Л 48/1995

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ СССР
Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ЕЛИЗАРОВ Михаил Евгеньевич

УДК 62-231.223

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШАРИКОВЫХ ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

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 – 1989 г.

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана

Научный руководитель - Заслуженный деятель науки и техники, доктор технических наук, профессор Решетов Д.Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук Бальмонт В.П.

кандидат технических наук Марголин Л.В.

Ведущая организация - указана в решении Ученого Совета.

Защита состоится "____"_____1989г. в_____час. на заседании специализированного совета К 053.15.11 "Машиностроение" в Московском высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваш отзыв в 2-х экземплярах, заверенных печатью, просим выслать с[illegible] совета по указанному адресу.

С

МВТУ им

А г.

С

Попов

№ 4847785

Заказ

Типог

Л-151

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Шариковые винтовые передачи (ШВП) в настоящее время находят все более широкое применение в станкостроении, робототехнике, авиационной и космической технике, атомной энергетике и других отраслях промышленности. Однако существующие методики расчета и недостаточный объем экспериментальных данных не позволяют определять основные параметры ШВП с требуемой надежностью.

Работа посвящена разработке и реализации вероятностного метода расчета основных параметров шариковых винтовых передач и выполнена в соответствии с научно-технической программой "Надежность" ГКНТ СССР и АН СССР и плана МНТК "Надежность машин" АН СССР.

Анализ отечественной и зарубежной литературы показал: недостаточно разработаны методы учета погрешностей изготовления при расчете основных параметров ШВП; низкая точность существующих косвенных методов определения величины предварительного натяга может явиться причиной преждевременного выхода передачи из строя.

Цель работы. Разработка метода учета погрешностей изготовления при расчете ШВП; разработка и реализация на ЭВМ математической модели ШВП и создание на ее базе проектного расчета; разработка нового расчетно-экспериментального метода определения предварительного натяга.

Методы исследования. Теоретическое описание неравномерности распределения нагрузки между телами качения в передаче базируется на вероятностно-статистическом представлении погрешностей изготовления элементов ШВП. При проведении экспериментальных исследований использовались методы тензометрирования и измерения малых перемещений.

Научная новизна. Предложен новый метод определения предварительного натяга. Разработан вероятностно-статистический метод учета погрешностей изготовления при расчете ШВП. Разработана и реализована на ЭВМ математическая модель шариковой винтовой передачи. Впервые расчет ШВП на надежность по критериям статической прочности и усталостного изнашивания проведен в вероятностно-статистическом аспекте. Получены зависимости для расчета основных параметров ШВП (жесткос-

Муд 4785

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1484785
Елизаров М.Е.Вероятностный

МГТУ им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ти, момента трения, статической и динамической грузоподъемности) в зависимости от требуемой надежности и на их основе предложен проектный расчет.

П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь . Разработан новый метод экспериментального определения предварительного натяга; разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать параметры ШВП; получены зависимости, позволяющие с требуемой точностью оценивать основные параметры шариковой винтовой передачи; разработан метод учета погрешностей изготовления.

Р е а л и з а ц и я р а б о т ы . Результаты проведенных исследований внедрены в научно-исследовательском институте технологии машиностроения при проведении проектно- конструкторских работ.

А п р о б а ц и я р а б о т ы . Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседании кафедры РК-3 МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1988 году.

П у б л и к а ц и я . По материалам диссертации опубликовано четыре работы.

О б ъ е м р а б о т ы . Диссертация изложена на 117 страницах машинописного текста и содержит введение, шесть глав и заключение; включает 27 рисунков и список литературы из 37 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации.

В п е р в о й г л а в е представлен обзор конструкций и методов расчета ШВП, область их применения. Выделены основные преимущества передач винт-гайка качения перед другими конструкциями, выполняющими аналогичные функции. В частности, дан сравнительный анализ с винтовой парой скольжения и гидравлическим цилиндром, показывающий перспективность использования ШВП в таких областях, как робототехника, авиационная и космическая техника, атомная энергетика и т.п.

В главе рассмотрены конструктивные особенности передачи: профиль резьбы винта (гайки), устройство для возврата шариков, способы создания и регулирования предварительного натяга. Проведен сравнительный анализ конструктивных решений. Рассмотрены основные методы расчета ШВП. Определены основные направления работы.

