К первой группе относят ПРВП, в которых при вращении ходового винта блок гайки с роликами перемещается в осевом направлении относительно ходового винта. Длины роликов и гайки одинаковые, а длина ходового винта превышает длину ро-

ликов, поэтому передачи получили название ПРВП с короткими роликами.

Ко второй группе относят передачи, разработанные в нашей стране профессором В.В. Козыревым. В этих передачах гайка перемещается относительно блока винта с роликами. Длина роликов равна длине ходового винта и превышает длину гайки, поэтому передачи получили название ПРВП с длинными роликами.

К третьей группе относят ПРВП, в которых при вращении ходового винта ролики и гайки перемещаются в осевом направлении на различные величины. Такие передачи получили название ПРВП с рецеркуляцией роликов.

В ПРВП каждой группы целесообразно создание предварительного натяга. Сущность предварительного натяга заключается в устранении зазоров в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки и создании предварительной упругой деформации контактирующих поверхностей. Предварительная нагрузка, создающая этот натяг, замыкается на детали передачи. Термин "предварительная нагрузка" (далее преднагрузка) является силовым параметром, а термин "предварительный натяг", также применяемый при регулировании подшипников, геометрическим.

Рассмотрены конструктивные способы создания преднатяга, условно разделенные на две группы.

К первой группе относят способы, основанные на осевом сближении витков резьбы гайки 1 с витками резьбы роликов 2 (рис.1). Витки резьбы роликов сближаются с витками резьбы ходового винта 3 под воздействием предварительной силы F_c . В этом случае гайка состоит из двух полугаек, между которыми расположен компенсатор 4. Полезная внешняя осевая сила воспринимается только одной из полугаек. В этой группе определяющей величиной является предварительная осевая нагрузка (F , H) на сопряжения витков резьбы ходового винта, роликов и гайки. Преднагрузка, действующая на витки резьбы ходового винта, роликов и гайки определяется толщиной компенсатора, ограничивающего сближение полугаек, и предварительной осевой силой сжатия полугаек.

Ко второй группе относят способы, основанные на создании геометрического натяга в собранной ПРВП путем уменьшения величины внутреннего диаметра гайки. Гайка делается неразрезной, полезную внешнюю осевую силу воспринимают практически

все сопряженные витки, обеспечивая высокую несущую способность ПРВП, а определяющей величиной является разность размеров резьб деталей передачи, т.е. предварительный натяг (N_0 , мм).

В результате обзора литературных источников установлено, что наибольшее применение имеют ПРВП с короткими роликками, один типоразмер которых серийно выпускается на ИТО АвтоВАЗ (см. рис.1). В конструкциях ПРВП, в том числе серийной ПРВП ИТО АвтоВАЗа, имеются резервы повышения работоспособности за счет изменения способа создания преднатяга. В литературе отсутствуют зависимости по определению величины преднатяга, обеспечивающего рациональные значения осевой жесткости, кинематической точности и КПД ПРВП, а в методиках расчета нагрузочной способности и долговечности используются формулы, применяемые для расчетов ПРВП.

В связи с вышеизложенным и в соответствии с поставленной целью были сформулированы основные задачи работы:

- проанализировать способы создания предварительного натяга;
- измерить геометрические параметры профиля и шероховатости сопряженных поверхностей деталей ПРВП и определить закон распределения погрешностей шага резьбы ходового винта и роликов;
- разработать методику расчета рациональных значений преднатяга в ПРВП;
- создать экспериментальную установку, разработать методики проведения эксперимента и экспериментально исследовать основные характеристики ПРВП;
- определить влияние предварительного натяга в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки ПРВП на кинематическую погрешность, осевую жесткость, КПД;
- определить характер и причины изменения величины осевой жесткости ПРВП в процессе работы и разработать мероприятия по ее восстановлению, констатировать, по возможности, причины отказа ПРВП.

Вторая глава посвящена высокоточным метрологическим измерениям геометрии резьбовых поверхностей ходового винта, роликов и гайки, определению законов распределения погрешностей шага резьбы ходового винта и роликов. В главе дана

характеристика объекта исследования, выбрано измерительное оборудование, изложена методика проведения и результаты обработки метрологических измерений геометрии резьбовых поверхностей ходового винта, роликов и гайки.

