

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ВРАЩАТЕЛЬНЫХ ПАР ТРЕНИЯ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Авсиевич А.М., Реут Л.Е., Николаев В.А., Адаменко Д.В.

The features of parts surface tensions of rotary pair in leverage are considered. The methods of damage tension calculation are shown.

Функционирование вращательной пары в рычажном механизме обуславливает существенные особенности кинематики относительного перемещения звеньев по сравнению с абстрактным сопряжением «вал – втулка». Реакция между звеньями определяется при стандартном динамическом анализе как равнодействующая внешних сил, сил тяжести и инерционных нагрузок. В общем случае внешние силы и инерционные нагрузки переменны по величине и направлению, также и звенья изменяют свое положение относительно друг друга.

Эти факторы обуславливают переменность величины и направления результирующей внешних сил и, как следствие, приводят к изменению величины и направления реакции между ними. В результате имеет место взаимное обкатывание вала и втулки. Вращательная пара представляет собой сопряжение наружной и внутренней цилиндрических поверхностей с зазором. В таких условиях контакт поверхностей происходит в секторе, ограниченном углом контакта, величина которого согласно исследованиям [1] составляет при минимальном зазоре не более 100° . Поэтому в каждый момент времени усилие между звеньями воспринимается локальными участками, прилегающими к точке приложения реакции.

Проведя динамический анализ для множества положений механизма для каждого i -го элемента поверхности контакта можно определить зависимость контактного давления от обобщенной координаты механизма φ . Определив зависимости угловых перемещений звеньев пары от обобщенной координаты, далее, исключая параметр φ , для i -го элемента поверхности звена можно получить зависимость давления от углового пути трения. Каждый элемент поверхностей трения испытывает циклически изменяющиеся напряжения, причем однократная смена напряжений происходит от нуля до максимального сжатия. В таких условиях контактные напряжения между валом и втулкой определяются по формуле (2)

$$\sigma = 0,418 \sqrt{2q \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \times \frac{R_1 - R_2}{R_1 R_2}} \quad (1)$$

где E_1 и E_2 – модуль Юнга материалов втулки и вала соответственно; R_1 и R_2 – радиус вала и внутренний радиус втулки соответственно; q – интенсивность распределенной нагрузки на длине контакта. Период воздействия определяют как $T = 2\pi/\omega$, где ω – угловая скорость вращения вала.

При этом опасной является не точка контакта, а точка, расположенная под контактным участком на глубине $0,4b$ (b – ширина площадки контакта), в которой главные нормальные напряжения принимают следующие значения:

$$\sigma_1 = -0,18\sigma \quad \sigma_2 = -0,288\sigma \quad \sigma_3 = -0,78\sigma \quad (3)$$

Эти напряжения изменяются циклически, многократно повторяясь в точках контакта через период времени T в течение всего процесса работы механизма. Такой цикл нагружения, для которого однократная смена напряжений происходит от нуля до максимального сжатия ($\sigma_{\max} = 0$ – растяжение и $\sigma_{\min} = \sigma < 0$ – сжатие), называется

знакопостоянным и пульсирующим (отнулевым). Характеристиками такого цикла являются /2/:

- коэффициент асимметрии $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -\infty$ ($-\infty \leq r \leq +\infty$);
- среднее напряжение цикла $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\min}}{2}$;
- амплитуда цикла $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{|\sigma_{\min}|}{2}$;

Предел усталости (или предел выносливости) материала для рассматриваемого цикла обозначается $\sigma_r = \sigma_{-\infty}$, где значение $|\sigma_{\min}| = \sigma$ – наибольшее сжимающее напряжение – рассчитывается по формуле (1).

Сопротивление материалов действующим нагрузкам, систематически изменяющихся во времени, существенно отличается от сопротивления тех же материалов статическому действию нагрузок. Материал под действием циклически изменяющихся напряжений разрушается при более низких напряжениях, чем предел его прочности и даже предел текучести, и это связано с усталостью материала, которая проявляется в появлении и развитии усталостной трещины, приводящей в конечном итоге к разрушению детали.

Усталостная трещина представляет собой острый надрез, у дна которой создается объемное напряженное состояние, которое усугубляется уже существующим объемным напряженным состоянием под контактным участком с напряжениями, определяемыми по формулам (3). И именно объемный характер напряженного состояния обуславливает хрупкий, без остаточных деформаций, характер разрушения при циклических нагрузках. При этом усталостное разрушение не зависит от закона изменения напряжений внутри цикла и от частоты изменения напряжений, а определяется только значением наибольшего сжимающего напряжения (1).