Во второй главе разработана математическая модель шариковой винтовой передачи. Основные допущения, принятые в модели аналогичны допущениям, принимаемым при расчете подшипников качения. Наиболее общим случаем нагружения ШВП является случай, когда передача собрана с предварительным натягом и нагружена осевой силой. Расчетная схема приведена на рисунке I.

Уравнение равновесия в этом случае записывается в следующем виде

$$\sum_{i=1}^{z_1} F_{ni}^{I} \sin\alpha^{I} \cos\lambda - \sum_{j=1}^{z_2} F_{nj}^{II} \sin\alpha^{II} \cos\lambda = F_a \quad (1)$$

где F_{ni}^{I}, F_{nj}^{II} – нормальные силы в гайках I и П соответственно (см. рис.2); α – угол контакта; λ – угол подъема винтовой линии; $z_{1(2)}$ – число тел качения, находящихся в контакте в гайках I и П.

Уравнение совместности перемещений имеет вид

$$\Delta_n = \Delta_a \sin\alpha \cdot \cos\lambda \quad (2)$$

где Δ_n – сближение поверхностей дорожек качения гайки и винта в нормальном сечении; Δ_a – осевое смещение гайки относительно винта под действием силы F_a .

Сближение поверхностей дорожек качения в нормальном сечении Δ_n обусловлено упругой контактной деформацией шарика с дорожками качения винта и гайки δ_i с учетом нормальных зазоров $N(i)$

$$\Delta_n = \delta_i + N(i)$$

или с учетом (2) уравнение совместности перемещений имеет вид

$$\Delta_a = (\delta_i + N(i)) / \sin\alpha \cdot \cos\lambda$$

Для определения сближения шарика с дорожкой качения под действием нормальной силы использовано решение, полученное Гёрцем. Величина угла контакта в нагруженной гайке для указанного выше режима нагружения имеют следующий вид (см. рис.3)

$$\sin\alpha = \frac{\Delta_a + \Delta_{a0} + r_m \sin\alpha_0}{\sqrt{(\cos\alpha_0 \cdot r_m)^2 + (\Delta_a + \Delta_{a0} + r_m \cdot \sin\alpha_0)^2}}, \quad (4)$$

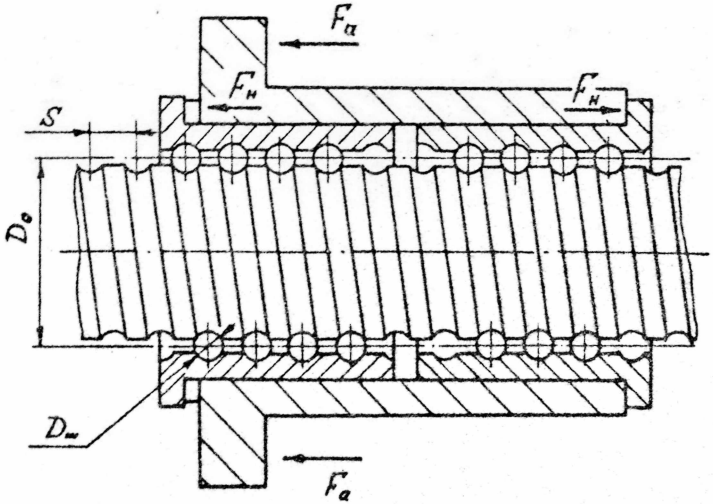

F_a
$F_н$
$F_н$
S
D_0
$D_ш$
F_a

Рис.I

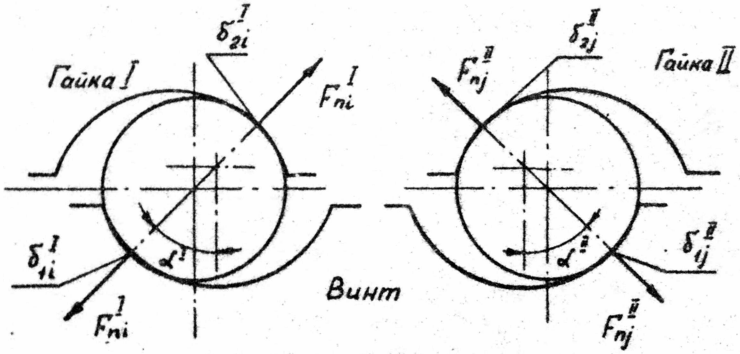

Гайка I
δ_{2i}^{I}
F_{ni}^{I}
δ_{1i}^{I}
α^{I}
F_{ni}^{I}
Винт
F_{nj}^{II}
δ_{2j}^{II}
Гайка II
δ_{1j}^{II}
α^{II}
F_{nj}^{II}

