

Висновки. Побудована та розв'язана математична модель напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на ділянці надання їй форми краплі дозволяє визначати напружено-деформований стан стрічки з довільними механічними характеристиками при довільній довжині перехідної ділянки та може бути використана при проектуванні конвеєрів із підвищеним кутом нахилу. Для зменшення максимальних внутрішніх зусиль в тягових елементах доцільно підняття барабана на величину $\delta = 0,4(s - R)$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волин И.А. Обоснование метода расчета соединений ленты с ходовыми каретками подвесных ленточных конвейеров для транспортирования горных пород: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Волин Игорь Анатольевич. – М., 2008. – 149с.
2. Бельмас И.В. Влияние геометрии участка лоткообразования на напряженное состояние ленты конвейера / И.В.Бельмас, И.Т.Сабурова // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2000. – Том 2, юбилейный выпуск (1999-2000). – С.306-309.

УДК 621.9.077

ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ УГЛОВОЙ ЖЕСТКОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОВОРОТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Введение. Одним из основных факторов, определяющих качество изготовления деталей, является жесткость технологической системы станок-приспособление-инструмент-деталь. В приспособлениях уменьшение их жесткости возникает из-за неточности изготовления и износа контактирующих поверхностей. Для получения заданной точности обработки деталей конструируемое приспособление должно быть достаточно жестким [1].

Жесткость, в первую очередь, необходимо обеспечивать в направлении действия сил резания и зажима, применяя конструкции с малым количеством стыков, имеющих незначительное отклонение от плоскостности. Следует также по возможности избегать несимметричного приложения нагрузки. Кроме того, непостоянство силы резания и неоднородность жесткости станочных приспособлений и других элементов упругой технологической системы предопределяют возникновение вибраций [1]. При вибрации повышается шероховатость обрабатываемой поверхности, ухудшаются условия работы режущего инструмента и усиливается динамический характер силы резания. Если частота собственных колебаний приспособления совпадает с частотой колебаний при резании, то возникает резонанс, при котором амплитуда колебаний сильно возрастает. С повышением жесткости приспособлений увеличивается частота и уменьшается амплитуда их собственных колебаний, улучшается качество обработанных поверхностей.

Постановка задачи. Поскольку на технологический процесс обработки оказывает значительное влияние жесткость приспособлений, то весьма важно иметь теоретические зависимости, позволяющие ее оценку. Исследуем угловую жесткость приспособлений, имеющих кольцевые направляющие с разными отклонениями от плоскостности при несимметричной нагрузке.

Для решения задачи воспользуемся нелинейной зависимостью между давлением и контактными перемещениями, предложенной в [2]:

$$\sigma(x) = \left(\frac{\delta(x)}{c}\right)^n, \quad (1)$$

где $\sigma(x)$ – давление в сечении x , Па; $\delta(x)$ – контактное перемещение в сечении x , мкм; c – коэффициент, зависящий от геометрии поверхностей и свойств материала; n – показатель степени.

При такой постановке задачи для подобных конструкций результаты расчета в соответствии с теорией упругого полупространства хорошо согласуются с экспериментом [2]. Обобщение экспериментальных данных показали, что для повторных нагрузок стыков металлов (сталь, чугун, бронза) $n = 2$. Коэффициент c для каждого конкретного случая можно определять по таблицам, приведенным в [2].

Принимаем также, что жесткость поверхностных слоев значительно ниже жесткости сопрягаемых деталей, и собственные деформации сопрягаемых деталей не рассматриваем.

Результаты работы. При расчете жесткости несимметрично нагруженных плоских кольцевых направляющих, не имеющих отклонений от плоскостности, необходимо различать два случая: без отрыва контактирующих поверхностей и с отрывом.

Рассмотрим первый случай (рис.1). Для упрощения расчета заменим указанную выше схему нагрузки центрально приложенной силой P и моментом M . Тогда условием равновесия кольцевой опорной поверхности будут:

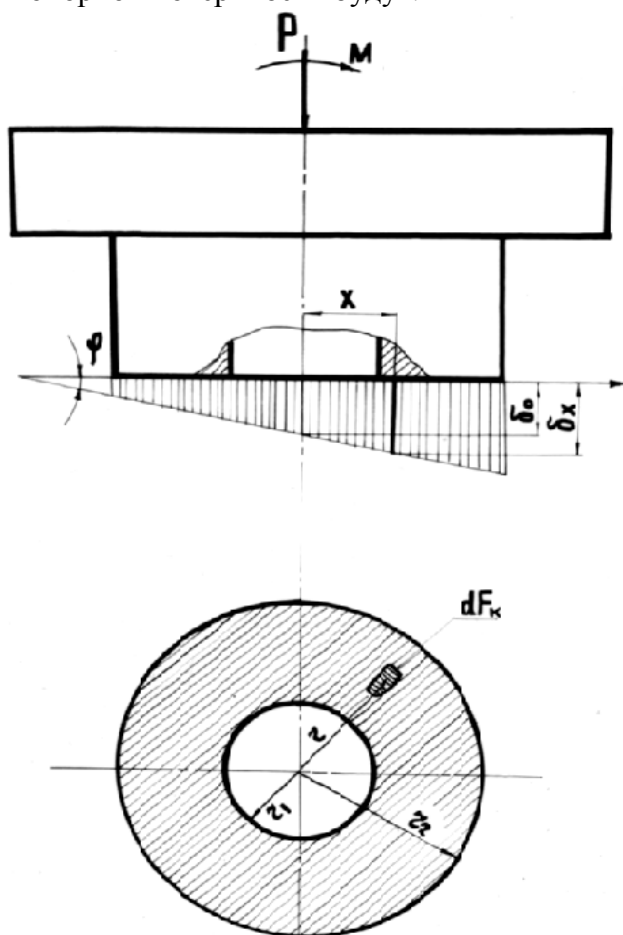


Рисунок 1 – Расчетная схема несимметрично нагруженных кольцевых направляющих

$$\iint_{F_k} \sigma(x) dF_k = P; \quad (2)$$

$$\iint_{F_k} \sigma(x) x dF_k = M,$$

где F_k – площадь кольцевых направляющих, m^2 .

Упругое перемещение в сечении x контактирующих поверхностей направляющих:

$$\delta(x) = \delta_0 + \varphi \cdot x, \quad (3)$$

где δ_0 – упругое перемещение в центре, $мм$; φ – угол упругого поворота кольцевой поверхности, $рад$.

Принимая $n = 2$ и интегрируя (2), получим:

$$P = \frac{\delta_0^2}{c^2} F_k + \frac{\varphi^2}{c^2} J_k; \quad (4)$$

$$M = \frac{2 \cdot \delta_0 \cdot \varphi}{c^2} J_k,$$

где $F_k = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)$ – площадь кольца, m^2 ; $J_k = \frac{\pi(r_2^4 - r_1^4)}{4}$ – момент инерции, m^4 .

Решаем эти уравнения относительно $\frac{\varphi \cdot r_i}{\delta_0}$, где $r_i = \frac{J_k}{F_k}$ – радиус инерции кольцевого сечения:

$$\frac{\varphi \cdot r_i}{\delta_0} = \frac{P \cdot r_i}{M} - \sqrt{\frac{P^2 \cdot r_i^2}{M^2} - 1} = \frac{P \cdot r_i}{M} - \left(\frac{P \cdot r_i}{M} - \frac{1}{2} \frac{M}{P \cdot r_i} - \frac{1}{8} \frac{M^3}{P^3 \cdot r_i^3} + \dots \right) \approx \frac{M}{2P \cdot r_i}. \quad (5)$$

Из выражения (5) видно, что при постоянном среднем давлении угол наклона в стыке φ прямо пропорционален моменту M :

$$\varphi = \frac{k \cdot M}{J_k}, \quad (6)$$

где $k = \frac{c \cdot \sigma^n}{n}$.

Рассмотрим случай контактирования кольцевых направляющих, имеющих отклонения от плоскостности. Угол наклона контактирующих поверхностей кольцевых направляющих в этом случае можно определить по формуле

$$\varphi_n = \varphi \cdot \mu_\varphi, \quad (7)$$

где μ_φ – коэффициент, учитывающий влияние отклонения от плоскостности на угол наклона контактирующих поверхностей.

Для расчета коэффициента μ_φ в соответствии с рекомендациями [2] принимаем, что упругое перемещение в сечении с координатой « x » равно:

$$\delta_x = \delta_0 - \Delta x + \varphi \cdot x, \quad (8)$$

где $\delta_0 = c \cdot \sigma_0^{\frac{1-n}{n}}$ – контактное перемещение для плоских стыков, *мкм*; σ_0 – среднее давление, *Па*; Δx – отклонение от плоскостности, *мкм*; φ – угол наклона, *рад*.

Отклонение от плоскостности может быть представлено в виде гиперболы или параболы. Выполним расчет коэффициента μ_φ для случая, когда выпуклая неровность представляет собой параболоид с несимметричными отклонениями от плоскостности:

$$\Delta(x, y) = \frac{\Delta x \cdot x^2 + \Delta y \cdot y^2}{r_2^2}, \quad (9)$$

где $\Delta x, \Delta y$ – отклонение от плоскостности в направлении осей x и y соответственно, *мкм*; r_2 – внешний радиус направляющих, *м*.