Расчеты на усталостную прочность при циклических нагрузках сводятся к определению предела выносливости материала и установлению запаса его усталости при данных условиях эксплуатации детали. При этом условием усталостной прочности является /3/

$$\sigma_{\max}^{\text{Д}} \leq \frac{\sigma_{-\infty}}{n_r}, \quad (4)$$

где $\sigma_{\max}^{\text{Д}}$ – наибольшие рабочие напряжения в детали, равные контактным сжимающим напряжениям, определяемым по формуле (1);

$\sigma_{-\infty}$ – предел выносливости материала для данного пульсирующего цикла;

n_r – коэффициент запаса усталостной прочности.

Наиболее опасным с точки зрения усталостной прочности является симметричный цикл – повторно-переменное растяжение и сжатие – с коэффициентом асимметрии $r = -1$, и соответственно предел выносливости для данного цикла σ_{-1} имеет наименьшее значение для любого материала по сравнению с другими циклами. Именно этот цикл чаще всего воспроизводится экспериментально для определения значения σ_{-1} . Кроме того, на основании многочисленных опытных данных установлена зависимость между пределом выносливости σ_{-1} и пределом прочности σ_A материала, которая для деформаций растяжения-сжатия составляет $\sigma_{-1} = 0,28\sigma_B$.

Для определения предела выносливости материала для любого другого цикла, в том числе и для пульсирующего цикла с $\sigma_{-\infty}$, необходимо проводить отдельный эксперимент для конкретного материала с заданием конкретных условий работы и с соответствующим коэффициентом асимметрии.

Однако на основании многочисленных экспериментов и накопленных обширных опытных данных построены диаграммы, позволяющие проводить оценку усталостной прочности детали из конкретного материала для любого асимметричного цикла нагружения.

Таким графоаналитическим методом является диаграмма предельных амплитуд (диаграмма Хейга) [3], построенная в координатах $\sigma_a - \sigma_m$ (рис.1). Пульсирующему циклу на этой диаграмме соответствует прямая OC , проведенная из начала координат под углом $\beta = 45^\circ$, так как согласно характеристикам отнулевого цикла, соответствующего условиям работы пары «втулка-вал»,

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-r}{1+r} = 1.$$

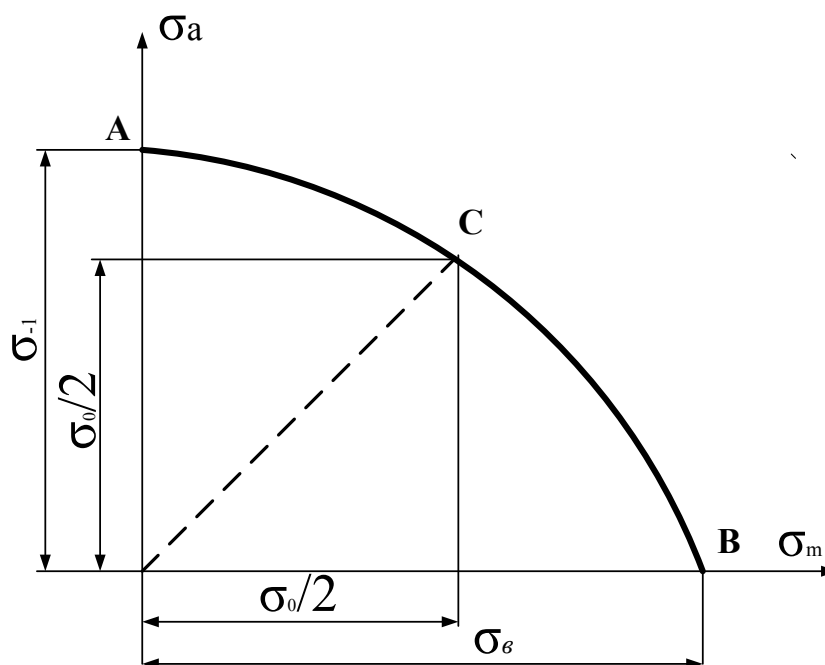


Рис. 1. Диаграмма предельных амплитуд (диаграмма Хейга)

Определив на основании формулы (1) значение максимального контактного напряжения детали $\sigma = \sigma_{\max}^D$ и рассчитав для этого значения величины $\sigma_a^D - \sigma_m^D$, исходя из диаграммы Хейга, можно установить: если точка с координатами значений $\sigma_a^D - \sigma_m^D$ лежит на луче OC ниже предельной кривой – данные рабочие напряжения являются безопасными в отношении усталостного разрушения. Точка C соответствует предельному состоянию данного цикла и предел выносливости в этом случае определяется как

$$\sigma_{-\infty} = \sigma_a^C + \sigma_m^C \quad (5)$$

При этом, коэффициент запаса усталостной прочности, с которым работает деталь, можно определить на основании формулы (4).

Однако для деталей, выполненных из пластичных материалов, кроме опасности усталостного разрушения присутствует опасность появления значительных пластических деформаций. Поэтому диаграмму следует разбить на четыре области (рис.2) и, подсчитав значение рабочих напряжений σ_{\max}^D по формуле (1), установить, в какую область они попадают.