Рис.2

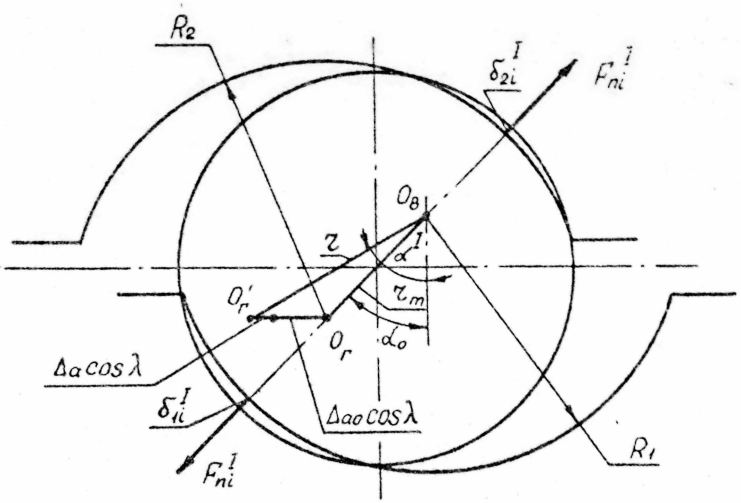


Рис.3

Распределение величины радиального биения гайки относительно оси винта

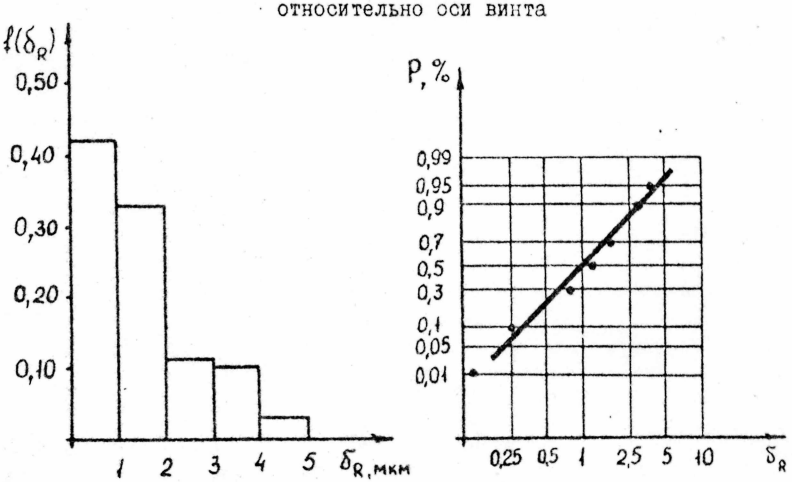


Рис.4

где r_m – расстояние между центрами кривизны дорожек качения до прилодения силы $F_н$; α_0 – начальный угол контакта, равный 45^0 для идеально изготовленных передач; Δ_{a0}, Δ_a – осевые смещения гайки относительно винта, вызванные соответственно силой натяга и осевой силой.

Решая совместно уравнения (I) и (2) с учетом (3) методом последовательных приближений при известных зазорах $N(i)$ можно определить величины нормальных контактных перемещений и величину осевого смещения гайки относительно винта (Δ_a) под действием осевой рабочей нагрузки F_a . Перейдя от контактных перемещений к контактным напряжениям, можно вычислить параметры, характеризующие работоспособность ШВП.

В уравнение (3) входят величины нормальных зазоров $N(i)$, закон изменения которых неизвестен. Для определения зазоров использован метод статистического моделирования (метод Монте-Карло). В основе метода лежит предположение, что зазор является функцией случайных величин отклонений размеров соединений

$$N = f(\Delta_j) \quad , \quad j = \overline{1,\rho} \qquad (5)$$

где ρ – число размеров соединения, определяющих величину зазора; Δ_j – отклонение j -того размера соединения.

Статистическое моделирование зазоров в соединении сводится к следующему:

I. Определяют размеры соединения, влияющие на образование нормального зазора и вид функции f.

2. Для j -того размера соединения организуется совокупность значений случайной величины, распределенной по нормальному закону (ρ – совокупностей).

3. Из j -той совокупности случайным образом выбирают z значений (z – число тел качения), процедуру повторяют для каждой из ρ совокупностей.

