

М 3159/6

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

—
Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ
имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

МАРГОЛИН Леонид Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ
ДЛЯ ТОЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

(05.02.02 — Машиноведение и детали машин)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1977

Работа выполнена в Ордена Трудового Красного Знамени
Экспериментальном научно-исследовательском институте метал-
лорежущих станков (ЭНИМС).

Научный руководитель, заслуженный деятель науки и тех-
ники РСФСР, доктор технических наук, профессор РЕШЕТОВ Д.Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, про-
фессор МАСЛОВ Г.С.,

кандидат технических наук

КУДИНОВ А.В.

Ведущее предприятие: Московский Ордена Ленина и Орде-
на Трудового Красного Знамени станкостроительный за-
вод им.Серго Орджоникидзе

Защита состоится 21 марта 1977г

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Москов-
ского высшего технического училища им.Баумана.

Автореферат разослан 21 января 1977г

спе

"Ма

(ПОПОВ П.К.)

M 315916



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В постановлении XXV съезда КПСС "Основные направления развития народного хозяйства СССР на 1976-1980 годы" указывается на необходимость значительного улучшения качества выпускаемых машин, оборудования и приборов, повышения их технического уровня, производительности, надежности и безопасности в эксплуатации.

Повышение точности работы машин является одной из важнейших тенденций машиностроения, во многом определяющей технический уровень современных машин и приборов. Для обеспечения высокой точности поступательного движения исполнительного органа в последнее время широко применяются передачи винт-гайка качения. Эта передача является конечным звеном цепи привода и оказывает существенное влияние на его точность. Поэтому совершенствование передач винт-гайка качения в соответствии с предъявляемыми к ним требованиями является актуальной задачей современного точного машиностроения.

Цель работы: анализ работы передачи винт-гайка качения совместно с опорами винта и исследование новых элементов (опор винтов и планетарных передач винт-гайка качения), позволяющих повысить эксплуатационные качества (прежде всего точность) этих передач.

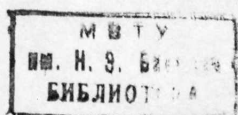
Общая методика исследований. Результаты работы получены путем теоретических исследований, лабораторных и эксплуатационных испытаний. Теоретические исследования основывались: для расчетов температурных перемещений и напряжений винтов - на уравнениях стационарной статически - неопределимой задачи термоупругости, для расчетов дуплексированных

упорных роликоподшипников - на линейаризованной модели упругих перемещений, для расчетов планетарной передачи винт-гайка качения с резьбовыми роликами - на основных соотношениях кинематики фрикционно-планетарных передач и контактной задачи теории упругости.

Экспериментальное исследование осевой жесткости и момента трения было выполнено на специальных стендах с использованием тензометрической и спектроанализирующей аппаратуры. Измерение погрешности зазора передач винт-гайка качения произведено на измерительной машине с лазерным интерферометром, что позволяло вести непрерывную запись результатов. Проверка температуры в процессе эксплуатации проведена с помощью термопар контактным способом, измерение погрешности перемещения стола станка проведено дискретным способом с помощью штриховой меры и микроскопа. Основные измерения повторялись - 4-6 раз, после чего вычислялись средние значения.

Научная новизна. Разработан расчет погрешности, вызванной нагревом винта, при двухсторонней упругой заделке его концов. Выявлено влияние податливости опор винта на величину погрешности и термоупругих напряжений. Исследованы опоры винта при дуплексировании упорных роликоподшипников с учетом упругой податливости проставочной втулки. Исследована планетарная передача винт-гайка качения с резьбовыми роликами без канала возврата, выведено условие, обеспечивающее постоянство передаточного отношения независимо от проскальзывания в передаче, разработаны геометрический, кинематический и силовой расчеты передачи. Экспериментально исследованы осевая жесткость, момент трения и погрешность перемещения этой передачи.