В качестве объекта исследования, в данной работе, использовали серийную прирабочную ПРВП 48/8 (48-средний диаметр резьбы ходового винта, мм, 8-подача гайки, мм/об) производства ПТО АвтоВАЗ, в которой резьба ходового винта, роликов и гайки имеет правое направление, а также ПРВП, состоящую из неприрабочной ПРВП с ходовым винтом, резьба которого левого направления, и гайки с роликами серийной ПРВП 48/8.

Для определения величин и характера распределения погрешностей изготовления резьбы ходовых винтов, роликов и гайки, определения качества обработки рабочих поверхностей, необходимых для их моделирования, были проведены высокоточные метрологические измерения. В качестве измерительного оборудования использовали сертифицированный компьютеризованный прибор Form Talysurf (производитель - фирма "Taylor Hobson", Англия) для измерения профиля и шероховатости поверхности, механически сканирующий исследуемый профиль на длине до 120 мм, с точностью до 0,1 мкм на длине 20 мм. Прибор позволяет получить массив координат точек поверхности с варьируемым шагом дискретизации измерения (до 1 мкм), обработать его с помощью ПЭВМ и за протоколировать.

Ходовые винты, гайка и ролики были измерены в трех осевых плоскостях, повернутых относительно друг друга на 120° . Ходовые винты были исследованы на трех участках (в начале резьбового участка, по середине участка и в конце). Суммарную длину оценки резьбы каждого ходового винта принимали равной 450 мм. Длину оценки резьбы роликов и гайки принимали равной длине их резьбовой части (70 мм).

В результате измерения профиля резьбы были получены массивы координат точек поверхности. Для обработки координат 450 000 точек поверхности ходового винта с левой резьбой и координат 4000 точек винтовой поверхности роликов были разработаны специальные пакеты программ. В результате измерений определили, что профиль обеих сторон витка резьбы ролика состоит из трех участков: среднего прямолинейного, который образовался за счет износа в процессе приработки, и двух ра-

диусных, с радиусом R , которых износ не затронул. Прямолинейный участок имеет протяженность соответствующую примерно $1/3$ от высоты профиля витка. Итоговые средние значения параметров профиля витков резьбы ходового винта с левой резьбой и роликов представлены, соответственно, в табл. 1 и табл. 2. Полученные значения погрешностей шага резьбы обрабатывали с помощью ПЭВМ. По критериям согласия Колмогорова и Ястремского определили, что распределение погрешностей шага резьбы подчиняется нормальному закону. Параметры распределения для ходового винта с левой резьбой: среднее значение равно $1,600$ мм, среднее квадратическое отклонение равно $6,835 \cdot 10^{-4}$ мм.

Параметры шероховатости рабочих поверхностей витков резьбы, необходимых при их моделировании, также определили с помощью ПЭВМ. Итоговые средние значения параметров шероховатости представлены в табл. 3.

Полученные результаты показали следующее. Распределение погрешностей шага резьбы подчиняется нормальному закону. Точность изготовления резьбы высокая - погрешности соизмеримы с десятками долями микрометра. Все параметры для большинства измеренных витков имеют разброс в узком диапазоне. Величина износа витков резьбы роликов носит случайный характер и изменяется в зависимости от погрешностей шага резьбы. Полученная информация использована при моделировании взаимодействия контактирующих деталей ПРВП.

В третьей главе разработана физическая модель ПРВП (рис. 2) с учетом контактных и собственных деформаций деталей при следующих допущениях, принятых на основании метрологических измерений и опытных данных: передача изготовлена абсолютно точно и каждая из полу гаек при преднагрузении перемещается на одинаковую величину в осевом направлении; тела роликов, ходового винта, а также витки резьбы жесткие. Приведена научно-обоснованная методика расчета предварительной осевой силы сжатия полу гаек и толщины компенсатора.

Физическая модель (см. рис. 2) представляет собой конструкцию ПРВП с витками полу гаек 1, роликов 2 и ходового винта 3. Контактные податливости имитируются упругими элементами, которые обозначены безинерционными пружинами с податливостями между соответствующими деталями: $\lambda_{гк}$, $\lambda_{гр}$, $\lambda_{рв}$ и т.д. Собственные податливости обозначили буквой λ с индек-

Таблица 1.