4. Полученные значения $\Delta_j(i)$ подставляют в уравнение (5) и вычисляют значение зазоров $N(i)$

$$N(i) = \Delta_{1i} + \Delta_{2i} - \Delta_{wi} + r_m\left[1 - \sqrt{(\sin\alpha_0 + \frac{\Delta_{ai}}{r_m})^2 + (\cos\alpha_0 + \frac{\Delta_{ri}}{r_m})^2}\right], \qquad (6)$$

где Δ_{1i}, Δ_{2i} – отклонения радиусов дорожек качения винта и гайки; Δ_{wi} – отклонение диаметра шарика; r_m – расстояние между центрами кривизны дорожек качения; α_0 – начальный угол кон-

такта идеально изготовленной передачи; Δ_{ai} – проекция осевого относительного смещения центров дорожек качения i -того сопряжения на нормальную плоскость; Δ_{Ri} – радиальное относительное смещение центров дорожек качения i -того сопряжения:

$$\Delta_{ai} = (\Delta_{Bi} - \Delta_{ri}) \cos\lambda ,$$

где Δ_{Bi}, Δ_{ri} – отклонения шагов винта и гайки i -того сопряжения; λ – угол подъема винтовой линии.

$$\Delta_{Ri} = \Delta_{dBi} + \Delta_{dri} ,$$

где Δ_{dB}, Δ_{dr} – отклонения диаметров впадин резьбы винта и гайки.

Комбинация зазоров может быть таковой, что после выполнения уравнения (I) сумма проекций нормальных сил в радиальной плоскости может быть отлична от нуля. При свободном движении гайки по винту это вызовет радиальное смещение гайки относительно винта. Величина и направление этого смещения могут быть вычислены с помощью разработанной математической модели.

Функция плотности распределения и функция распределения радиальных смещений в среднем сечении одной из гаек представлена на рис.4. Закон распределения близок к логарифмическому нормальному закону.

Разработанная математическая модель ШВП, учитывающая погрешности изготовления была реализована на ЭВМ. Это позволило определить основные параметры ШВП в вероятностно-статистическом аспекте и получить зависимости для проектного расчета.

Т р е т ь я г л а в а посвящена определению основных параметров ШВП: жесткости, момента трения, статической и динамической грузоподъемности, а так же вероятности безотказной работы по критериям статической прочности и сопротивления усталости.

Жесткость ШВП определяется из соотношения:

$$j = \frac{\partial F_a}{\partial \Delta} ,$$

где F_a – внешняя осевая сила; Δ – суммарное осевое смещение, вызванное перемещениями в контакте шарик-дорожки качения и деформацией элементов передачи (винт-гайка).

Момент трения определяется по зависимости

$$M=\left[\sum_{i=1}^{Z_1} F_{ni}^{I}\sin\alpha^{I}\sin(\lambda+\varphi_i)-\sum_{j=1}^{Z_2} F_{nj}^{II}\sin\alpha^{II}\sin(\lambda-\varphi_j)\right]\cdot\frac{d_{ш}\ell}{2}, \quad (7)$$

где $\varphi_{i(j)}$ – приведенный угол трения.

Для определения статической грузоподъемности использованы критерии, разработанные для подшипников качения, т.е. под статической грузоподъемностью ШВП (C_o) подразумевается такая нагрузка, которая вызывает суммарную остаточную деформацию у наиболее нагруженного шарика (δ_q) в месте более слабого его контакта с дорожкой качения винта или гайки, не превышающую 0,0001 от его диаметра. Наиболее нагруженный шарик определяется после определения нормальных контактных сил. Суммарная остаточная деформация шарика и дорожки качения определяется по Пальмгрену.

$$\delta_q = 1{,}25\cdot10^{-6}\,\frac{F_{n\max}^{2}}{D_ш}\,(\rho_{11}+\rho_{21})(\rho_{12}+\rho_{22}),$$

где $F_{n\max}$ – нормальная нагрузка, действующая на наиболее нагруженный шарик

$$\rho_{11}=\rho_{12}=\frac{2}{D_ш};\quad \rho_{22}=\frac{1}{R_1};\quad \rho_{21}=\left(\frac{D_o}{2\cdot\cos\alpha\cdot\cos\lambda}-\frac{D_ш}{2}\right)^{-1};$$

R_1 – радиус дорожки качения.

