

УДК 621.833.3

## ВЛИЯНИЕ КАЖДОГО ИЗ ВИДОВ ДЕФОРМАЦИЙ ХОДОВОГО ВИНТА НА ВЕЛИЧИНУ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Лодыгина Н.Д.

*Муромский институт, филиал ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых», Муром, e-mail: center@mivlgu.ru*

В результате аналитического решения задачи получены выражения для определения главных напряжений в любой точке винта. Предлагаемые зависимости при знании закона изменения во времени координат точки приложения нагрузки, позволяют оценить динамику изменения экстремальных напряжений в процессе эксплуатации, определить параметры спектра нагружения, произвести расчет винта на долговечность. По разработанной обобщенной математической модели напряженного состояния сопрягаемых деталей винтовых механизмов построены графики зависимости суммарных эквивалентных напряжений от напряжений витка, винта и контактных напряжений при двух значениях угла профиля резьбы. Наибольший вклад в эквивалентные суммарные напряжения вносят контактные напряжения (до 80%), наименьшие – напряжения витка (до 3%). Напряжения витка и тела винта составляют от 3% до 35% от эквивалентных суммарных напряжений в зависимости от величины угла профиля резьбы. Следовательно, для данного механизма напряжениями от деформаций витка можно пренебречь. При изменении некоторых параметров передачи, например, угла профиля резьбы, напряжения витка и тела винта достигают 35% от суммарных эквивалентных напряжений. В этом случае необходимо учитывать все виды напряжений.

**Ключевые слова:** напряжение, винт, винтовой механизм, деформации, контактные напряжения, угол профиля резьбы, эквивалентные напряжения

## THE EFFECT OF EACH TYPE OF DEFORMATION ON THE VALUE OF THE LEAD SCREW EXTREME STRESS

Lodigina N.D.

*Murom Institute of Vladimir State University, Murom, e-mail: center@mivlgu.ru*

As a result, analytical solutions obtained expressions for the principal stresses at any point of the screw. Offered depending on knowing the law changes over time coordinates of the point of load application, allow us to estimate the dynamics of change of extreme stresses during operation, to determine the parameters of the spectrum loading calculate screws on durability. According to the developed generalized mathematical model of stress state conjugate Guy parts screw mechanisms plotted total equivalent of the stresses of coil voltages, screws and contact stresses at two values of the angle of the thread profile. The largest contribution to the total equivalent voltage make contact stress (80%), the lowest – coil voltage (up to 3%). Voltage coil body and the screw is from 3% to 35% of the total equivalent voltages depending on the angle of the thread profile. Hence, for this mechanism the stress-strain loop can be neglected. If you change some of transmission parameters such as the angle of the thread profile, coil voltage and body screws reach 35% of the total equivalent stress. In this case it is necessary to consider all kinds of stresses.

**Keywords:** voltage, screw, screw mechanism, deformation, contact stress, included angle, equivalent stress

Современное машиностроение требует непрерывного повышения технического уровня механических трансмиссий. При необходимости преобразования вращательного движения входного в поступательное движение выходного звена в составе трансмиссий находят широкое применение винтовые механизмы (передачи винт-гайка), различающиеся как конструктивным исполнением, технико-эксплуатационными характеристиками, так и принципом передачи движения.

Конструкция передачи винт-гайка скольжения отличается значительными потерями на трение, низким коэффициентом полезного действия (КПД менее 40%), высокой изнашиваемостью, большим мертвым ходом, не плавностью при малых скоростях движения и ограниченной нагрузочной способностью при обеспечении точного

и плавного перемещения. Разделение винтовых поверхностей винта и гайки нагнетаемой между ними под давлением рабочей жидкостью в гидростатических передачах способствует повышению стоимости передачи, снижению ряда эксплуатационных характеристик, увеличению сложности системы в целом, необходимости компенсации колебаний температуры и т.д.

Это потребовало создания несоосных винтовых механизмов (НВМ), отвечающих сумме требований, предъявляемых к кинематическим и силовым механизмам [1]. НВМ, в том числе роликовые винтовые передачи (РВП), находят все большее применение в механической части точных приводов в различных отраслях промышленности. РВП по сравнению с шариковыми винтовыми передачами (ШВП) имеют целый ряд преимуществ: по редукции

(в 100 раз), грузоподъемности (в 4 – 5 раз), долговечности, компактности, жесткости (в 1,5 – 2 раза), точности (до 0,002 мм), приведенному моменту инерции (ниже в 2 – 10 раз), расширению диапазона частот вращения центрального винта (в 3 – 5 раз), линейной скорости перемещения гайки (в 2 – 3 раза) [2].