Сторона профиля витка	Средние значения параметров, измеренных на 30 витках	Результаты измерения		
		1 участок	2 участок	3 участок
левая	Шаг по реальному профилю витков, мм	1.59990	1.60022	1.60001
	Шаг по аппроксимированному прямолинейному профилю витков, мм	1.59981	1.60026	1.60004
	Угол наклона стороны профиля от вертикали	44°56'21"	44°58'20"	45°03'09"
	Отклонения от аппроксимированного прямолинейного профиля витка			
	- среднее, мкм	0.306	0.413	0.421
правая	- максимальное, мкм	1.255	1.652	1.714
	Шаг по реальному профилю витков, мм	1.60079	1.60098	1.60094
	Шаг по аппроксимированному прямолинейному профилю витков, мм	1.60077	1.60099	1.60095
	Угол наклона стороны профиля от вертикали	45°03'18"	45°02'50"	45°03'47"
	Отклонения от аппроксимированного прямолинейного профиля витка			
	- среднее, мкм	0.197	0.160	0.171
	- максимальное, мкм	0.406	0.407	0.520
Угол профиля витка		89°59'39"	90°01'10"	90°06'56"

Таблица 2.

Номер измерительной трассы	1		2		3	
Сторона профиля витка	левая	правая	левая	правая	левая	правая
Шаг по реальному профилю P_n , мм	1.60020	1.60018	1.59986	1.59985	1.60031	1.60048
Шаг по аппроксимированному прямолинейному профилю P_n , мм	1.60020	1.60018	1.59987	1.59986	1.60031	1.60048
Длина прямолинейного участка профиля витка l , мм	0.2219	0.1902	0.2452	0.1870	0.2185	0.1895
Угол наклона прямолинейного участка профиля витка относительно оси x , град	45.392	46.279	45.915	45.532	46.141	45.131
Отклонения измеренных точек от аппроксимированного прямолинейного профиля:						
- среднее, мкм	0.228	0.302	0.223	0.249	0.220	0.217
- максимальное, мкм	0.503	0.461	0.488	0.348	0.478	0.291
Радиус аппроксимированной окружности R , мм	8.806	4.225	10.321	4.306	8.979	3.937
Угол профиля витка α , град	91.671		91.447		91.272	

Таблица 3

Параметр шероховатости (ГОСТ 2789-73)	Ходовой винт с левой резьбой	Серийная ПРВП 48/8 (АВТОВАЗ)		
		Ходовой винт	Резьба	Гайка
Среднее арифметическое отклонение профиля R_a	0.124	0.313	0.229	0.164
Среднее квадратическое отклонение профиля R_q	0.158	0.396	0.302	0.220
Средний шаг местных выступов профиля S	2.714	39.653	53.857	37.861
Средний шаг неровностей профиля S_m	12.314	86.103	106.744	55.156
Наибольшая высота неровностей профиля R_{max}	0.799	1.632	0.967	0.762

сом, состоящим из первой буквы названия детали, за исключением λ_{rs} и λ_{gm} - соответственно собственные осевая и радиальная податливости полугайки. Предложенная модель была применена для расчета предварительной осевой силы сжатия полугаек и толщины компенсатора и описывает практически любую известную конструкцию ПРВИ. Общую осевую жесткость предварительно нагруженной ПРВИ описали зависимостью

$$C_{ges} = 1/\lambda_{st} + 1/\lambda_{mob}, \quad (1)$$

где λ_{st} - податливость стыка полугаек с компенсатором в сборе,

λ_{mob} - податливость сопряжений витков ходового винта, роликов и гайки в сборе.

Для определения толщины компенсатора необходимо знать, какая часть преднагрузки, приложенной к полугайкам, нагружает сопряжения витков резьбы ходового винта, роликов и гайки, а какая часть нагружает стык полугаек с компенсатором. Распределение преднагрузки по соединениям характеризуется коэффициентом нагрузки. Коэффициент нагрузки определили с помощью условия совместности осевых перемещений сопряжений витков резьбы ходового винта, роликов и гайки и стыка полугаек с компенсатором в сборе. Во всех сопряжениях имеет место нулевой начальный зазор. Условие совместности перемещений записали в следующем виде

$$b \cdot F \cdot \lambda_{st}/2 = (1-b) \cdot F \cdot \lambda_{mob}/2,$$

откуда

$$b = \lambda_{mob}/(\lambda_{st} + \lambda_{mob}), \quad (2)$$

где b - коэффициент нагрузки,

F - предварительная осевая сила (преднагрузка),

Собственную радиальную податливость полугайки λ_{gm} , влияющую на осевую податливость сопряжения витков резьбы роликов и полугайки λ_{rp} определили с помощью метода Бицено-Граммеля.