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности определяется по формуле

$$P_o=\int_0^{\infty}\left[1-\Phi_{C_o}(F)\right]f_o(F)\,dF,$$

где $\Phi_{C_o}(F)$ – функция распределения статической грузоподъемности; $f_o(F)$ – плотность распределения внешней осевой силы.

Функция распределения статической грузоподъемности моделируется на ЭВМ в зависимости от точности изготовления, а функция плотности распределения внешней осевой силы задается в соответствии с режимом работы.

Динамическая грузоподъемность позволяет определить срок службы передачи и является одной из основных характеристик работоспособности ШВП. Под динамической грузоподъемностью ШВП принимают (по аналогии с подшипниками качения) нагрузку, которую выдержат 90% идентичных передач в течение расчетного срока службы, исчисляемого I млн. оборотов винта при заданных усло-

виях эксплуатации.

В процессе эксплуатации гайка перемещается по винту, поэтому суммарное число циклов нагружения поверхности дорожки качения гайки больше, чем дорожки качения винта. В связи с этим динамическая грузоподъемность ШВП определялась по сопротивлению усталости дорожки качения гайки.

Одной из основных характеристик передачи является ресуро. Величину ресурса, в оборотах винта, определим из следующего выражения

$$L = \left(\frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{экв.}} \right)^9 \frac{N_{lim}}{n}$$

Предел контактной выносливости σ_{lim} определяем из уравнения кривой усталости

$$\sigma_{lim} = \sigma^{o}_{lim} \sqrt[9]{\frac{N_{lim}}{n \cdot L_T \cdot 10^6}},$$

где σ^{o}_{lim} – базовый предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов нагружения; $N_{lim} = 10^7$ – базовое число циклов нагружения; L_T – назначенный ресурс передачи, выраженный в миллионах оборотов винта; n – число циклов нагружений некоторой точки дорожки качения гайки за один оборот винта

$$n = 0{,}25\, z \left(1 + \frac{D_w}{D_o} \sin\alpha_o\right)$$

Базовый предел контактной выносливости σ^{o}_{lim} рассматриваем как случайную величину, распределенную по нормальному закону, среднее значение и среднее квадратическое отклонение которого определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_{lim} = \bar{\sigma}^{o}_{lim} \sqrt[9]{\frac{N_{lim}}{n \cdot L_T \cdot 10^6}}, \quad S_{lim} = \bar{\sigma}_{lim} \cdot v^{o}_{lim},$$

где $\bar{\sigma}^{o}_{lim}$, v^{o}_{lim} – среднее значение и коэффициент вариации базового предела контактной выносливости σ^{o}_{lim}.

Так как в литературе приводятся только значения десятипроцентной квантили $\sigma^{o}_{lim\,10}$ базового предела контактной выносливости, то среднее значение определим из следующего выражения

$$\bar{\sigma}^{o}_{lim} = \frac{\sigma^{o}_{lim\,10}}{(1 - 1{,}28 \cdot v^{o}_{lim})}$$

В соответствии с линейной гипотезой суммирования повреждений эквивалентное контактное напряжение равно

$$\sigma_{экв.} = \sqrt[9]{\frac{1}{z}\sum_{i=1}^{z}\sigma_i^9} ,$$

где z – число рабочих тел качения.

Результаты расчета ресурса ШВП (D_o = 25 мм, $D_ш$ = 3,175мм, число рабочих витков – 2,5) сравнивались с экспериментальными данными, полученными японскими исследователями Шимода Хироказу и Исава Минору (см. рис.5).

Ресурс, полученный расчетным путем имеет большее рассеяние, чем в эксперименте, так как однородность испытанных передач намного выше, чем в расчетной (генеральной) совокупности.

Вероятность безотказной работы по критерию контактной выносливости определяется по формуле

$$P = \int_0^\infty [1 - \Phi_{lim}(F)] \cdot f_o(F)\, dF ,$$

где $\Phi_{lim}(F)$ – функция распределения предельной нагрузки.

В четвертой главе с помощью вычислительного эксперимента получены зависимости для расчета основных параметров ШВП и на их основе разработан проектный расчет. Варьировались следующие факторы: сила предварительного натяга ($F_н$, Н), диаметр винта (D_o, мм), диаметр шарика ($D_ш$, мм), число рабочих витков гайки ($i_г$), степень точности изготовления ($K_т$).