Практическая ценность и реализация результатов исследований. Предложена методика выбора схемы монтажа винта при использовании в опорах шариковых и роликовых подшипников с помощью номограмм и графиков безразмерных величин, позволяющих быстро определить суммарную жесткость передачи винт-гайка качения совместно с опорами винта при различных вариантах закрепления концов винта и погрешность, вызванную нагревом передачи. Рекомендации по регулировке предварительного натяга в опорах винтов использованы в 5-ти конструкциях металлорежущих станков. На основе совместной работы с Всесо-



ВНИИ научно-исследовательским конструкторско-технологическим институтом подшипниковой промышленности (ВНИПП) организовано серийное производство прецизионных упорных роликоподшипников и осваивается производство комбинированных подшипников с проставочной втулкой для передач винт-гайка качения. Условная годовая экономия от внедрения этих подшипников составляет 148,0 тыс.руб. Выявлена перспективность применения планетарных роликовых передач винт-гайка качения, обладающих высокой плавностью работы и высокой осевой жесткостью, для приводов точных перемещений.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на заседании секции Совета НТО Машпрома по проблемам исследования станков и автоматических линий, новых методов обработки и перспектив развития отрасли, ЭНИМС, 5.04.1974г. и на заседании Экспертного совета отдела общих исследований станков ЭНИМС, 28.09.76 г.

Публикация. По теме диссертации опубликовано 4 статьи и получено 1 авторское свидетельство.

Объем работы. Диссертация изложена на 159 страницах и содержит 43 иллюстрации и 9 таблиц, состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка, включающего 88 наименований литературы и приложения.

Глава I. ОБЗОР РАБОТ ПО ПЕРЕДАЧАМ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ И АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫХ К ЭТИМ ПЕРЕДАЧАМ В ПРИВОДАХ ТОЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Из всех типов передач винт-гайка качения наиболее подробно исследованы шариковые передачи. Исследованию этих передач посвящены работы Ф.Л.Литвина и Б.А.Константинова, И.А.Биргера и Э.П.Арутюняна, Г.А.Левита, В.Г.Беляева, И.Б.Пясики, Б.И.Павлова, В.А.Холмквиста, М.Ю.Пикуса и других авторов. Среди зарубежных работ следует отметить работы *F. Acorte, G. Balbo, A. Markhauser, H. Ezer, Z. Mugaze*.

Большой цикл работ по шариковым передачам винт-гайка качения, выполненный в ЭНИМСе, послужил основой для организации серийного производства этих передач на предприятиях Минстанкопрома.

В результате этих работ были исследованы основные параметры работоспособности этих передач: статическая и динами-

ческая грузоподъемность, геометрическая и кинематическая точность, осевая жесткость, момент трения и т.п.д. Особую роль в связи с повышением точности приводов перемещений исполнительных органов машин играют прецизионные передачи винт-гайка качения. На основе вышеуказанных работ разработаны расчеты, позволяющие определить отдельные составляющие погрешности перемещения и наметить пути повышения точности. Вместе с тем такой вопрос, как нагрев передач винт-гайка качения и его влияние на работоспособность этих передач слабо освещен в современной технической литературе. Вопрос этот приобретает особую важность для приводов точных перемещений также и потому, что в опорах винтов начинают применяться прецизионные упорные роликоподшипники с высокой осевой жесткостью, но с повышенным скольжением и тепловыделением. Для исследования процесса нагрева передачи винт-гайка необходимо рассмотреть этот узел в комплексе с опорами винта, которые, как отмечают многие исследователи, существенно влияют на точность передачи в сборе. Современные приводы точных перемещений, отличающиеся высоким быстродействием, требуют от механической системы привода достаточно высокой собственной частоты колебаний (до 80-100 гц), что можно обеспечить за счет применения опор с подшипниками высокой жесткости и рациональной схемы монтажа винта. Применение схем монтажа винта с двумя закрепленными концами в настоящее время сдерживается отсутствием расчета деформаций и нагрузок, вызываемых нагревом передачи винт-гайка качения.

