

КОНТАКТНАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ УСЛОВНО-НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ДИНАМИКЕ В ПРЕДЕЛАХ ТРЕНИЯ ПОКОЯ

А.А. Максименко, Н.В. Перфильева, А.Д. Перфильева

Практика эксплуатации машин и механизмов показывает, что такие параметры качества их работы как точность, виброустойчивость, производительность, надежность и долговечность в значительной степени определяются контактными процессами, протекающими в сочленениях сопрягаемых деталей, в частности статической и динамической контактной податливостью. Так, например, в точных машинах (станках, роботах) отсутствие учета контактных перемещений как в статике, так и в динамике дает погрешность в оценке точности позиционирования рабочего органа машины до 70 %. В силу этого рассматриваемые вопросы являются весьма актуальными.

Данная проблема глубоко проработана для статических условий контактирования, при этом оценка влияния динамических нагрузок на свойства механического контакта практически не проводилась. Поэтому дальнейшие исследования в этой области знаний помогут создавать точные, устойчивые, работоспособные соединения с заданными прочностными, диссипативными и динамическими характеристиками.

В статье приводится разработанный численно-аналитический метод определения динамических характеристик контакта деталей заклепочных и прессовых соединений при различных видах динамического нагружения (ударном, вибрационном и т.д.).

В работе рассматриваются так называемые *прочноплотные* заклепочные соединения, которые обеспечивают герметичность и несут в себе все преимущества соединений с натягом и самих заклепочных соединений, могут применяться в особо ответственных прецизионных конструкциях.

В их сопряжениях происходят контактные взаимодействия в условиях предварительного смещения, т.е. до срыва поверхностей. От динамических и диссипативных параметров сопряжений этих соединений будут зависеть эксплуатационные показатели конструкции в целом.

Прочноплотные соединения проверяют на плотность, т.е. на отсутствие относительного скольжения листов. Этому скольжению

препятствуют возникающие между листами силы трения. Значение этой силы трения определяют экспериментально и условно относят к поперечному сечению заклепки. Поэтому проверка заклепок по допускаемому условному напряжению $\tau_{yc} \leq [\tau_{yc}]$ одновременно является проверкой соединения на плотность.

Поскольку в прочноплотных заклепочных соединениях осуществляется прессовое соединение между стержнем заклепки и соединяемыми деталями, в данной работе была рассмотрена работа соединения с натягом с учетом процессов, происходящих на контактных поверхностях. В качестве рассматриваемой модели принималось цилиндрическое прессовое соединение вал-втулка, нагруженное осевой силой P_z .

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

$$q_0 \geq P_z k / \pi d l f, \quad (1)$$

где k – коэффициент запаса сцепления, f – коэффициент трения (из справочных данных), l – длина втулки (для заклепочного соединения – толщина соединяемых листов).

Кроме того, при передаче нагрузки прессовыми соединениями на поверхностях контакта возникают касательные напряжения τ . Наибольшие значения их определяются выражением:

$$\tau_{\max} = q_0 f \leq \tau_T. \quad (2)$$

Но для ответственных соединений точных машин и приборов, подверженных знакопеременным динамическим нагрузкам, недостаточно инженерного расчета на прочность. В большинстве случаев при инженерных расчетах не учитывают деформации, перемещения, напряжения, возникающие в поверхностных шероховатых слоях сопряжен-

ных деталей соединения в пределах предварительного смещения.

При рассмотрении прочноплотных заклепочных соединений следует выделить следующие поверхности механического контакта (рисунок 1): поверхность А, расположенную между соединяемыми деталями конструкции, поверхность Б, по которой создается радиальный натяг между стержнем заклепки и соединяемыми деталями, поверхность В – между деталью и головкой заклепки.

Жесткость рассматриваемого соединения будет зависеть от упругих перемещений в пределах предварительного смещения или трения покоя в указанных зонах контактирования. Эти упругие контактные перемещения как в нормальном, так и в касательном направлениях оказывают существенное влияние на формирование величины натяга соединения (поверхности Б), так и на силы трения (поверхности А, В) (рисунок 1).