В связи с принятыми допущениями осевое перемещение витков резьбы ролика и ходового винта под предварительной нагрузкой отсутствует и имеет место только их радиальное перемещение. В результате полугайки дополнительно смещаются в осевом направлении. В связи с этим, определили радиальную податливость сопряжения половины витков резьбы роликов с витками резьбы ходового винта, приведенную к осевой податливос-

ти сопряжения витков резьбы роликов и полугайки.

Для определения смещения витка резьбы ролика относительно витков резьбы ходового винта по нормали к плоскости пятна контакта было использовано решение задачи о фактической площади контакта с учетом шероховатости контактирующих поверхностей, полученным Н.Б. Лемкиным, что позволило записать уравнения в общей форме, пригодной для расчета различных типоразмеров ПРВИ. Моделируя одну поверхность в виде набора конусов со сферическими вершинами, расположенных на разной высоте, а за вторую принимая гладкую и абсолютно жесткую поверхность, определили смещение $\delta_{\text{норм.в.}}$; равное абсолютному сжатию наиболее высокого выступа

$$\delta_{\text{норм.в.}} = \frac{h_{\text{max.в.}}}{(k_{2в} \cdot k_{1в} \cdot C_{в})^{2/(2x+3)} F_{\text{норм.в.}}^{2/(2x+3)}}, \quad (3)$$

где $h_{\text{max.в.}}$ - максимальная высота неровностей, $C_{в}$ - коэффициент, характеризующий кривую опорной поверхности,

$$C_{в} = \frac{A_{\text{нв}} \cdot m_{в} \cdot \varphi_{в}}{2\pi \cdot r_{в} \cdot h_{\text{max.в.}}}; \quad k_{1в} = 1,3 \cdot E \cdot r_{в}^{1/2} \cdot h_{\text{max.в.}}^{3/2} / (1-\mu^2),$$

E - модуль упругости первого рода; $r_{в}$ - радиус закругления вершины неровностей; x - константа, была принята $x=2$; $k_{2в}$ - коэффициент, зависящий от x , (при $x=2$ $k_{2в}=0,22$); $m_{в}$ и $\varphi_{в}$ - константы, зависящие от вида обработки: для шлифования $m_{в}=5$, $\varphi_{в}=3$, для полирования $m_{в}=16$, $\varphi_{в}=3$; μ - коэффициент Пуассона, $A_{\text{нв}}$ - номинальная площадь пятна контакта витка резьбы ролика с витком резьбы ходового винта.

Величину $A_{\text{нв}}$ определили численным методом с помощью ПЭВМ. Зависимость номинальной площади контакта $A_{\text{нв}}$ от величины осевого сближения $\delta_{0.в.}$ описали эмпирическим уравнением $A_{\text{нв}}=31100 \cdot \delta_{0.в.}$, полученным методом наименьших квадратов. Погрешность уравнения находится в пределах 4,4%.

$F_{\text{норм.в.}}$ - сила взаимодействия витка резьбы ролика с витком резьбы ходового винта, направленная по нормали к плоскости пятна контакта,

$$F_{\text{норм.в.}} = \frac{F}{n \cdot z} \cdot (\text{tg}^2(\alpha_{вр}/2) + (1/\cos^2 \gamma_{вр}))^{0.5},$$

n - число роликов; z - число витков резьбы в полугайке; $\alpha_{вр}$ - приведенный угол профиля витков резьбы ролика и ходового винта; $\gamma_{вр}$ - приведенный угол подъема резьбы ролика и ходового винта.

Определение осевой податливости сопряжения витков резьбы ролика и полугайки аналогично определению податливости сопряжения витков резьбы ролика и ходового винта.

