

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОГО КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СОЕДИНЕНИЯМ С НАТЯГОМ

А.А. Максименко, Н.В. Перфильева, Н.В. Котенева

Посадки с натягом предназначены для получения неразъемных соединений с высокой степенью центрирования, в которых относительная неподвижность деталей при работе механизма обеспечивается только за счет сил трения, возникающих на контактных поверхностях под действием упругих деформаций, создаваемых натягом.

Сопрягаемые поверхности могут быть цилиндрическими или коническими. На практике чаще встречаются цилиндрические соединения, собранные с натягом. Так как они просты в изготовлении, обеспечивают хорошее центрирование деталей, могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки.

Однако возможны случаи, когда посадка не может быть реализована в конструкции по условиям прочности. Поэтому при проектировании соединений должны быть удовлетворены как требования **неподвижности** соединений, так и **условия прочности** деталей.

К самым распространенным нагрузкам, действующим на соединения с натягом, относятся осевые силы и крутящий момент.

Величина натяга при сборке должна обеспечивать плотность стыка, при этом она зависит не только от внешней нагрузки, но и от внутренних параметров соединения.

В качестве рассматриваемой модели принимаем цилиндрическое прессовое соединение вал-втулка, нагруженное осевой силой P_z (рис. 1). Параметры соединения следующие: d_1 - внутренний диаметр охватываемой неподвижной детали; d - диаметр соединения; d_2 - наружный диаметр охватывающей детали.

Для обеспечения неподвижности соединения номинальные контактные давления q_0 должны быть такими, чтобы силы трения превышали внешние сдвигающие нагрузки:

$$q_0 \geq \frac{P_z k}{\pi d l f}, \quad (1)$$

где k - коэффициент запаса сцепления, обычно принимается $k = 1,5 \div 2,0$ [1]; f - коэффициент трения (для соединений, работающих с частотой больше 10 Гц, значения коэффициентов трения следует понижать на 30-40 %) [1].

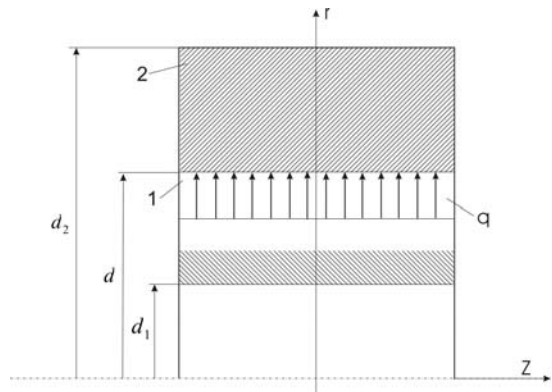


Рис.1

Давления, которые возникают в зоне контакта можно считать постоянными.

Используем условие совместности перемещений вала и втулки

$$q_0 = \frac{\delta_H}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (2)$$

где δ_H - расчетный минимальный натяг; λ_1 и λ_2 - коэффициенты радиальной податливости деталей:

$$\lambda_1 = \frac{C_1 d}{2E_1} \quad \text{и} \quad \lambda_2 = \frac{C_2 d}{2E_2}, \quad (3)$$

где E_1 и E_2 - модули упругости материалов сопряженных деталей;

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (4)$$

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОГО КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СОЕДИНЕНИЯМ С НАТЯГОМ

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона материала деталей.

Коэффициенты C_1 и C_2 могут быть определены из таблиц [1].

Величина минимального расчетного натяга в соединении:

$$\delta_H = 2q_0(\lambda_1 + \lambda_2) = q_0 d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (5)$$

Для выбора посадки необходимо определить еще три натяга: наибольший расчетный натяг, минимальный потребный натяг, максимальный потребный натяг.

Наибольшие давления в зоне контакта

$$q_{\max} = 0,5\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (6)$$

и наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций):

$$\delta_{\max} = 0,5\sigma_T d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (7)$$

где σ_T - предел текучести менее твердого материала.