Получены следующие зависимости:

- жесткость ШВП, собранной с предварительным натягом (Н/мкм)

$$\bar{j} = 1{,}3 \cdot F_н^{0{,}4} D_o \cdot D_ш^{-0{,}76} \cdot i_г^{0{,}8} \cdot K_т , \qquad (8)$$

- момент трения холостого хода (Нм)

$$\bar{M}_{xx} = 1{,}3 \cdot 10^{-6} F_н^{1{,}2} \cdot D_o \cdot D_ш^{-1} \cdot i_г^{0{,}9} \cdot K_т , \qquad (9)$$

- статическая грузоподъемность (Н)

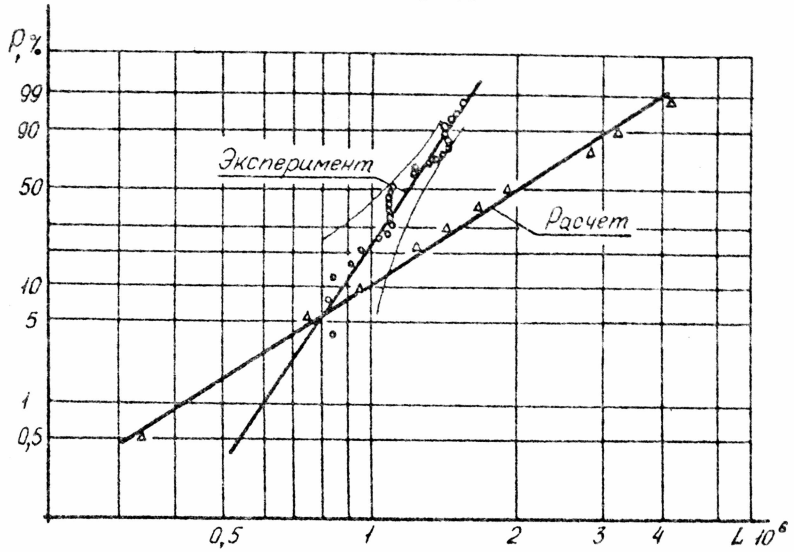
$$\bar{C}_o = 116 \cdot D_o^{0{,}98} \cdot D_ш^{1{,}13} \cdot i_г \cdot K_т , \qquad (10)$$

- динамическая грузоподъемность (Н)

$$C_{10} = 170 \cdot D_o^{0{,}436} \cdot D_ш^{1{,}69} \cdot i_г^{0{,}8} \cdot K_т , \qquad (11)$$

(под статической и динамической грузоподъемностью понимается

Распределение ресурса ШВП



Плотность распределения ресурса ШВП

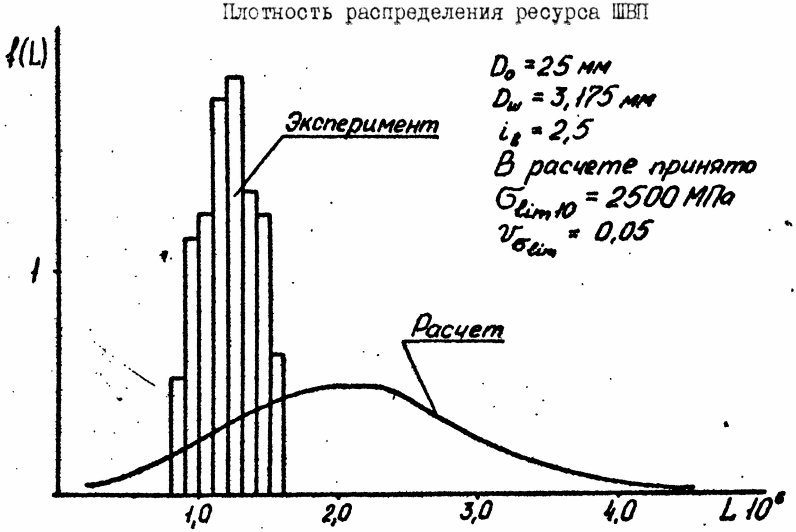


Рис.5

полная нагрузка, воспринимаемая более нагруженной гайкой с учетом предварительного натяга).