Определение осевой податливости $\lambda_{гк}$ стыка полугайки и компенсатора в пределах упругой деформации, основано на зависимостях, также предложенными Н.Б. Демкиным.

$$\lambda_{гк} = \frac{G}{F(2x+1)/(2x+3)} \quad (4)$$

где G - коэффициент, учитывающий геометрию и характеристики материала поверхности; x - константа, была принята $x=2$.

Допускаемая осевая сила сжатия полугаек F_c , ограниченная прочностью крепежных винтов 5 (см. рис.2)

$$F_c = F_6 \cdot n_6, \quad (5)$$

где F_6 - допускаемая сила затяжки винта,

n_6 - количество винтов.

Допускаемую силу затяжки винта определили с учетом собственных и контактных податливостей деталей передачи с использованием формул 1,2,3,4.

Определение предварительной осевой силы сжатия полугаек и толщины компенсатора провели по заданным величинам КПД, осевой жесткости и кинематической погрешности ПРВП, определяемых требованиями, предъявляемыми к передаче в составе привода. Для этого:

1) Определили силу сжатия полугаек, ограниченную прочностью крепежных винтов механизма, предварительно нагружающего ПРВП (6).

2) Определили коэффициент нагрузки b (2).

3) Определили смещение витков резьбы ходового винта, роликов и гайки $\delta_{mob} = (1-b) \cdot F \cdot \lambda_{mob} / 2$. (6)

4) Определили смещение витков резьбы ходового винта, роликов и гайки $\delta_{mob.г.}$ под воздействием силы $F_{mob.г.}$, обеспечивающей преднатяг в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки, при котором ПРВП имеет максимальные величины КПД, осевой жесткости и кинематической погрешности: $\delta_{mob.г.} = F_{mob.г.} \cdot \lambda_{mob.г.}$ (7)

5) Определили толщину компенсатора $C = \delta_{mob} - \delta_{mob.г.}$ (8)

После изготовления компенсатора, была измерена его действительная толщина C_w и определены действительные значе-

ния, КПД, кинематической погрешности и осевой жесткости передачи, с учетом погрешностей изготовления компенсатора. Для определения силы $F_{\text{пов.г.}}$ экспериментально были исследованы основные характеристики ПРВП.

В четвертой главе дано описание уникальных экспериментальных стендов и приведены результаты экспериментальных исследований осевой жесткости, КПД, момента трения и кинематической погрешности ПРВП в зависимости от преднатяга и сделан анализ результатов испытаний.

Располагая величиной преднатяга, которая обеспечивает максимальные или любые другие возможные величины основных характеристик ПРВП, и используя методику расчета, приведенную в главе 3, можно определить толщину компенсатора и силу сжатия полугаек передачи.

Для экспериментальных исследований основных характеристик ПРВП были созданы уникальные стенды, позволяющие получить корректные и достаточно точные значения измеряемых величин. Один из стендов, в конструкции которого применено гидравлическое и тензометрическое оборудование, превосходящий известные аналоги по точности и объему получаемой информации, позволяет контролировать момент трения, КПД, осевую жесткость передач винт-гайка, опорного узла подшипников ходового винта, производить приработку передач с оперативным контролем момента трения и осевого усилия.

В связи с тем, что для контроля кинематической погрешности требуются высокоточные датчики контроля угла поворота, в качестве стенда для исследования кинематической точности ПРВП были использованы делительная головка с направляющими, ползуном и центрами CARL ZEISS JENA 6929. Угловая погрешность делительной головки равна трем угловым секундам. На ползун устанавливали два индикатора часового типа MITUTOY N 2109-10, с ценой деления 1 мкм и погрешностью 0,5 мкм.

В результате эксперимента получены кривые, характеризующие средние значения осевой жесткости C (рис. 3) серийных ПРВП 48/8 (кривая N1) и ПРВП, в которой ходовой винт имеет резьбу левого направления (кривая N2), подачи гайки S (рис. 4) и КПД ПРВП для различных величин внешней рабочей осевой силы $F_{\text{вн}}$ (рис. 5) при различном преднатяге. На основании полученных кривых выбирали величину предварительной осевой силы, дейс-