Исследования упорных роликоподшипников проводились ранее во ВНИПП и их результаты приведены в работах Н.А.Спицына и его учеников. Тем не менее методы регулировки преднатяга этих подшипников с применением проставочной втулки, учитывающие как податливость самого подшипника, так и податливость втулки, до сих пор не исследованы.

В приводах точных перемещений возникает также задача стабилизации момента трения, снижения его колебаний. Как показано в работах, выполненных в ЭНИМСе под руководством В.А.Кудинова, амплитудночастотные характеристики электрогидравлических шаговых приводов имеют максимумы в области низких частот (20-100 гц), поэтому возможно возникновение резонансных режимов, характеризующихся увеличением стадио-

нарной динамической ошибке. Для снижения величины этой ошибки рекомендуется снижать уровень возмущающего воздействия и увеличивать передаточное отношение передачи винт-гайка (снижать шаг).

Одним из путей решения этой задачи является применение планетарных передач винт-гайка качения с резьбовыми роликами. Такие передачи серийно выпускаются за рубежом фирмой "SKF". Планетарные передачи винт-гайка качения выпускаются в 2-х вариантах: без возврата роликов, обеспечивающие шаг до 1-2 мм. Оба варианта передачи имеют высокую грузоподъемность и осевую жесткость. Несмотря на то, что планетарные передачи винт-гайка качения известны уже более 15 лет, методы их расчета и проектирования в технической литературе освещены слабо. За исключением каталожных и рекламных данных, имеется наибольшее количество зарубежных работ (*G. Spitz, P. de Haas*), посвященных расчету нагрузок и перемещений, а также температурных деформаций в этих передачах. В некоторых случаях ошибка в кинематическом расчете приводила авторов к ошибочному заключению о невозможности применения этих передач в приводах точных перемещений. В то же время известно, что ряд станкостроительных фирм ("*Hegnault Somua, GSP*") с успехом применяет эти передачи в приводах подач.

Суммируя вышеприведенные соображения, можно следующим образом сформулировать задачи данного исследования.

1. Анализ основных вариантов и схем монтажа передач винт-гайка качения совместно с опорами в зависимости от способа закрепления концов винта.

2. Исследование нагрева передачи винт-гайка качения и связанной с ним ошибки перемещения с учетом как сосредоточенных по концам источников тепла (подшипники опор винта), так и распределенных вдоль длины источников тепла (передача винт-гайка) и разработка на этой основе методики выбора схемы монтажа и типоразмера передачи винт-гайка и опор винта.

3. Исследование опор передач винт-гайка с упорными роликоподшипниками с целью выявления рациональных методов регулировки предварительного натяга.

4. Исследование планетарной передачи винт-гайка качения с резьбовыми роликами с целью выявления основных параметров работоспособности (грузоподъемность, осевая жесткость, кинематическая точность и момент трения) и возможной области применения в приводах точных перемещений.

Глава II. АНАЛИЗ РАБОТЫ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ СОВМЕСТНО С ОПОРАМИ

В зависимости от способа закрепления концов винта различают следующие схемы монтажа передачи винт-гайка качения:

С х е м а I. Оба конца винта закреплены и каждая опора передает нагрузку в обоих направлениях.

С х е м а II. Оба конца винта закреплены, но каждая опора воспринимает нагрузку только в одном направлении (винт-растянут).

С х е м а III. Промежуточный вариант между схемами I и II, одна опора воспринимает нагрузку в обоих направлениях, другая - в одном.

С х е м а III. Один конец винта закреплен, другой свободен, опора воспринимает нагрузку в обоих направлениях.

Для быстрой оценки суммарной осевой жесткости передачи вместе с опорами были разработаны номограммы, позволяющие по заданной осевой жесткости выбирать типоразмер шариковой передачи, схему ее монтажа и типоразмер опоры с различными подшипниками качения.