НВМ включают в себя большое число как схемных, так и конструктивных разновидностей, построенных на базе двух основных решений – внутреннего или внешнего сопряжения несоосных друг другу резьб винта и гайки. При эксплуатации НВМ в контакте резьб на ведомое звено со стороны ведущего звена действует не только силы давления, но и сила трения. В отличие от других винтовых передач в НВМ вращение винта преобразуется в поступательное движение гайки за счет одновременного действия сил давления и фрикционной силы в контакте.

В общем случае передача является фрикционной. Трение в контакте резьб смешанное, качение со скольжением. При одном и том же коэффициенте и силе трения ее плечо, а, следовательно, и момент трения в передаче будут значительно меньше, чем у обычной передачи винт-гайка скольжения. КПД при углах подъема резьбы 4 – 5° может достигать 80 – 93%. Благодаря несоосности и одновременному вращению сопряженных винтовых поверхностей, направление относительной скорости скольжения резьб друг по другу, а, следовательно, и силы трения значительно отклоняется от направлений окружных скоростей вращения винта и гайки. Вектор силы трения в НВМ может менять свое направление в плоскости, перпендикулярной общей нормали к сопрягаемым поверхностям, в диапазоне угла 360°.

Винт является наиболее ответственной и сложной деталью любой винтовой передачи вследствие большой протяженности его несущей винтовой поверхности и малой жесткости. Винты НВМ выполняют цельными и составными, с одним, двумя и более участками резьбы, малого, среднего и большого диаметров; одно и многозаходные.

Для всех сопрягаемых деталей НВМ наиболее жесткие требования предъявляются к несущей винтовой поверхности по точности шага профиля и среднего диаметра, точности диаметральных размеров. Так как длина винта, и даже длина его резьбовой поверхности, во много раз превосходит

диаметр, тело винта обладает недостаточной жесткостью.

При оценке качества винтовых механизмов уделяется большое внимание быстродействию и точности отработки заданного закона движения, глубине регулирования и возможности плавного изменения скорости выходного звена, высокой плавности движения, особенно на малых скоростях, минимальной величине кинематической погрешности. Все приводы с передачей винт-гайка должны обеспечивать минимальные энергетические потери, высокий коэффициент полезного действия, иметь малые массу и габаритные размеры, высокую надежность, а также отличаться технологичностью изготовления, ремонта и эксплуатации.

Все винтовые механизмы обычно подразделяют на кинематические, используемые в малонагруженных приводах приборов и систем управления, и силовые, работающие при значительных нагрузках на ходовой винт. К кинематическим передачам винт-гайка предъявляются высокие требования по точности, а к силовым – по прочности и износостойкости.

Развитие современной техники потребовало создания таких винтовых механизмов, которые удовлетворяют всему комплексу требований, предъявляемых как к кинематическим, так и к силовым механизмам. Детали несоосных винтовых механизмов в процессе эксплуатации подвергаются нестационарному повторно-переменному нагружению и выходят из строя в результате усталостного разрушения. С целью повышения долговечности сопрягаемые детали НВМ подвергают упрочняющей обработке. Для технологического обеспечения долговечности и качества передачи необходима информация о напряженном состоянии деталей, формирующемся в процессе эксплуатации НВМ [1, 6].

Расчет экстремальных напряжений ходового винта от деформаций изгиба, кручения, растяжения (сжатия), среза.

Данная работа посвящена решению задачи по определению экстремальных и расчетных напряжений в любой точке детали НВМ при эксплуатации [7] и вклад каждого из видов деформаций на величину эквивалентных напряжений. Напряженное состояние ходового винта формируется в результате взаимодействия сопрягаемых поверхностей винта и гайки (для просто-

го НВМ) или винта и роликов (для РВП). В связи с фрикционным характером передачи движения, при рассмотрении силового взаимодействия контактирующих поверхностей учитывалось суммарное влияние сил давления и трения. При определении главных напряжений выделяли внутри детали три области [5, 8, 12].

В каждой области результирующие напряжения являются некоторой суммой нормальных и касательных напряжений от всех рассматриваемых видов деформаций (деформаций тела винта, витка и контактных деформаций). Зная нормальные и касательные составляющие напряжений по граням элементарного объема легко определить экстремальные и расчетные напряжения для любой точки выше рассмотренных областей [3, 4].