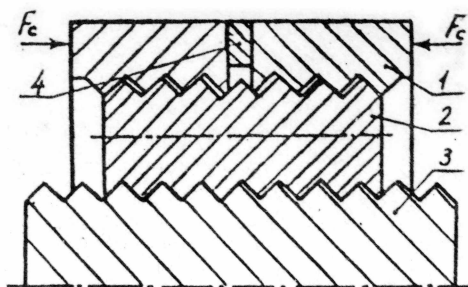


Рис. 1

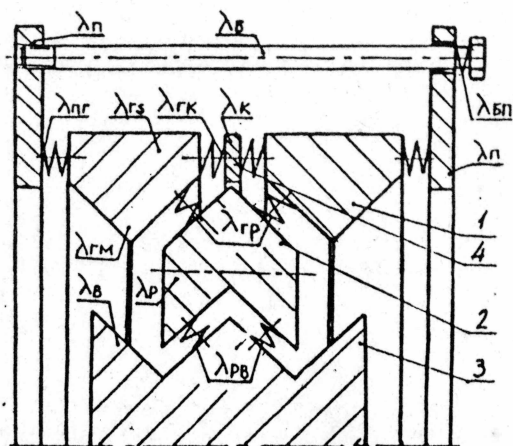


Рис. 2

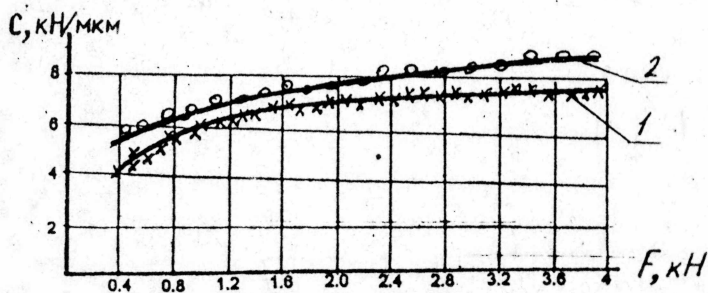


Рис. 3

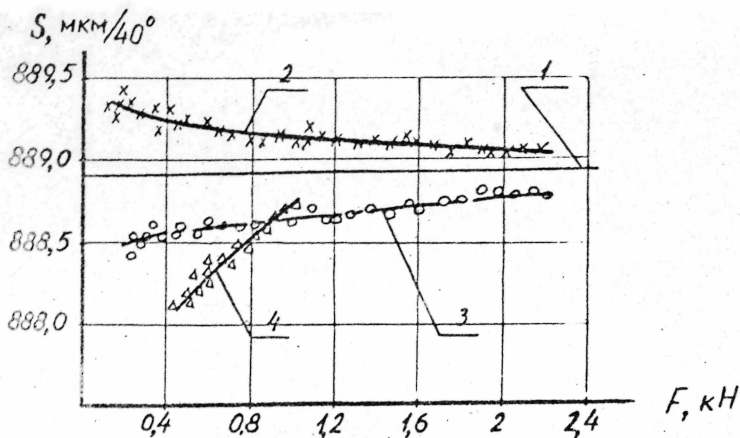


Рис. 4

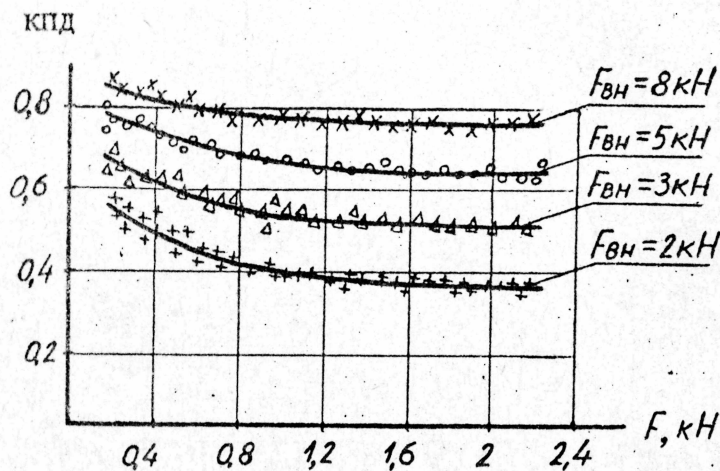


Рис. 5

твующей в сопряжениях витков ходовых резьб, при которой обеспечиваются максимальные или любые другие возможные основные параметры ПРВП. В качестве рекомендуемого рационального значения преднагрузки была принята величина 1,6 кН. Далее выбранную величину использовали в расчете толшины компенсатора и осевой силы сжатия полугаек по методике, описанной в главе 3. Установлено: резервом повышения осевой жесткости ПРВП является уменьшение деформаций в стыках полугаек с компенсатором и плитами механизма преднатяга; ПРВП с разнонаправленными резьбами на ходовом винте и роликах имеют большую осевую жесткость, чем ПРВП с одинаправленными резьбами; снижение осевой жесткости ПРВП происходит в результате износа контактирующих поверхностей ходового винта, роликов и гайки; отказ ПРВП связан с заклиниванием роликов между ходовым винтом и гайкой.

В пятой главе приведены методики сборки, разборки и регулирования ПРВП в составе двух приводов манипулятора промышленного робота ПР601/60.

Предварительный натяг регулировали в ПРВП и в подшипниковом узле. Процесс регулирования привода представлял собой изменение величины взаимного осевого смещения внутренних колец роликовых подшипников, полугаек ПРВП с контролем момента трения в этих узлах с достижением рекомендуемых значений. Регулирование осуществляли в два этапа на ходостом ходу. На первом этапе регулировали подшипниковый узел. Для этого гайке ПРВП позволяли вращаться вместе с ходовым винтом, тем самым исключая трение в ПРВП и измеряли момент трения M_c . Второй этап - регулирование ПРВП. В этом случае гайка перемещалась по ходовому винту и измерительные приборы показывали величину момента трения во всем приводе M_c . Момент трения в ПРВП определяли вычитанием из $M_c - M_0$. Использование данных методик позволило повысить ресурс и снизить период плановых переналадок приводов манипулятора промышленного робота ПР601/60 примерно в 1,5-2 раза.

Выводы

1. Определена взаимосвязь между величиной преднатяга в ПРВП и ее основными характеристиками.