Спектры момента трения холостого хода исследовались экспериментально с помощью аппаратуры, содержащей тензометрический датчик момента, тензоусилитель "Höttinger", быстродействующий самописец Н-320 и анализатор спектра FSP-80. Собственная частота колебаний гайки, составляла 63 гц, гальванометра самописца - 5 гц. Испытания проведены на двух частотах вращения: 16 и 31,5 об/мин. Испытываемые передачи имели номинальный диаметр 50 мм и шаг 10 мм, количество шариков в витке 26. Низкие частоты возмущения до 2 гц регистрировались самописцем, частоты выше 2 гц - анализатором спектра. Исследования позволили установить наличие в спектре возмущения максимумов, соответствующих частоте переката шариков (3-6 гц).

Исследование термоупругих перемещений передачи винт-гайка качения и связанной с нагревом погрешности производилось на основе уравнений одномерной задачи термоупругости для стержня с двумя упругозакрепленными концами. Рассмотрены два вида источников тепла [4]:

1. Источники сосредоточены по концам винта. Исходные уравнения имеют вид:

$$T'' - \frac{\beta U}{\mu F} T = 0, \quad \delta_1'' - \epsilon T' = 0 \quad (1)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} -F \mu T'|_{x=0} &= q_1, & \delta_1' EF - \delta_1 j_1|_{x=0} &= \epsilon EFT(0), \\ F \mu T'|_{x=l} &= q_2, & \delta_1' EF + \delta_1 j_2|_{x=l} &= \epsilon EFT(l), \end{aligned} \quad (2)$$

где $T(x)$ - избыточная температура в заданной точке винта; q_1 и q_2 - мощности источников тепла; j_1 и j_2 - осевые жесткости опор винта; F - площадь поперечного сечения винта; U - периметр теплоотдающей поверхности винта; β - коэффициент теплоотдачи с поверхности винта; μ - коэффициент теплопроводности материала винта; l - расстояние между опорами; ϵ - коэффициент линейного расширения материала винта; E - модуль упругости материала винта.

Выражение для упругих перемещений имеет вид: $\delta_1(x) = x_1 \delta_1^0$, где $x_1 = \frac{\epsilon q_1}{\beta U}$ - масштабный коэффициент; $m \epsilon_1 x/l$; q_2/q_1 ; j_1/j_2 ; j_2/j_1 - безразмерные параметры, $m = \sqrt{\frac{\beta U}{\mu F}}$; $j = (j_1^2 + j_2^2 + EF)^{1/2}$. Для случая, когда $j_1 = j_2 = j$, $q_1 = q_2 = q$, безразмерные эпюры перемещений δ_1 приведены на рис. I.

2. Источники равномерно распределены на участке длиной l_p . Исходные уравнения имеют вид:

$$T'' - m^2 T + \frac{1}{F \mu} q_3 = 0, \quad \delta_2'' - \epsilon T' = 0. \quad (3)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} T'|_{x=0} &= 0, & \delta_2' EF - \delta_2 j_1|_{x=0} &= \epsilon EFT(0), \\ T'|_{x=l} &= 0, & \delta_2' EF + \delta_2 j_2|_{x=l} &= \epsilon EFT(l), \end{aligned} \quad (4)$$

где q_3 - плотность распределенного источника тепла.

Для случая, когда $j_1 = j_2 = j$ и рабочий участок винта расположен симметрично относительно середины, выражения для безразмерных перемещений имеют вид: $\delta_2(x) = x_2 \delta_2^0$. Соответствующие эпюры δ_2^0 приведены на рис. I. Масштабный коэффициент равен $x_2 = \frac{\epsilon q_3 l_p}{\beta U}$. Для определения полной величины