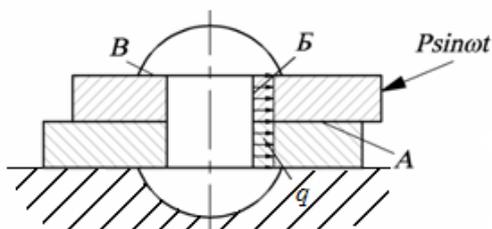


Рисунок 1 – Контактные поверхности в заклепочном соединении

Упругое сближение в контакте Б и предварительное смещение в зоне А будут связаны между собой условием совместности деформаций, а следовательно состояние натяга, в частности величина его податливости, будет оказывать непосредственное воздействие на тангенциальные смещения и формирование силы трения.

В рассматриваемом соединении по условию эксплуатации должно отсутствовать относительное скольжение листов. Срыв поверхностей под действием внешней нагрузки происходит в тот момент, когда в контакте соединенных деталей (А, В) упругое предварительное смещение одной шероховатой поверхности по другой переходит предельное значение Δ_p , за которым следует трение скольжение, а следовательно нарушается условие прочности и герметичности всего соединения.

Поскольку в реальных соединениях затруднительно определить величину нормальной статической нагрузки заранее, принимали за предельную силу, которую может выдержать соединение силу F , определяемую по допускаемому напряжению, а затем находили значение нормальной нагрузки.

Далее, зная величину нормального статического поджатия контакта и заданные условия контактирования, определяли значение предельного касательного смещения Δ_p , которое будет ограничивать трение покоя в соединении.

Амплитудные значения перемещений $\Delta^*(t)$, $x^*(t)$ и соответствующих сил определяются по принятой динамической модели. А затем по этим величинам производится оценка состояния заклепочного соединения. В частности, сравнивается значение амплитудной силы P^* в касательном контакте (А) с допускаемой силой F и силой P_p , соответствующей предельному предварительному смещению Δ_p .

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

$$K_\tau = \Delta(x(t); t) / N^* f, \quad (3)$$

где $\Delta(x(t); t)$ – касательные контактные колебания, являющиеся функцией от $x(t)$ – нормальных контактных колебаний в каждый момент времени.

По условию прочности во избежание срыва поверхностей должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} \Delta^* &\leq \Delta_p, \\ \tau^* &\leq \tau_{\max}. \end{aligned} \quad (4)$$

Итак, податливость за счет микронеровностей в контакте соединения с натягом в нормальном направлении (по отношению к оси заклепки) (поверхность Б) будет определяться общим выражением:

$$K_N = x(t) / N^*. \quad (5)$$

КОНТАКТНАЯ ПОДАТЛИВОСТЬ УСЛОВНО-НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ДИНАМИКЕ В ПРЕДЕЛАХ ТРЕНИЯ ПОКОЯ

В знаменателе может стоять величина номинального давления в соединении q_0 с учетом динамической составляющей процесса.

С учетом нормальной контактной податливости шероховатого слоя в соединении номинальное давление будет определяться выражением

$$q_0 = \delta_H / 2(\lambda_1 + \lambda_2 + K_N), \quad (6)$$

где δ_H – номинальный натяг; λ_1, λ_2 – податливости деталей соединения.

Таким образом, номинальное давление в соединении с натягом (поверхность Б) будет снижаться, а, следовательно, фактическая величина натяга будет так же меньше минимального расчетного значения.

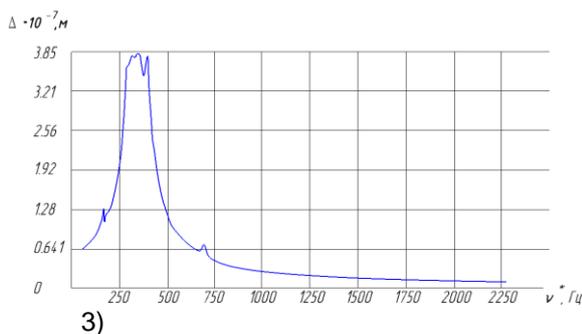
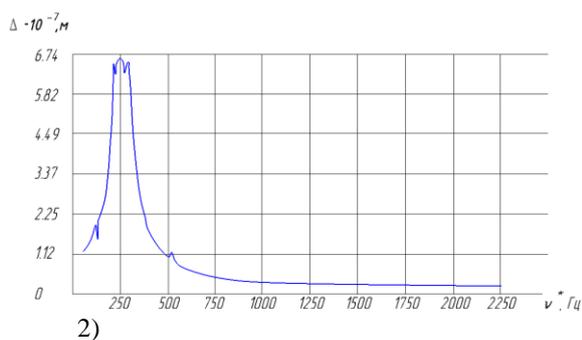