Для определения потребных натягов необходимо знать параметры микрогеометрии контактирующих тел. Минимальный потребный натяг определяется из выражения:

$$q_{\Pi_{\min}} = \delta_H + 1,2(R_{Z_1} + R_{Z_2}) \quad (8)$$

Максимальный потребный натяг:

$$q_{\Pi_{\max}} = \delta_{\max} + 1,2(R_{Z_1} + R_{Z_2}), \quad (9)$$

где R_{Z_1} и R_{Z_2} - высота микронеровностей поверхностного слоя деталей соединения.

Если давление в соединении станет равным нулю $q = 0$, то стык раскроется, следовательно натяг в соединении будет равен 0. Такое состояние опасно для работы, и, как правило недопустимо на практике с точки зрения разгерметизации.

При выборе внешней нагрузки необходимо стремиться к тому, чтобы смещения рабочих поверхностей соединения не переходили в область пластических деформаций, так как это приводит к уменьшению внутреннего давления, и как следствию, увеличению дополнительной нагрузки на соединение. Условие перехода определяется из выражения (7).

В связи с выше сказанным для проектирования и оценки прочности соединений с гарантированным натягом необходимо знать распределение напряжений в сечениях вала и втулки.

Контактное давление приводит к возникновению в сопряженных деталях нормальных радиальных σ_R и окружных σ_t напряжений. Наибольшие напряжения возникают с внутренней поверхности охватываемой детали (рис. 2).

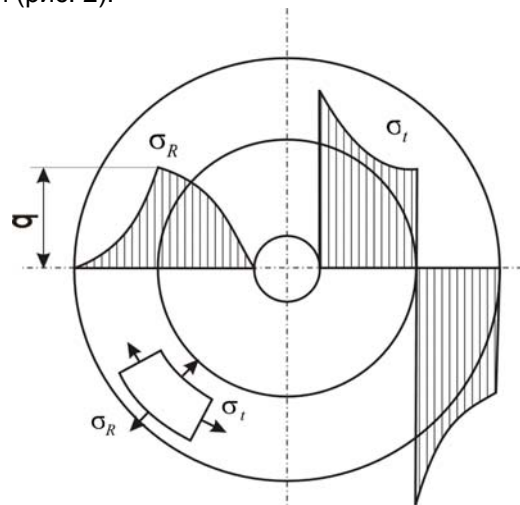


Рис.2

При этом условии отсутствия пластических деформаций следующее:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sigma_t - \sigma_R = \frac{2q_0}{1 - \left[\frac{d}{d_2} \right]^2} \leq \sigma_T, \quad (10)$$

В случае, когда соединение кроме радиальных давлений воспринимает еще и осевую нагрузку, в его поперечных сечениях возникают напряжения:

$$\sigma_Z = \frac{P_Z}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}, \quad (11)$$

Кроме того, при передаче нагрузки пресовыми соединениями на поверхностях контакта возникают касательные напряжения τ .

Наибольшие значения их определяются:

$$\tau_{\max} = q_0 f \leq \tau_T, \quad (12)$$

τ_T - предел текучести менее твердого материала соединения.

Если касательные напряжения достигают предельных значений на всей поверхности сопряжения, то происходит разрушение

соединения, сопровождаемое относительным перемещением сопрягаемых поверхностей. Выражение (12) является также условием прочности по касательным напряжениям. С точки зрения работоспособности идеальным является такое соединение, в котором касательные напряжения распределены равномерно. Однако из-за разной деформации сопрягаемых деталей такое соединение осуществить практически невозможно. Однако неравномерность распределения нагрузки в соединениях заметно сглаживается предварительным смещением, т.е. касательным смещением нормально нагруженного соединения под действием усилия, не превышающего силы трения покоя τ_{\max} .

Определение динамической контактной податливости шероховатого слоя в соединениях с натягом в условиях трения покоя является важным моментом рассматриваемой задачи.

Все, о чем говорилось выше, относится к инженерному расчету прессовых соединений на прочность. Но для ответственных соединений точных машин и приборов, подверженных знакопеременным динамическим нагрузкам, этого недостаточно. В большинстве случаев при прочностных расчетах не учитывают деформации, перемещения, напряжения, возникающие в поверхностных шероховатых слоях сопряженных деталей соединения в пределах трения покоя, а также за счет явления предварительного смещения. Эти упругие контактные перемещения как в нормальном, так и в касательном направлениях оказывают существенное влияние на формирование величины натяга.