Задача определения напряженного состояния сводится к расчету главных (экстремальных) напряжений от всех действующих силовых факторов в любой точке детали в произвольный момент времени [9]. Данные о значениях экстремальных напряжений в локальной области несущей детали НВМ в тот или иной момент времени являются основой расчета параметров спектра нагружения и глубины наиболее нагруженного несущего слоя. Сведения о спектре нагружения несущей поверхности дают возможность прогнозировать ее долговечность. Знание глубины несущего слоя позволяет предъявить научно обоснованные требования к величине, знаку и градиенту изменения технологических остаточных напряжений. Это создает предпосылки выбора рационального технологического маршрута и режимов обработки несущей поверхности [10].

При расчете деталей несоосных винтовых механизмов наибольший интерес вызывает напряженное состояние наиболее ответственной детали передачи – ходового винта. В случае равномерного распределения рабочей нагрузки между роликами передачи, поля напряжений, сформированные в винте под действием сил от каждого из роликов, компенсируют друг друга, а величины главных напряжений зависят только от величины осевой составляющей нагрузки и диаметра винта. Однако в реальной передаче вследствие погрешностей сборки и изготовления отдельных звеньев, нагрузка между роликами распределяется неравномерно. В работе предпринята попытка оценить степень влияния каждого из

вида деформации на величину главных напряжений в ходовом винте [11].

При расчете главных напряжений ходовой винт допустимо моделировать брусом круглого сечения с закрепленными в опорах концами. Известно, что подавляющая доля нагрузки воспринимается первыми витками резьбы, находящимися в контакте с сопрягаемой деталью. Так как расстояние между соседними витками резьбы винта, воспринимающими нагрузку, составляет 0,4...2,5 мм, что много меньше длины винта, силы, действующие на виток резьбы, считаются лежащими в одном поперечном сечении. Таким образом, при проведении расчетов вся нагрузка считается сосредоточенной в одном поперечном сечении. Рассматривается плоское напряженное состояние винта. Определяются главные напряжения, формирующиеся в результате взаимодействия полей напряжений изгиба, кручения, растяжения, сжатия и сдвига [13, 14].

В результате аналитического решения задачи получены выражения для определения главных напряжений в любой точке винта. Предлагаемые зависимости при знании закона изменения во времени координат точки приложения нагрузки, позволяют оценить динамику изменения экстремальных напряжений в процессе эксплуатации, определить параметры спектра нагружения, произвести расчет винта на долговечность.

Численный расчет по предлагаемой методике проводился для ходового винта РВП с 9-ю роликами, имеющего средний диаметр резьбы винта  $d = 25$  мм, угол профиля резьбы  $2\alpha = 90^\circ$ , угол подъема винтовой линии  $l = 7,256^\circ$ , шаг  $S = 2$  мм, ход  $p = 10$  мм, количество заходов резьбы – 5. Построены графики зависимости суммарных эквивалентных напряжений от напряжений витка, винта и контактных напряжений при двух значениях угла профиля резьбы (рис. 1, 2).

Эквивалентные напряжения определяли в наиболее характерной области 2, где действуют все виды напряжений – напряжения от деформаций витка, винта и контактных деформаций.

### Выводы

Расчет показал, что (рис. 1, 2):

1. Наибольший вклад в эквивалентные суммарные напряжения вносят контактные напряжения (до 80%), наименьшие – напряжения витка (до 3%);

2. Напряжения витка и тела винта составляют от 3% до 35% от эквивалентных суммарных напряжений в зависимости от величины угла профиля резьбы.

Следовательно, для данного механизма напряжениями от деформаций витка можно

пренебречь. При изменении некоторых параметров передачи, например, угла профиля резьбы, напряжения витка и тела винта достигают 35% от суммарных эквивалентных напряжений. В этом случае необходимо учитывать все виды напряжений.