Рисунок 2 - АЧХ тангенциальных контактных колебаний при различных параметрах микрогеометрии: 1) $R_{max} = 1,75e-05$ м, $r = 1e-04$ м; 2) $R_{max} = 7,5e-06$ м, $r = 1,8e-04$ м; 3) $R_{max} = 5e-06$ м, $r = 3e-04$ м

Оценочные расчеты показали что, номинальное давление в соединении, а, следовательно, и величина самого минимального натяга снижается при различных параметрах контактирования до 10 - 20%.

Изучалось влияние параметров контактирования на поведение соединения отдельно по контакту А и по прессовой поверхности Б (соединение с натягом) (рисунок 1).

В ходе исследования упругих контактных смещений при динамическом нагружении в условиях вынужденных колебаний получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) процесса для различных внешних условий, которые дают возможность оценить величину диссипации механической энергии в контакте, а также установить зоны устойчивой работы контактных пар (рисунок 2). Изменяемыми параметрами контактирования являлись: масса движущегося верхнего листа заклепочного соединения, усилие статического поджатия, величина вынуждающего усилия, параметры микрогеометрии поверхностного слоя.

По величине динамической контактной податливости возможна оценка работоспособности соединения в том или ином направлении в условиях динамического нагружения (рисунок 3,4).

Проведенные исследования доказывают правильность выбора теоретических предположений, динамической модели упругого контактного взаимодействия в пределах трения покоя, а также необходимость использования в уточненных инженерных расчетах на прочность и жесткость соединений разработанной методики.

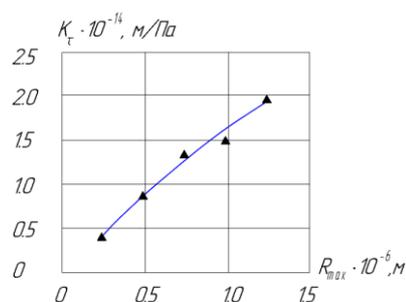


Рисунок 3 – Изменение коэффициента тангенциальной контактной податливости при различных параметрах микрогеометрии по-

верхностей соединения. Условия контактирования: $P = 200 \text{ Н}$, $\nu^* = 900 \text{ Гц}$

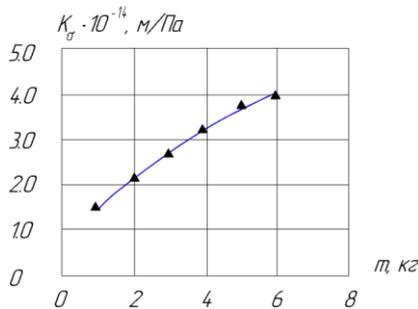


Рисунок 4 - Изменение коэффициента нормальной контактной податливости при различной массе. Условия контактирования: $P = 100 \text{ Н}$, $\nu^* = 1000 \text{ Гц}$

Выводы

Используя динамическую модель поведения механического контакта при тангенциальных и нормальных вынужденных колебаниях разработан метод расчета динамических параметров условно-неподвижных соединений на примере заклепочного соединения с натягом. Метод основан на учете реальных деформаций на площадках контакта и его диссипативных свойств. Данный учет необходимо производить при проектировании ответственных соединений прецизионных конструкций

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. 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.
2. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамические контактные взаимодействия упругих квазистационарных систем // Ползуновский вестник.- 2002.- № 1.-С.103-105.
3. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Контактная податливость клиновых соединений в условиях динамического нагружения // Ползуновский вестник.- 2007.- № 4.-С.174-177.
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение.- 1977.-526 с.

Максименко А.А., д.т.н., профессор,
кафедра «Прикладная механика»,
р.т. (385-2) 367584,
e-mail: sopromat116@mail.ru

Перфильева Н.В., д.т.н., профессор,
кафедра «Прикладная механика»,
р.т. (385-2) 290960,
e-mail: sopromat116@mail.ru

Перфильева А.Д., аспирант кафедры
«Прикладная механика», р.т. (385-2) 290960,
e-mail: sopromat116@mail.ru
ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный
технический университет им. И.И. Ползунова»