погрешности, вызванной нагревом передачи, необходимо умножить эпюры перемещений δ_1^0 и δ_2^0 на соответствующие масштабные коэффициенты α_1 и α_2 и сложить их. Величина дополнительной нагрузки, вызванной нагревом передачи, равна

$$\Delta P = (2\alpha_1 + \alpha_2) \tilde{T}_j \quad (5)$$

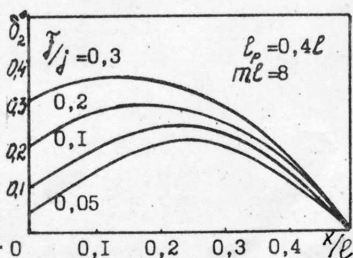
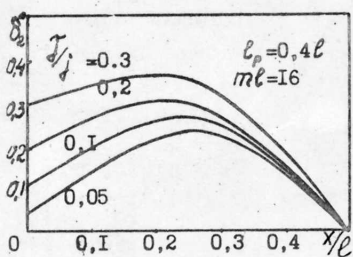
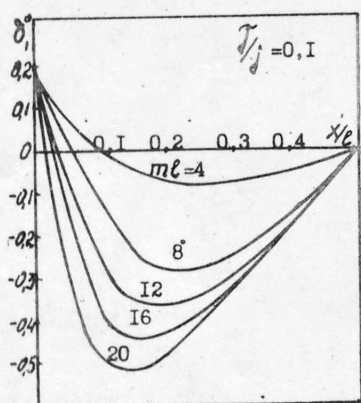
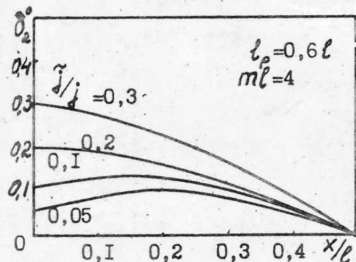
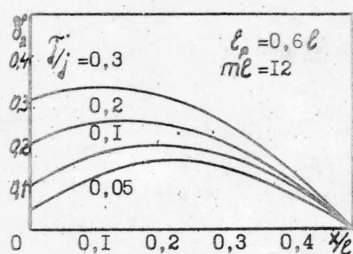
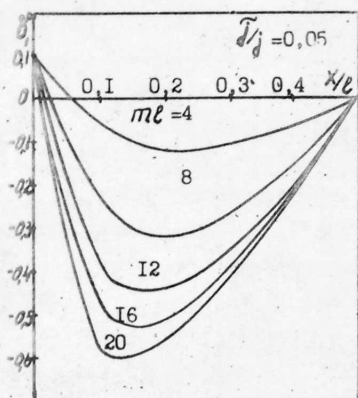


Рис. I. Зависимость безразмерной деформации винта от параметров термоупругой системы: винт-гайка-опора

Глава III. ИССЛЕДОВАНИЕ ОПОР, ХОДОВЫХ ВИНТОВ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ

Опоры винтов должны обеспечивать: высокую точность вращения, высокую осевую жесткость, малые потери на трение, возможность независимой регулировки осевого и радиального зазор-натяга.

Чтобы обеспечить высокую жесткость во всем диапазоне внешних нагрузок, не создавая при этом значительного преднатяга подшипников, используется регулировка натяга с помощью проставочной втулки. Особенность дуплексирования упорных роликоподшипников состоит в том, что жесткость проставочной втулки и жесткость самого подшипника — величины одного порядка. Как показывает расчет, осевая жесткость опоры с упорными роликоподшипниками, затянутыми гайкой через проставочную втулку, равна [2,3]:

$$j_{\Sigma} = j_0 + [j_0^{-1} + (j_3 + j_4)^{-1}]^{-1}, \quad (6)$$

где j_0 — жесткость отдельно взятого подшипника, j_4 — жесткость проставочной втулки, j_3 — жесткость резьбового соединения.

Так как $j_4 \gg j_3$, то $j_{\Sigma} \approx j_0 + (j_0^{-1} + j_4^{-1})^{-1}$. Отсюда следует, что применение проставочной втулки позволяет повысить жесткость опоры в 1,5–2 раза.