В частности инженерная податливость соединения с натягом увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя деталей соединения.

Итак, податливость за счет микронеровностей в контакте соединения с натягом в нормальном направлении будет определяться общим выражением:

$$K_N = \frac{X(t)}{N^*}, \quad (13)$$

где $X(t)$ - нормальное контактное смещение, изменяющееся во времени в случае действия динамической нагрузки (определяется по методике расчета нормальных контактных колебаний [2,3]). Если имеется статическое нормальное нагружение, то в числителе выражения (13) учитывается величина сближения δ , определяемая по формуле Крагель-

ского-Демкина [4], с учетом того, что при сборке прессового соединения происходит частичное смятие шероховатостей на контактных поверхностях $\approx 0,6R_z$; N^* - нормальное усилие, в случае динамического нагружения соединения, являющееся в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей и динамической силы $N(x,t)$, изменяющейся во времени. При статических условиях в знаменателе будет стоять величина номинального давления в соединении q_0 .

Тогда, используя выражение (2) и с учетом нормальной контактной податливости шероховатого слоя в соединении величина номинального давления будет определяться:

$$q_0 = \frac{\delta_H}{2(\lambda_1 + \lambda_2 + K_N)}. \quad (14)$$

Таким образом, номинальное давление в соединении с натягом будет уменьшаться, а следовательно фактическая величина натяга будет так же меньше минимального расчетного значения.

Если прессовое соединение нагружено динамической или статической силой тангенциального направления, то необходимо в общем инженерном расчете на прочность учесть касательную контактную податливость шероховатого слоя:

$$K_\tau = \frac{\Delta(x(t);t)}{N^* f} \quad (15)$$

вид формулы для общего случая одновременного динамического нагружения соединения как в нормальном, так и в тангенциальном направлениях, где $\Delta(x(t);t)$ - касательные контактные колебания, являющиеся функцией от $x(t)$ - нормальных контактных колебаний в каждый момент времени [2].

В случае действия только осевой динамической нагрузки на соединение с натягом контактная касательная податливость шероховатого слоя определяется:

$$K_\tau = \frac{\Delta^*}{\tau^*}, \quad (16)$$

где Δ^* - амплитудное значение вынужденных касательных контактных колебаний в пределах предварительного смещения;

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОГО КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СОЕДИНЕНИЯМ С НАТЯГОМ

τ^* - касательное напряжение, соответствующее Δ^* .

Причем по условию прочности во избежание срыва поверхностей должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} \Delta^* &\leq \Delta_p \\ \tau^* &\leq \tau_{\max}, \end{aligned} \quad (17)$$

где Δ_p - предельное тангенциальное смещение в контакте, которое находится из следующего выражения [5]:

$$\Delta_p = \frac{(2-\mu)\delta f}{2(1-\mu)}. \quad (18)$$

Оценочные расчеты показали, что и податливость соединений с натягом как в нормальном направлении, так и в касательном направлении увеличивается с учетом контактной податливости соединения. В частности, номинальное давление в соединении, а следовательно и величина самого минимального натяга уменьшается при различных параметрах контактирования от 10 % до 15%.

Выводы

Приведенная динамическая модель упругого контактного взаимодействия применительно к соединениям с натягом позволяет проводить расчет на прочность и жесткость реальных соединений с учетом процессов, протекающих в контакте.

Данная методика дает возможность создавать условно-неподвижные соединения точных механизмов, прецизионных приборов с заранее заданными прочностными характеристиками. Что позволяет продлить срок их службы и облегчить эксплуатацию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1993.-640 с.
2. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Динамические контактные взаимодействия при сложном нагружении в условиях трения покоя // Известия вузов. Машиностроение. - 2002. - № 2-3. - С.28 -37.
3. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамические контактные взаимодействия упругих квазистационарных систем // Ползуновский вестник.- 2002.- № 1.-С.103-105.
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение.- 1977.-526 с.
5. Максак В.И. Предварительное смещение и жесткость механического контакта.-М.: Наука, 1975.-61 с.