

УДК 621.833.3

МЕТОД РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Лодыгина Н.Д.

Муромский институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых» (602264, Муром, ул. Орловская, 23), e-mail: tb@mivlgu.ru

Причиной поломки деталей машин в подавляющем большинстве случаев является усталость материала, т. е. явление внезапного разрушения при напряжениях меньших предела прочности от действия переменных нагрузок. В случае переменных напряжений за исходное предельное напряжение принимается предел выносливости. Детали винтовых механизмов с наружной резьбой в процессе эксплуатации могут воспринимать напряжения переменные во времени. Используя зависимость Шканов, а также остаточные напряжения, находили пределы выносливости, как при асимметричном, так и при симметричном циклах, с учетом и без учета остаточных напряжений. Из полученных результатов видно, что для симметричного цикла силовое воздействие не оказывает влияние на предел выносливости. В этом случае предел выносливости определяется уровнем остаточных напряжений: сжимающие остаточные напряжения увеличивают предел выносливости, а растягивающие – снижают. При асимметричном цикле нагружения на предел выносливости оказывают влияние как силовое воздействие, так и остаточные напряжения.

Ключевые слова: нормальные и касательные напряжения, винтовые механизмы, цикл, предел выносливости, переменные напряжения.

STRESS ANALYSIS OF PARTS SCREW MECHANISMS UNDER CYCLIC LOADING

Lodigina N.D.

Murom Institute of Vladimir State University (622264, Murom, Orlovskaya str., 23), e-mail: tb@mivlgu.ru

Cause breakage of parts of machines in most cases is the material fatigue, i.e. the phenomenon of sudden rupture at stresses below the yield strength of the action of variable loads. In the case of AC voltage source voltage limit for acceptable limit of endurance. Details of screw mechanism with external threads to accept the operation voltage may be time-varying. Using Shkanova dependence, as well as residual stress, found the limits of endurance as the asymmetric and symmetric cycles at with and without residual stresses. From these results it is clear that for a symmetric cycle force action has no effect on the endurance limit. In this case, the endurance limit is determined by the level of residual stresses: compressive residual stresses increase the limit of endurance and stretching - reduce. When asymmetric loading cycle on the endurance limit is influenced by both physical impact and residual stresses.

Keywords: normal and tangential stresses, screw mechanisms, cycle endurance limit, variable voltage.

Введение

Многие детали машин в процессе работы испытывают напряжения, циклически меняющиеся во времени. Части машин и сооружений, подвергающиеся длительное время переменным напряжениям, могут разрушаться внезапно без заметных остаточных деформаций при напряжениях, значительно меньших предела прочности материала. Установлено, что когда переменные напряжения больше определенной величины для данного материала, то после некоторого числа переменных напряжений в материале появляется трещина. Трещина эта появляется обычно на поверхности в местах наибольших напряжений и в тех местах, где имеются пороки материала. Образовавшаяся трещина, сначала очень маленькая, невидимая простым глазом, постепенно увеличивается и

захватывает все большую часть сечения материала. Пластическая деформация сосредоточивается только у трещины, поэтому заметных остаточных деформаций при разрушении не обнаруживается. Наступает такой момент, когда сечение детали в месте развития трещины оказывается настолько ослабленным, что больше не в состоянии сопротивляться действующим на деталь нагрузкам, происходит внезапный излом. При этом разрушение детали происходит внезапно при большой скорости деформации, а в этих условиях даже пластичные материалы дают характерную картину хрупкого излома.

Причиной поломок деталей машин в подавляющем большинстве случаев является усталость материала, т. е. явление внезапного разрушения при напряжениях меньших предела прочности от действия переменных нагрузок. В случае переменных напряжений за исходное предельное напряжение принимается предел выносливости. Большинство поломок деталей машин происходит от усталости, поэтому большое практическое значение приобретают мероприятия, повышающие усталостную прочность и долговечность деталей. Основными из них являются конструктивные и технологические мероприятия.

Конструктивные мероприятия в основном сводятся к уменьшению концентраций напряжений в местах, где обычно возникают усталостные трещины, ведущие к поломкам деталей. Технологические мероприятия сводятся к упрочнению поверхностных слоев детали. При часто встречающихся деформациях изгиба и кручения наибольшие напряжения возникают в поверхностных слоях материала. Коррозия, значительно снижающая усталостную прочность, начинается с поверхности детали. Механическая обработка нарушает целостность кристаллических зерен материала и оставляет на поверхности следы обработки в виде царапин. Поэтому ряд технологических мероприятий направлен к тому, чтобы упрочнить поверхностный слой материала и тем самым повысить усталостную прочность детали. Этого упрочнения достигают термической, термохимической и специальной механической обработкой поверхности, вызывающей упрочнение и пластическую деформацию поверхностных слоев материала. При этом в поверхностных слоях материала возникают остаточные напряжения сжатия, которые уравниваются остаточными напряжениями растяжения. При переменных напряжениях опасными являются напряжения растяжения в поверхностных слоях, вызванные действующей нагрузкой, суммируются с остаточными напряжениями сжатия. Следовательно, результирующее напряжение растяжения уменьшается и деталь упрочняется. В зависимости от вида материала, требований к чистоте поверхности, условий работы детали, экономики и других соображений выбирается тот или другой вид технологической обработки. Технологические мероприятия, упрочняющие поверхность детали, широко применяются в машиностроении.