Нагрузка от преднатяга P_H при дуплексировании перераспределяется между подшипниками P_{1H} и проставочной втулкой P_{4H} :

$$P_{1H} = \frac{P_H + A j_4}{1 + 2 \frac{j_4}{j_0}}, \quad P_{4H} = \frac{P_H - \frac{1}{2} A j_0}{1 + \frac{1}{2} \frac{j_0}{j_4}}, \quad (7)$$

где A — зазор между проставочной втулкой и подшипником до затяжки регулировочной гайки.

Из условия нераскрытия стыков втулка-подшипник и подшипник-корпус опоры определяется величина преднатяга P_H и зазора A :

$$P_H = P_{\max} \left(\frac{j_0}{j_{\Sigma}} + 2 \frac{j_4}{j_{\Sigma}} - \frac{j_0}{j_4} \right) \approx P_{\max}, \quad A = \frac{P_{\max}}{j_0}, \quad (8)$$

где $P_{\max}$ — максимальная внешняя нагрузка на опору. Если $A = -\frac{P_{\max}}{j_4}$, т.е. проставочная втулка длиннее, чем комплект подшипников и корпуса, то $P_{1H} = 0$, что означает резкое

снижение потерь на трение холостого хода. Осовая жесткость при этом равна:

$$j_{\Sigma} = j_0 \frac{j_3 + j_4}{j_0 + j_3 + j_4} \approx (j_0^{-1} + j_4^{-1})^{-1} \quad (9)$$

Измерение осевого биения показало, что при натяге свыше 200 кг величина этого биения для подшипников 4-го класса точности по ГОСТ 520-71 составляет 1-2 мкм.

Исследование нагрева опоры при длительной работе под нагрузкой $P=200$ кг при частоте вращения $n=500$ об/мин показало, что максимальная избыточная температура подшипника составила 40°C , причем время стабилизации температуры равно 100-150 мин.

Глава IV. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ

Как уже указывалось ранее, планетарные передачи винт-гайка качения изготавливают двух типов: с возвратом и без возврата роликов. Оба типа передач относятся к фрикционно-планетарным передачам, основной недостаток которых состоит в неопределенной величине передаточного отношения, зависящей от проскальзывания. Тем не менее для планетарных передач винт-гайка качения можно обеспечить такое условие, при котором проскальзывание не влияет на передаточное отношение.

Основными элементами планетарной передачи винт-гайка качения являются: винт с многозаходной резьбой треугольного профиля (угол при вершине $2\alpha=90^{\circ}$), гайка с многозаходной резьбой такого же профиля, ролики-сателлиты с однозаходной или кольцевой нарезкой, имеющей выпуклый профиль, очерченный дугами окружности, благодаря чему обеспечивается точечный контакт между витками ролика и гайки или винта. Если d_b, d_r, d_p - диаметры резьбы соответственно винта, гайки и ролика, n_b и n_r - количество заходов резьбы соответственно винта и гайки, S - шаг резьбы ролика, то осевое перемещение ролика относительно гайки за 1 оборот винта равно [1]:

$$H_r = \frac{1}{2} K S \frac{n_r - (K+2)}{K+1}, \quad (10)$$

а осевое перемещение гайки относительно винта соответственно равно:

$$H = \frac{S}{2(K+1)} [K\pi_r + (K+2)\pi_s], \text{ где } K = \frac{d_s}{d_p} \quad (\text{II})$$

Таким образом, чтобы ролик не вывинчивался из гайки при обкатывании по поверхности резьбы, необходимо, чтобы $\pi_r = K + 2$, т.е. угол подъема резьбы ролика и гайки на диаметрах соответственно d_p и d_r был одинаков. Если, кроме этого $\pi_r = \pi_s = \pi$, то $H = \pi S$, т.е. осевое перемещение гайки относительно винта равно шагу одного захода резьбы винта и не зависит ни от проскальзывания, ни от величины диаметров d_s , d_r , d_p . Следовательно, в планетарной передаче без канала возврата количество заходов резьбы винта и гайки не может быть меньше 3-х. В передаче с возвратом роликов, имеющей ролики с кольцевой нарезкой, количество заходов резьбы винта и гайки может быть 1 или 2.