Условия равновесия стыка можно выразить уравнением

$$M = \iint_{F_k} \sigma(x, y) x dF_k. \quad (10)$$

Переходя к полярным координатам и выполняя преобразования, получим

$$M = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{(\delta_0 - \Delta(r; \theta) + \varphi \cdot r \cdot \cos \theta)^2}{c^2} r^2 \cdot \cos \theta dr d\theta =$$

$$\frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} [(\delta_0 - \Delta(r; \theta))^2 + 2(\delta_0 - \Delta(r; \theta)) \cdot \varphi \cdot r \cos \theta + \varphi^2 \cdot r^2 \cos^2 \theta] r^2 \cos \theta dr d\theta. \quad (11)$$

Угловая жесткость стыков характеризуется величиной $\frac{dM}{d\varphi}$. Используя предыдущее выражение и принимая, что перемещение от наклона на угол φ существенно меньше перемещений от начальной центральной нагрузки, получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot (\delta_0 - \Delta(r; \theta)) \cdot r^3 \cos^2 \theta dr d\theta + \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \varphi \cdot r^4 \cdot \cos^3 \theta dr d\theta. \quad (12)$$

Пренебрегая выражением $\frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} 2 \cdot \varphi \cdot r^4 \cdot \cos^3 \theta dr d\theta$ ввиду его малости (аналогично [2]) и интегрируя с учетом профиля отклонения, например параболоида, получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{1}{c^2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \left(\delta_0 - \frac{\Delta x \cos^2 \theta + \Delta y \sin^2 \theta}{r_2^2} \right) r^3 \cdot \cos \theta dr d\theta. \quad (13)$$

Интегрируя по радиусу поверхности контакта и преобразовывая выражение (13), получим

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{\pi \cdot \delta_0 \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{4} - \frac{\Delta x \cdot \pi \cdot (r_2^6 - r_1^6)}{8} - \frac{\Delta y \pi (r_2^6 - r_1^6)}{24 r_2^6}. \quad (14)$$

Для ровного стыка угловая жесткость определяется зависимостью

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{J_k}{k} = \frac{\pi \cdot (r_2^4 - r_1^4)}{2 \cdot c \cdot \sigma^{0.5}} \quad (15)$$

Тогда коэффициент, учитывающий влияние отклонения от плоскостности на угол наклона в стыке, определяется следующим выражением:

$$\mu_\varphi = \frac{(r_2^4 - r_1^4) \cdot c \cdot \sigma^{0.5}}{\Delta \left[\frac{c \cdot \sigma^{0.5} (r_2^4 - r_1^4)}{\Delta} - \frac{\Delta x \cdot (r_2^6 - r_1^6)}{2\Delta} - \frac{\Delta y (r_2^6 - r_1^6)}{6\Delta r_2^6} \right]}, \quad (16)$$

где Δ – величина наибольшего отклонения от плоскостности, *мкм*.

Выводы. Таким образом, зная коэффициент μ_φ по формуле (16) и угол φ , рассчитанный по формуле (6), можно определить фактический угол наклона стыка с учетом отклонения от плоскостности и оценить влияние этого фактора на точность и качество обработки.

При реальных давлениях и неточностях изготовления и износах коэффициент μ_φ может достигать значений 3-4, а при бoльших отклонениях – и бoльше. Если не осуществляется взаимная пригонка поверхностей, то даже малые отклонения от плоскостности, измеряемые микронами, приводят к существенному увеличению упругих перемещений даже при низких давлениях.

Полученные зависимости носят общий характер и могут быть использованы при расчетах других случаев контактирования кольцевых стыков, например, при расчетах погрешностей закрепления при обработке заготовок установленных на кольцо, фрикционных муфт, кольцевых упорных подшипников скольжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений / В.Корсаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 277с.
2. Левина З. Контактная жесткость машин / З.Левина, Д.Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

УДК 622.625.28

ЗІБОРОВ К.А., к.т.н., доцент

ДВНЗ «Національний гірничий університет»

МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕДАЧІ РУХУ ТЕРТЯМ В ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВАХ

Вступ. Надійна робота більшості сучасних високопродуктивних видів транспорту (стрічкові конвеєри, залізничний, автомобільний транспорт тощо) забезпечується умовами фрикційної взаємодії контактуючих поверхонь. Для стрічкових конвеєрів – це зчеплення приводного барабана зі стрічкою, для залізничного транспорту – колеса з рейкою, для автомобільного – колеса з ґрунтом.

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох факторів. До найважливіших з них відносяться вигляд і стан поверхні контактуючих тіл, наявність або відсутність мастила (масла або вологи, колоїдних речовин і т.п.), температура поверхні на плямі контакту, геометричні та реологічні характеристики контактуючих тіл, вид напруженого стану матеріалу на плямі контакту, характер прикладення навантаження.