

УДК 539.313.621.833.3

Расчет экстремальных напряжений в любой точке детали несоосного винтового механизма при эксплуатации

Лодыгина Н.Д.

Работа посвящена комплексному решению задачи по определению экстремальных и расчетных напряжений в любой точке детали несоосного винтового механизма при эксплуатации. Разработана обобщенная математическая модель напряженного состояния сопрягаемых деталей несоосного винтового механизма, охватывающая все известные способы закрепления многоступенчатых деталей.

Ключевые слова: экстремальные напряжения, математическая модель, напряженное состояние, несоосный винтовой механизм.

Введение

В современном машиностроении существует группа изделий, требующих для обеспечения необходимой долговечности значительной глубины упрочнения несущей поверхности. К таким изделиям относятся детали стрелочных переводов, крупные валы, ножи и зубья строительно-дорожных машин. Характерным примером такого рода изделий являются несоосные винтовые механизмы (НВМ), в том числе роликовые винтовые передачи (РВП) [1].

Детали НВМ имеют несущие винтовые поверхности специального профиля, к которым предъявляются высокие требования по геометрической точности, контактной жесткости, усталостной прочности и долговечности.

Цель работы – предложить комплексное решение задачи по определению экстремальных и расчетных напряжений в любой точке детали несоосного винтового механизма при эксплуатации.

Расчет экстремальных напряжений

Одной из актуальных проблем современного машиностроения является проблема повышения долговечности элементов машин по критериям прочности при одновременном снижении элементов машин по критериям прочности при одновременном снижении их металлоемкости. Непрерывное увеличение

мощностей, скоростей, грузоподъемности и других параметров машин и связанный с этим рост напряженности элементов приводят к тому, что указанную проблему можно решить лишь при использовании в процессе конструирования и расчета новейших достижений науки о прочности. По мере развития методов расчета на прочность при одновременном снижении запасов прочности и материалоемкости деталей машин и конструкций традиционные инженерные расчеты по напряжениям (преимущественно номинальным) необходимо дополнять или заменять расчетами по энергетическим критериям прочности.

Известно, что расчет основных конструктивных размеров НВМ необходимо назначать исходя из расчетов деталей на нагрузочную способность, определяемую для НВМ прочностью по критериям контактной, в том числе глубинной, и изгибной выносливости, износостойкости. Существующие методики расчета заимствованы из теории зубчатых передач и подшипников качения, что не позволяет учесть важные особенности контактного взаимодействия сопрягаемых деталей НВМ, имеющего фрикционный характер.

Методы расчета основных конструктивных размеров НВМ разрабатывались в работах Д.В. Бушенина, Д.Н. Решетова, Л.В. Марголина, В.В. Козырева и др. В отличие от передач винт-гайка скольжения в несоосной винтовой паре, при постоянной осевой

нагрузке на винт, составляющие ее переменные и зависят от характеристик трения в контакте и опорах ведомого звена. Это приводит не только к изменению нагружения опор и других элементов в механизме, но и к изменению его кинематических характеристик. Реальный контакт в несоосной винтовой паре представляет собой пятно, форма и размеры которого определяются соотношением геометрических параметров сопрягаемых резьб, характеристиками их материалов и величиной приложенной нагрузки.

Основным отличием несоосных винтовых механизмов от соосных является то, что при рассмотрении сил в несоосной паре необходимо учитывать и силы трения. Трение в сопряжении несоосной винтовой пары состоит из трения скольжения и трения качения. При анализе потерь на трение и определении КПД необходимо учитывать оба вида трения (моменты сопряжения, вызываемы ими, могут быть соизмеримы друг с другом), однако при анализе сил в сопряжении трением качения пренебрегают.

При расчете деталей винтовых механизмов принимается во внимание только одна точка контакта, хотя заранее известно, что нагрузка в НВМ распределена по многочисленным точкам контакта, имеющим взаимное угловое и линейное относительное смещение. Следовательно, необходимо рассматривать пространственную систему сил.

Большое влияние на характер эпюры давлений в пятне контакта оказывают не только упругие свойства поверхностных слоев, но и деформации самих сопряжений тел. Вследствие малой жесткости деталей НВМ, например, ходового винта, пренебрежение объемными упругими деформациями недопустимо. Это утверждение справедливо и для сопрягаемых витков резьбы, так как из условия обеспечения высокой редукции в НВМ их принимают достаточно малыми. Кроме этого, определение величины упругой деформации хо-

дового винта методами теории упругости вряд ли оправдано, так как эта задача гораздо более просто может быть решена методами сопротивления материалов.

Целесообразно определение напряжений в произвольной точке детали НВМ от совместного действия деформаций контакта, изгиба, сдвига, растяжения (сжатия), кручения. В середине 80-х годов Решетов Д.Н., Голлер Д.Э. и Брагин В.В. отмечали, что в основу будущего совершенствования методов расчета зубчатых передач, в том числе и винтовых должно быть положено комплексное решение задач об определении напряжений. Широко распространенное в настоящее время раздельное определение напряжений, пренебрежение некоторыми видами деформаций приводит к целому ряду допущений как при составлении расчетных схем, так и при построении математических модулей напряженного состояния, что неизбежно сказывается на уменьшении надежности результаты расчетов при оценке нагрузочной способности передачи. Контактные и изгибные напряжения в соответствующих точках являются компонентами единого напряженного состояния. Однако проблемы этого подхода пока далеки от решения.