Статический силовой расчет планетарной передачи винт-гайка качения основан на известном решении контактной задачи теории упругости. Особенностью этих передач является то, что ролик находится под действием опрокидывающего момента, зависящего от соотношения длины и диаметра ролика, и вызывающего неравномерное распределение нагрузки по длине ролика. В работе принято допущение, что нагрузка распределена по длине ролика по линейному закону. В результате коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки, получается равным $K = 0,67$.

Соответствующие главные кривизны контактирующих поверхностей равны: $\rho_{11} = \frac{\sqrt{R^2}}{d_s}$; $\rho_{12} = 0$; $\rho_{21} = \rho_{22} = \frac{\sqrt{R^2}}{d_p}$

Статическая грузоподъемность Q_0 при этом равна:

$$Q_0 = \left(\frac{[\sigma_K]}{K} \right)^3 \frac{0,67 \cdot Z_p \cdot L \cdot \cos \alpha}{S} \quad (\text{I2})$$

где $[\sigma_K]$ - допускаемое контактное напряжение смятия;

$[\sigma_K] = 250 \frac{\sqrt{H}}{\text{мм}^2}$, k - коэффициент, зависящий от кривизны контактирующих поверхностей; Z_p - количество роликов в передаче; L - длина нарезанной части ролика.

Кроме грузоподъемности, силовой расчет содержит определение длины полуоси эллиптической площадки контакта C и осевой жесткости при натяге $Q_n = 0,2 Q_0$. Длина полуоси эллипса контакта необходима для проверки отсутствия кромоочно-

го контакта, для чего из геометрического расчета определяются координаты точек контакта при начальном касании. Проведенные расчеты соответствуют передаче без погрешностей изготовления. Осевая жесткость передачи с реальными погрешностями изготовления значительно ниже, чем у идеальной передачи, поэтому было выполнено исследование экспериментального образца планетарной передачи без возврата роликов, который был разработан, защищен авторским свидетельством [5] и изготовлен на опытном заводе "Станкоконструкция". Указанная передача имеет винт диаметром $d_0 = 39$ мм с 5-ти заходной резьбой с шагом одного захода $H = 10$ мм (шаг ролика 2 мм). Эта передача отличается большей технологичностью, чем известные планетарные передачи, и позволяет осуществить тонкую регулировку предварительного натяга.

Полученные в результате эксперимента данные позволили определить коэффициент контактной податливости

$R = 0,44$ мкм/кГ^{2/3} и осевую жесткость, которая оказалась равной: $j = 36$ кГ/мкм при натяге 40 мкм, $j = 50$ кГ/мкм при натяге 50 мкм и $j = 62$ кГ/мкм при натяге 60 мкм.

Кроме определения осевой жесткости, экспериментально определялась также величина момента трения и кинематической точности передачи в сборе. Запись погрешности перемещения производилась на измерительной машине МС-48 с лазерным интерферометром ИПИ-7. Из сопоставления шариковых и планетарных роликовых передач без канала возврата следует, что последние отличаются более стабильной величиной момента трения холостого хода ($\frac{M_{тр max}}{M_{тр min}} = 1,4$). В спектре момента трения отсутствуют импульсные возмущения, характерные для шариковой передачи, кинематическая погрешность не содержит периодических составляющих с частотой переката шариков. Суммарная погрешность шага передачи на длине 300 мм составляет 15 мкм.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

I. Проведенное исследование передачи винт-гайка качения с опорами позволяет дать обоснованные рекомендации по применению, расчету, выбору конструктивной схемы монтажа, типоразмера и метода регулировки натяга передачи совместно с опорами.

2. Показано, что схемы монтажа передачи винт-гайка качения можно классифицировать в зависимости от способа закрепления хвостовиков винта, причем схема монтажа определяет баланс жесткости передачи совместно с опорами.

3. Разработана и экспериментально проверена методика расчета погрешности шага винта, возникающей при нагреве передачи как сосредоточенными по концам винта, так и распределенными по его длине источниками тепла с учетом упругости заделки концов винта.