Величина K_T определяется из таблицы

Класс точности	С	А	В	П	Н
K_T	I,0	0,95	0,97	0,95	0,93

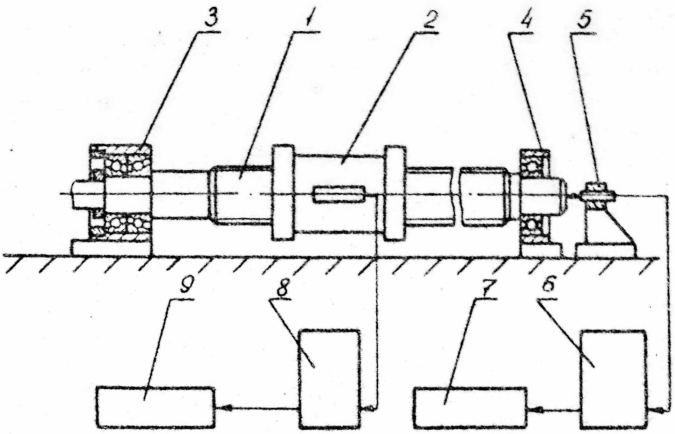
Проектный расчет ШВП сводится к определению номинального диаметра винта из условия статической и динамической устойчивости с последующей проверкой по жесткости, статической и динамической грузоподъемности. В итоге определяется радиус и вероятность безотказной работы передачи.

В пятой главе представлен новый метод расчетно-экспериментального определения предварительного натяга по удлинению винта. Известные методы замера предварительного натяга по жесткости и моменту трения имеют недостаточную точность, так как жесткость сильно зависит от погрешностей изготовления, а момент трения от коэффициента трения. Оба метода могут давать ошибку до 80%. Точность предложенного метода зависит в основном от аппаратуры, измеряющей удлинение винта. Схема замера удлинения винта приведена на рис.6.

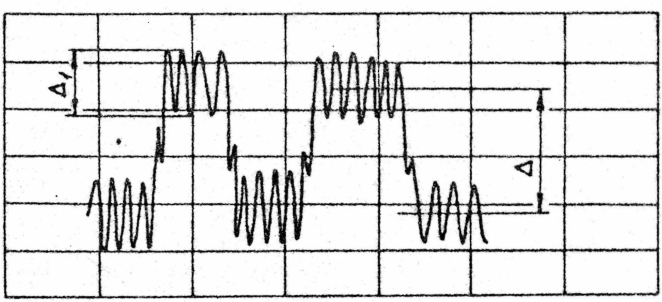
Величина деформации прямопропорциональна силе, действующей на винт со стороны гаек, т.е. силе предварительного натяга, Пример результатов замера приведен на рис.6. Для определения предварительного натяга в исследуемой передаче с помощью разработанной математической модели был получен график зависимости предварительного натяга от удлинения винта. Сложность учета таких факторов, как неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы, влияние винтовой поверхности винта на характер деформирования приводит к некоторым неточностям метода.

Для оценки точности метода был изготовлен специальный корпус гайки, позволяющий непосредственно измерять усилие натяга. В результате проведенных исследований погрешность определения предварительного натяга для исследуемого типоразмера не превысила I0%. Можно предположить, что такая точность сохраняется и для других типоразмеров, если график зависимости натяга от деформации винта будет рассчитан по разработанной математической модели.

В шестой главе представлены методики и ре-



1. Винт ШВП
2. Специальный корпус ШВП с тензодатчиками
3. Фиксирующая опора
4. Плавающая опора
5. Индуктивный датчик
6. Измеритель перемещений 2И4
7. Графопостроитель
8. Тензоусилитель
9. Регистрирующее устройство
10. Тензодатчики



Δ – удлинение винта;

Δ_1 – осевое биение винта, вызванное неточностью установки датчика.

Рис.6

зультаты экспериментальных исследований. В качестве объекта исследования были выбраны передачи типоразмера 50х10. Это центральный из ряда и наиболее употребимый в станкостроении типоразмер. Для косвенной проверки предположения о том, что характер распределения нагрузки по виткам резьбы зависит от того, сжата гайка или растянута, были выбраны два способа создания предварительного натяга, позволяющие реализовать оба режима нагружения. Было решено экспериментально определять жесткость и момент трения, так как эти величины наиболее полно характеризуют адекватность разработанной модели ШВП. Стенд был оборудован из опытного образца токарного станка с программным управлением. Это позволило максимально приблизить условия эксперимента к эксплуатационным.

Для определения жесткости были использованы высокоточные приборы завода "Калибр" с ценой деления 0,1 мкм. Схема замера представлена на рис.7. При определении момента трения использовалось специально сконструированное тензометрическое приспособление (рис.8). Величина предварительного натяга контролировалась по методу, описанному в главе 5.