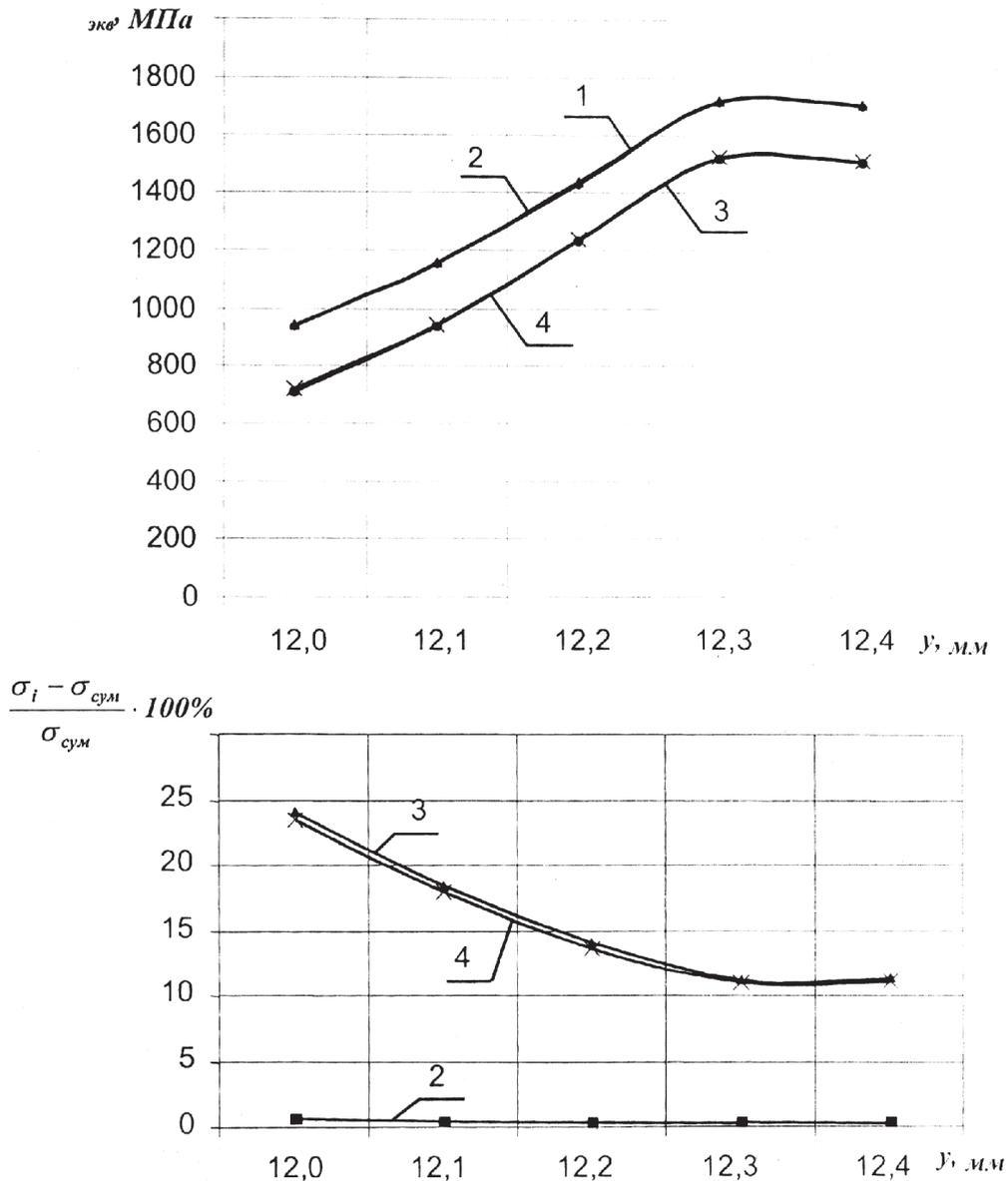


Рис. 1. Значения эквивалентных напряжений при  $l=7,256^\circ$ ,  $a=45^\circ$ ,  $f=0,1$ :  
 1 – с учетом всех деформаций; 2 – без учета деформаций витка; 3 – без учета деформаций тела винта; 4 – без учета деформаций витка и тела винта