Они повышают усталостную прочность на десятки процентов таких деталей, как валы, оси, пружины, шестерни, болты и др.

Детали винтовых механизмов с наружной резьбой в процессе эксплуатации могут воспринимать напряжения переменные во времени [3, 4]. Напряжения, переменные во времени, в общем случае изменяются по асимметричному циклу [5], который определяется по одной из известных зависимостей: линия Гудмана, парабола Биргера, парабола Гербера, парабола Степнова, парабола Шканова и др.

Остаточные напряжения оказывают дополнительное воздействие на постоянное напряжение цикла. При расчете на прочность деталей при многоцикловом нагружении примем следующие допущения:

- 1) остаточные напряжения, внесенные в процессе технологической операции, не будут изменяться в процессе эксплуатации деталей;
- 2) при расчете учитываем максимальные остаточные напряжения, возникающие на поверхности или вблизи нее;
- 3) остаточные напряжения в телах вращения распределяются симметрично относительно оси.

Усталостная прочность – одно из наиболее важных эксплуатационных свойств сопрягаемых деталей винтовых механизмов. Исследование влияния неровностей на предел выносливости в настоящее время наиболее изучено. Известно, что чем меньше шероховатость поверхности, тем выше усталостная прочность деталей, так как поверхностные микронеровности являются эффективными концентраторами напряжений и служат одной из причин снижения предела выносливости. Установлено также, что предел выносливости зависит от наклепа, остаточных напряжений и напряженного состояния поверхностного слоя детали [8]. Остаточные напряжения оказывают существенное влияние на выносливость в случае наличия галтелей, надрезов, кольцевых канавок, резьбы.

Расчет напряжений при циклическом нагружении

Расчет на многоцикловую усталость проводили в следующем порядке. Вначале определяем максимальные и минимальные напряжения цикла в выделенных областях 1, 2 и 3 в сечении винта (1 – ограничена внутренним диаметром резьбы; 2 – заключена между внутренним диаметром резьбы и диаметром приложения нагрузки; 3 – расположена между диаметром приложения нагрузки и наружным диаметром резьбы) [6, 7]. Главные (экстремальные) напряжения в деталях винтовых механизмов определены автором ранее по комплексной методике [1, 2, 9]. При рассмотрении напряженного состояния в первой области учитывались напряжения изгиба, кручения, растяжения-сжатия, сдвига тела детали, далее называемых условно напряжениями тела винта. В данной области имеет место плоское

напряженное состояние. Нормальные напряжения определяются как сумма нормальных напряжений от изгибающих моментов M_x , M_y и продольной силы N :

$$\sigma_z^T = \sigma = -\sigma_{M_x} - \sigma_{M_y} - \sigma_N. \quad (1)$$

Касательные напряжения определяются как сумма касательных напряжений от поперечных сил Q_x , Q_y и крутящего момента $M_{кр}$:

$$\tau_{yz}^T = \tau_{zy}^T = \tau = -\tau_{Q_x} \sin\varphi + \tau_{Q_y} \cos\varphi + \tau_{M_{кр}}, \quad (2)$$

где φ – угловая полярная координата точки, в которой определяется касательное напряжение τ .

Для плоского напряженного состояния главные (экстремальные) напряжения определяются по формулам:

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \sigma/2 + \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}, \quad (3)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{\min} = \sigma/2 - \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}.$$

Напряженное состояние второй области формируется в результате взаимодействия контактных напряжений, напряжений винта и витка. Имеем объемное напряженное состояние. Главные (экстремальные) напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 определяются из уравнения:

$$\sigma^3 - J_1 \sigma^2 + J_2 \sigma - J_3 = 0. \quad (4)$$

В общем случае коэффициенты уравнения (4) равны

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z,$$

$$J_2 = \sigma_x \sigma_y + \sigma_x \sigma_z + \sigma_y \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{yz}^2, \quad (5)$$

$$J_3 = \sigma_x \sigma_y \sigma_z - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{xz}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 + 2 \tau_{xy} \tau_{xz} \tau_{yz}.$$

Для решения уравнения (4) вычисляются вспомогательные значения величин

$$a' = 1/3 (J_2 - 1/3 J_1^2);$$

$$b' = -J_1^3/27 + J_1 J_2/6 - J_3/2;$$

$$\cos\varphi' = |b'| / |a'| \sqrt{|a'|}.$$

Корни уравнения (4) вычисляем по формулам:

$$\sigma_1 = 2(\pm\sqrt{|a'|} \cos(\pi - \varphi')/3 + J_1/6);$$

$$\sigma_2 = 2(\pm\sqrt{|a'|} \cos(\pi + \varphi')/3 + J_1/6);$$

$$\sigma_3 = -2(\pm\sqrt{|a'|} \cos\varphi'/3 - J_1/6).$$

Знак перед корнем должен совпадать со знаком b' . Наибольшее из этих напряжений будет σ_1 , а наименьшее – σ_3 .