Результаты экспериментальных исследований сравнивались с результатами расчета по разработанной математической модели ШВП. Высокая сходимость результатов подтвердила адекватность модели. В процессе экспериментальных исследований не было замечено систематического отличия результатов для растянутых и сжатых гаек. Это говорит о том, что для трехвитковых передач распределение нагрузки по виткам резьбы можно считать равномерным и не зависимым от способа нагружения гайки.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Анализ отечественной и зарубежной литературы показал:
- недостаточно разработаны методы учета погрешностей изготовления при расчете основных параметров ШВП;
- низкая точность существующих косвенных методов определения величины предварительного натяга может явиться причиной преждевременного выхода передачи из строя.

2. Разработана вероятностно-статистическая модель учета погрешностей изготовления, позволившая, в частности, сказать, что изменение только внутришаговой ошибки с 2 до 8 мкм приводит к изменению величины расчитываемого параметра в среднем

Схема замера жесткости

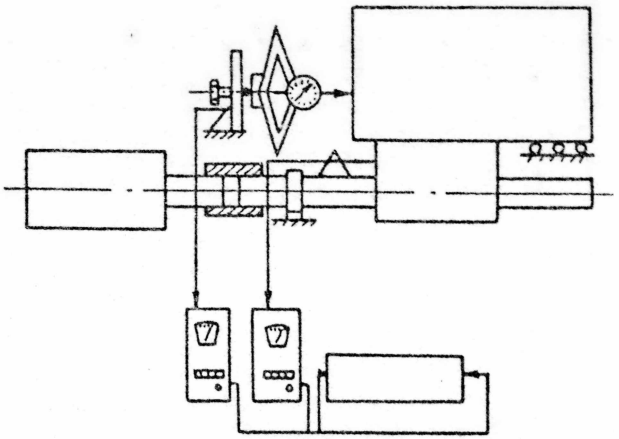


Рис.7

Схема замера момента трения

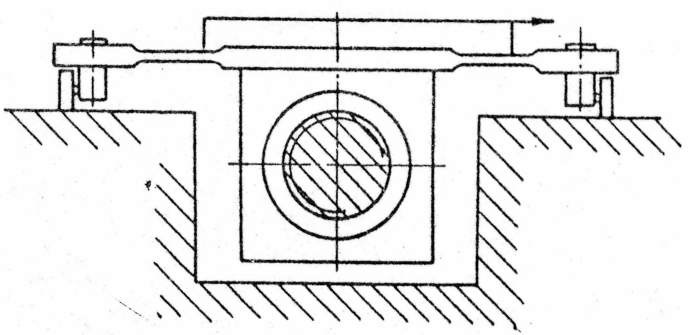


Рис.8

на 10%.

3. Получены удобные для практического использования зависимости для расчета основных параметров ШВП (жесткости, момента трения, статической и динамической грузоподъемности), позволяющие учитывать рассеяние определяемого параметра. На их основе разработан проектный расчет ШВП.

4. Разработан и апробирован на стенде новый метод определения предварительного натяга, точность которого ± 10%, что намного превышает точность традиционных методов.

5. Адекватность разработанной модели подтверждена сходимостью расчетных и экспериментальных данных.

6. Практические результаты:

- предложен расчетно-экспериментальный метод определения предварительного натяга, точность которого существенно превышает точность традиционных методов;
- разработана методика прогнозирования вероятности безотказной работы по критериям статической прочности и сопротивлению контактной усталости;
- для автоматизации проектно-конструкторских работ разработан пакет программ по проектным и проверочным расчетам ШВП.

Основное содержание диссертации достаточно полно отражено в следующих работах:

1. Шелофаст В.В., Елизаров М.Е. Определение осевой жесткости шариковой винтовой пары (ШВП), установленной без натяга //Известия вузов. Машиностроение. - 1986. - № 4. - С.27-31.

2. Решетов Д.Н., Шелофаст В.В., Елизаров М.Е. Осевая жесткость шариковой винтовой пары (ШВП), установленной с осевым предварительным натягом //Известия вузов. Машиностроение. - - 1986. - № 5. - С.67-72.

3. Фадеев В.З., Елизаров М.Е., Милкин Е.К. Вероятностная оценка зазоров для расчета деталей машин по параметрам надежности //Труды МВТУ. - 1986. - № 467. - С.34-42.

4. Фадеев В.З., Елизаров М.Е., Милкин Е.К. Расчет надежности шариковых винтовых передач //Труды МВТУ. - 1988. - - № 514. - С.60-73.

им. Н.Э.
БИБЛИ