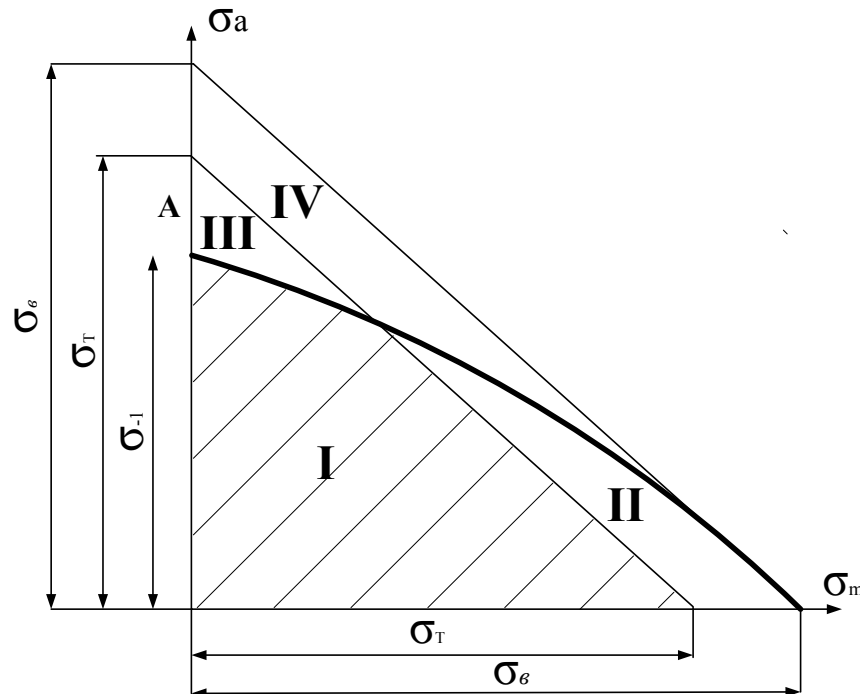


Рис. 2. Области напряжений по диаграмме Хейга

Область I – соответствует напряженному состоянию, при котором материал может работать неограниченно долго без разрушения от усталости и без появления пластических деформаций. Область II – соответствует появлению больших пластических деформаций (выше линии текучести), но без разрушения от усталости. Область III – соответствует разрушению от усталости (выше предельной кривой усталости), но без заметных пластических деформаций (ниже линии текучести). Область IV – соответствует появлению больших пластических деформаций с последующим разрушением от усталости.

При оценке усталостной прочности детали с использованием диаграммы Хейга следует помнить, что кривая построена на основании экспериментов, проведенных для стандартных образцов определенных размеров с правильной гладкой формой и хорошо обработанной поверхностью. Однако реальные детали конструкций отличаются по размерам и по обработке поверхности, они часто наделены концентраторами напряжений, что в значительной степени влияет на их усталостную прочность и снижает предел выносливости материала. Совокупность влияния всех факторов выражается в общем коэффициенте снижения предела выносливости материала K_{σ_d}

$$K_{\sigma_d} = K_{\sigma} \times \epsilon_M \times \epsilon_{II}, \quad (6)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений ($K_{\sigma} > 1$), зависит от формы концентратора и от механических свойств материала, определяется по формуле $K_{\sigma} = 1 + q(K_{\sigma}^T - 1)$, где $0 \leq q \leq 1$ – коэффициент чувствительности материала к

концентрации напряжений, зависящий от свойств материала; чем выше прочность стали, тем выше ее чувствительность к концентрации напряжений, поэтому применение высокопрочных сталей при переменных напряжениях не всегда целесообразно (для углеродистых сталей $q = 0,4 \div 0,8$); ϵ_M – масштабный фактор ($\epsilon_M > 1$) показывает, что с ростом размеров детали ее усталостная прочность снижается; ϵ_{II} – коэффициент качества поверхности ($\epsilon_I > 1$).

Вышеуказанные факторы, а также влияние коррозии, температуры, пауз и перегрузки значительно снижают предел выносливости реальной детали. А поэтому предел усталостной прочности реальной детали σ_r^D будет равен

$$\sigma_r^D = \frac{\sigma_r}{K_{\sigma_d}}. \quad (7)$$

Это обстоятельство следует учитывать при оценке усталостной прочности в реальных условиях работы деталей машин и механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кравчук А.С., Чигарев А.В. Механика контактного взаимодействия тел с круглыми границами. – Мн.: Технопринт, 2000. – 196 с.
2. Г.К. Татур. Общий курс сопротивления материалов. – Мн., «Вышэйшая школа», 1974. – 462 с.
3. Сопротивление материалов. Под ред. Г.С. Писаренко. – Киев, 1979. – 693 с.