В формулах (5):

$$\sigma_x = \sigma_x^H$$

$$\sigma_y = \sigma_y^B + \sigma_y^H \quad (6)$$

$$\sigma_z = \sigma_z^T + \sigma_z^H$$

где σ_x – нормальные контактные напряжения;

σ_y – сумма нормальных напряжений витка и контактных напряжений;

σ_z – сумма нормальных напряжений тела винта и контактных напряжений,

$$\begin{aligned}\tau_{yx} &= \tau_{xy} = \tau_{xy}^B + \tau_{xy}^H, \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \tau_{xz}^H, \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \tau_{xz}^B + \tau_{yz}^T + \tau_{yz}^H,\end{aligned}\tag{7}$$

где τ_{yx} – сумма касательных напряжений витка и контактных напряжений;

τ_{xz} – касательные контактные напряжения;

τ_{yz} – сумма касательных напряжений витка, винта и контактных напряжений.

В области 3 действуют контактные напряжения. Элементарный объем, выделенный в этой области, находится в условиях объемного напряженного состояния. Аналогично точкам второй области экстремальные напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 определяются по формуле (4), коэффициенты по формулам (5). При этом в формулах (5) значения нормальных и касательных напряжений равны:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \sigma_x^H \\ \sigma_y &= \sigma_y^H \\ \sigma_z &= \sigma_z^H,\end{aligned}\tag{8}$$

где σ_x , σ_y , σ_z – нормальные контактные напряжения.

$$\begin{aligned}\tau_{yx} &= \tau_{xy} = \tau_{xy}^H, \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \tau_{xz}^H, \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \tau_{yz}^H,\end{aligned}\tag{9}$$

где τ_{yx} , τ_{xz} , τ_{yz} – касательные контактные напряжения.

Затем находим амплитудное и среднее напряжения цикла:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2, \\ \sigma_m &= (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2.\end{aligned}$$

После этого суммируем среднее и остаточное напряжение цикла: $\sigma_{\text{сум}} = \sigma_m + \sigma_{\text{ост}}$.

Исходя из зависимости Шканова, получаем

$$\sigma_a = \sigma_{-1} [1 - (\sigma_{\text{сум}} / \sigma_B)^n],$$

где σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле нагружения,

σ_B – предел прочности.

Выводы

Используя зависимость Шканова [10], а также остаточные напряжения, находили пределы выносливости, как при асимметричном, так и при симметричном циклах с учетом и без учета остаточных напряжений.

Из полученных результатов видно, что для симметричного цикла силовое воздействие не оказывает влияние на предел выносливости. В этом случае предел выносливости определяется уровнем остаточных напряжений: сжимающие остаточные напряжения увеличивают предел выносливости, а растягивающие – снижают. При асимметричном цикле нагружения на предел выносливости оказывают влияние как силовое воздействие, так и остаточные напряжения.

Список литературы

1. Лодыгина Н.Д., Лазуткина Н.А. Напряженное состояние ходовых винтов несоосных винтовых механизмов // Современные наукоемкие технологии. – 2011.- №4. – С. 41-44.
2. Лодыгина Н.Д. Исследование напряжений деталей винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2011. - №1. – С. 63-66.
3. Лодыгина Н. Д., Шарапов Р.В. Исследование напряженного состояния в сечениях витка винтового механизма// Современные наукоемкие технологии. – 2011.- №4. – С. 33-36.
4. 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.
5. Лодыгина Н. Д. Зависимость напряжений от геометрических параметров витка винтового механизма // Современные наукоемкие технологии. – 2013. - №2. – С. 26-28.
6. Лодыгина Н.Д. Расчет напряжений в сечении винтов несоосных винтовых механизмов// Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2010.- №7. – С. 122-125.
7. Лодыгина Н.Д. Напряженное состояние в произвольной точке сечения витков деталей несоосных винтовых механизмов // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2011. - №2. – С. 55-58.
8. Лодыгина Н.Д. Расчет контактных напряжений сопрягаемых винтовых поверхностей // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2013. - №1. – С. 67-71.
9. Лодыгина Н.Д. Расчет экстремальных напряжений в любой точке детали несоосного винтового механизма при эксплуатации // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2012. - №2. – С. 69-72.
10. Соркин Л.С. Совершенствование методов расчета конструкций на прочность при статическом и циклическом нагружении // Вестник машиностроения. – 1987. - №6. – С. 11-14.

Рецензенты:

Булкин В.В., д.т.н., ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Муром.

Соловьев Д.Л., д.т.н., ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Муром.