Данная работа посвящена комплексному решению задачи по определению экстремальных и расчетных напряжений в любой точке детали НВМ при эксплуатации [2].

Напряженное состояние ходового винта формируется в результате взаимодействия сопрягаемых поверхностей винта и гайки (для простого НВМ) или винта и роликов (для РВП). В связи с фрикционным характером передачи движения, при рассмотрении силового взаимодействия контактирующих поверхностей необходимо учитывать суммарное влияние сил давления и трения [3].

Целесообразно при определении экстремальных напряжений выделить внутри детали три области:

- первая ограничена внутренним диаметром резьбы;
- вторая заключена между внутренним диаметром резьбы и диаметром приложения нагрузки;
- третья расположена между диаметром приложения нагрузки и наружным диаметром резьбы.

При определении напряженного состояния в точке тела необходимо в окрестности этой точки выделить элемент объема в виде прямоугольного параллелепипеда. По граням выделенного элемента действуют составляющие напряжений в соответствующих координатных плоскостях [4].

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 вышерассмотренных областей.

При рассмотрении напряженного состояния в первой области целесообразно учитывать напряжения изгиба, кручения, растяжения-сжатия, сдвига тела детали, далее называемых условно напряжениями тела винта. Напряжениями, вызванными деформацией витка резьбы и контактными деформациями, можно пренебречь. В данной области имеет место плоское напряженное состояние.

Напряженное состояние второй области формируется в результате взаимодействия контактных напряжений, напряжений винта и витка. Под напряжениями витка подразумеваются напряжения, вызванные деформациями изгиба, сдвига, растяжения-сжатия, кручения витка резьбы. По всем трем граням элементарного объема во второй области действуют нормальные и касательные напряже-

ния; имеет место объемное напряженное состояние.

В третьей области действуют контактные напряжения. Элементарный объем, выделенный в этой области, находится в условиях объемного напряженного состояния.

Важнейшей задачей инженерного расчета является оценка прочности деталей по известному напряженному состоянию, т.е. по известным главным напряжениям в точках тела. Так как в данном случае опасное (предельное) состояние нагруженного тела определяется предельной величиной накопленной удельной энергии формоизменения, то условие прочности будет иметь вид [5]

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \frac{\sigma_T}{n} = [\sigma]$$

где σ_T - предел текучести материала,

n - коэффициент запаса прочности,

$[\sigma]$ - допускаемое напряжение.

Выбор коэффициента запаса прочности n , показывающего во сколько раз допускаемое напряжение меньше опасного, зависит от состояния материала (хрупкое, пластичное), характера приложения нагрузки (статическая, динамическая, повторно-переменная), а также от таких общих факторов, как неоднородность материала, неточность в задании внешних нагрузок, приближенность расчетных схем и формул и т.п.

При анализе напряжений действующих в деталях, следует принимать во внимание остаточные напряжения, возникшие при изготовлении. Если детали работают в области упругих деформаций, то остаточные напряжения можно учитывать сложением их с напряжениями от рабочих нагрузок.

Заключение

Изложенный подход к каждой из задач позволяет:

- реализовать комплексную методика расчета напряженного состояния деталей НВМ;

- рассчитать напряженное состояние и определить экстремальные напряжения в произвольной точке детали;

- учесть влияние всех видов деформаций витка на напряженное состояние детали в целом.

Литература

1. Лодыгина Н.Д. Расчет напряжений в сечении винтов несоосных винтовых механизмов // *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. 2010, №7. - С.122-125.

2. Лазуткина Н.А., Лодыгина Н.Д. Напряженное состояние ходовых винтов несоосных

винтовых механизмов // *Современные наукоемкие технологии*. 2011, №4. - С.41-44.

3. Шаранов Р.В., Лодыгина Н.Д. Расчет напряжений деталей несоосного винтового механизма // *Фундаментальные исследования*. 2009, №5. - С.70-71.

4. Лодыгина Н.Д. Исследование напряжений деталей винтовых механизмов // *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. 2011, №8. - С.63-66.

5. Лодыгина Н.Д. Напряженное состояние в произвольной точке сечения витков деталей несоосных винтовых механизмов // *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. 2011, №9. - С.55-57.

Статья поступила в редакцию 15 марта 2012 г.

Hired sanctified to the complex decision of task on to determination of extreme and calculation tensions in any point details of misaligned screw mechanism during exploitation. The generalized mathematical model of the tense state of the attended details of misaligned screw mechanism wrap-round all known methods of fixing of multi-stage details of misaligned screw mechanism is worked out.

Keywords: extreme tensions, mathematical model, напряженное состояние, misaligned screw mechanism.

Лодыгина Нина Дмитриевна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Техносферная безопасность» Муромского института (филиала) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»