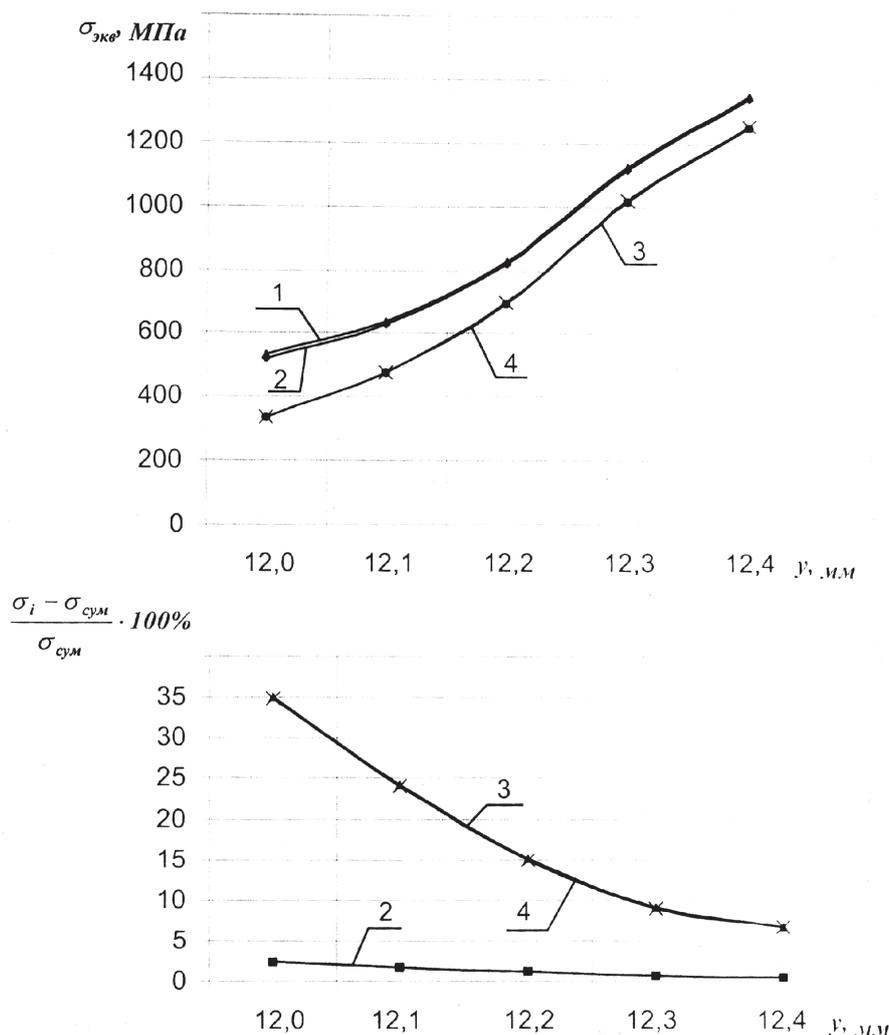


Рис 2. Значения эквивалентных напряжений при  $l=7,256^\circ$ ,  $a=30^\circ$ ,  $f=0,1$ :  
 1 – с учетом всех деформаций; 2 – без учета деформаций витка; 3 – без учета деформаций тела винта; 4 – без учета деформаций витка и тела винта

**Список литературы**

1. Бушенин Д.В. Несоосные винтовые механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.
2. Бушенин Д.В., Киричек А.В., Лодыгина Н.Д. Исследование и расчет напряжений и деформаций ходового винта РВП // Зубчатые передачи – 96. Проблема обеспечения надежности и качества зубчатых передач: Тез. Междунар. научн.-практ. конф. – СПб., 1996. – С.26.
3. Лодыгина Н.Д. Расчет напряжений в сечении винтов несоосных винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2010. № 7. С. 122-125.
4. Лодыгина Н.Д., Лазуткина Н.А. Напряженное состояние ходовых винтов несоосных винтовых механизмов // Современные наукоемкие технологии. 2011. № 4. С.41-44.
5. Лодыгина Н.Д. Исследование напряжений деталей винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2011. № 8. С.63-66.
6. Лодыгина Н.Д. Напряженное состояние в произвольной точке сечения витков деталей несоосных винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2011. № 9. С.55-57.
7. Лодыгина Н.Д., Влияние неравномерности распределения нагрузки на величину экстремальных напряжений в сечениях деталей винтовых механизмов // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 5. С. 144.
8. Лодыгина Н.Д. Зависимость напряжений от геометрических параметров витка винтового механизма // Современные наукоемкие технологии. 2013. № 2. С.26-28.
9. Лодыгина Н.Д. Исследование напряжений деталей винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2011. № 1. С.63-66.
10. Лодыгина Н.Д. Напряженное состояние в произвольной точке сечения витков деталей несоосных винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2011. № 2. С. 55-58.
11. Лодыгина Н.Д., Шарапов Р.В. Исследование напряженного состояния в сечениях витка винтового механизма // Современные наукоемкие технологии. 2011. № 5. С. 33-36.
12. Лодыгина Н.Д. Расчет контактных напряжений сопрягаемых винтовых поверхностей // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2013. № 1. С.67-71.
13. Лодыгина Н.Д. Расчет экстремальных напряжений в любой точке детали несоосного винтового механизма при эксплуатации // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. 2012. № 2. С.69-72.
14. Шарапов Р.В., Лодыгина Н.Д. Расчет напряжений деталей несоосного винтового механизма // Фундаментальные исследования. 2009. № 5. С.70-71.