4. Экспериментально исследованы кинематическая точность и момент трения шариковой передачи винт-гайка качения. Показано, что кинематическая погрешность содержит составляющую, соответствующую частоте колебаний момента трения, вызванных перекатом шариков в канале возврата. Величина этой погрешности составляет 1-2 мкм.

5. Выполнено исследование опор передач винт-гайка качения с упорными шариковыми и роликовыми подшипниками. Проведенные исследования показали, что:

а) упорные роликоподшипники с цилиндрическими роликами имеют осевую жесткость в 3-3,5 раза выше, чем упорные шарикоподшипники аналогичного размера;

б) момент трения в упорных шарикоподшипниках в среднем в 3 раза ниже, чем в аналогичных по размеру роликоподшипниках при одинаковой нагрузке.

6. Разработан метод расчета и регулировки натяга при дуплексировании упорных роликовых подшипников с учетом жесткости проставочной втулки. Этот способ регулировки натяга позволяет: повысить осевую жесткость опоры в 1,5-2 раза (при этом нагрузка на подшипники от предварительного натяга снижается в 1,5-2 раза) или снизить предварительный натяг в опоре теоретически до нулевого значения, обеспечивая при этом достаточно высокую осевую жесткость, причем в обоих случаях требуемая величина осевой жесткости обеспечивается во всем диапазоне рабочих нагрузок.

7. Выполнено исследование планетарной передачи винт-гайка качения с резьбовыми роликами. Разработаны геометрический расчет (расчет координат точки контакта ролика с винтом при начальном касании) и кинематический расчет пе-

редачи. Показано, что при одинаковом количестве заходов резьбы винта и гайки и одинаковом направлении резьбы винта, гайки и роликов передаточное отношение (шаг передачи) не зависит от проскальзывания в зацеплении. Показано, что при количестве заходов резьбы меньше 3-х в планетарной передаче винт-гайка необходим канал возврата для роликов. В этом случае ролики должны иметь кольцевую нарезку с шагом, равным шагу резьбы винта (гайки), передача в этом случае может обеспечить шаги порядка 1-2 мм. На основе разработанных расчетов спроектирована и изготовлена новая конструкция планетарной передачи винт-гайка качения. Ее экспериментальное исследование показало, что передача отличается высокой плавностью работы (колебание величины момента трения $\frac{M_{трmax}}{M_{трmin}} = 1,4$). Кинематическая погрешность передачи составляет 15 мкм на длине 300 мм.

8. Рекомендации по повышению осевой жесткости привода подач использованы при модернизации опор винтов станков I713TФ2, IБ732Ф3, МА396Ф3 и 6С2I6, изготавливаемых заводами станкостроения.

9. Результаты испытаний упорных роликоподшипников переданы ВНИИП; предложенные рекомендации учтены при разработке рабочих чертежей подшипников. В настоящее время освоено серийное производство 9-ти типоразмеров указанных подшипников.

Условная годовая экономия от внедрения упорных роликоподшипников составляет 148000 руб.

Основные результаты исследований изложены в работах:

1. М а р г о л и н Л.В. Планетарная передача винт-гайка качения с резьбовыми роликами. "Станки и инструмент", 1970, № 1.

2. М а р г о л и н Л.В. Упорные и комбинированные подшипники для приводов подач станков с ЧПУ. "Станки и инструмент", 1974, № 6.

3. М а р г о л и н Л.В. Повышение осевой жесткости опор передач винт-гайка станков с ЧПУ. Труды ЭНИМС, 1974, вып. 4.

4. М а р г о л и н Л.В. Конструирование и расчет опор ходовых винтов с прецизионными роликоподшипниками в приводах подач станков с ЧПУ. Рекомендации ЭНИМС, 1975.

5. М а р г о л и н Л.В. Планетарная передача винт-гайка. Авторское свидетельство № 335468, Б.И. №13, 1972.