2. Повышение работоспособности ПРВП можно достигнуть путем рационального регулирования предварительного натяга в сопряжениях ходового винта, роликов и гайки в течении срока эксплуатации. В качестве рекомендуемого рационального значе-

ния преднагрузки была принята величина 1,6 кН, обеспечивающая наибольшие величины основных характеристик ПРВП 48/8.

3. Результаты измерения геометрии резьбовых поверхностей как новых, так и приработанных ходовых винтов, роликов и гаек показали, что распределение погрешностей шага подчиняется нормальному закону.

4. Предложены физическая модель ПРВП и методика расчета толщины дистанционного кольца и предварительной осевой силы сжатия полугаек ПРВП, обеспечивающих рациональные величины основных характеристик ПРВП и применимые для различных конструкций и типоразмеров ПРВП.

5. Использование созданной уникальной экспериментальной установки позволило установить следующее: резервом повышения осевой жесткости ПРВП является уменьшение деформаций в стыках полугаек с компенсатором и плитами механизма преднатяга; снижение осевой жесткости и кинематической точности ПРВП происходит в результате износа контактирующих поверхностей ходового винта, роликов и гайки; ПРВП с разнонаправленными резьбами на ходовом винте и роликах имеют большую осевую жесткость, чем ПРВП с однонаправленными резьбами.

6. Использование разработанных методик сборки и регулирования ПРВП позволило повысить ресурс приводов манипулятора промышленного робота ПР601/60 примерно в 1,5 - 2 раза.

7. Результаты работы внедрены на участке наладки цеха сварки кузовов АО "Москвич".

Основные результаты работы опубликованы в следующих трудах:

1. Елинов Д.С., Ряховский О.А., Соколов П.А. Численный метод определения точки первоначального контакта витков двух винтов с параллельными осями и различными углами подъема резьбы // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1996. - № 3. - С. 28-34.

2. Способ измерения рабочих поверхностей ходовых резьб и обработка полученных результатов / Д.С. Елинов, О.А. Ряховский, П.А. Соколов и др. // Вестник машиностроения. - 1997. - № 11. - С. 7-9.

3. Соколов П.А., Елинов Д.С., Ряховский О.А., Определение преднатяга в планетарных ролико-винтовых передачах // Тез. докл. международной НТК. - Пенза, 1997. - С. 58-62.