

или дискового компенсатора можно лишь путем уменьшения величины радиуса его кривошипа. Анализ показал, что невозможно выполнить эту операцию оптимально из-за появления недолетов у левой кромки ткани. Рекомендовано применение механизма компенсатора кулачкового типа, для которого закон подачи уточной нити выбирается с учетом величины предельной скорости движения при требуемом режиме работы станка. Однако при этом возрастают нагрузки на вал привода рапир и мощность, потребляемая данным механизмом. Для определения величин приведенного момента движущих сил на валу привода рапир произведен кинематический и силовой анализ механизма привода рапир. Получено уравнение перемещения рапиры в осевом направлении. Продифференцировав полученное выражение два раза, получили законы изменения линейных скоростей и ускорений рапиры. Движение механизма привода рапир описывается в общем виде уравнением Лагранжа второго рода. Приняв обобщенную координату равной углу поворота вертикального вала или водила, а потенциальную энергию равной нулю, получим уравнение Лагранжа для исследуемого механизма. Выполнив необходимые преобразования и приняв за обобщенную силу приведенный момент, получим зависимость для определения приведенного момента M :

$$M = 2R^2(m_p + m_e) \sin 2\varphi \cdot \frac{\dot{\varphi}^2}{2},$$

где M – момент движущих сил (приведенный момент), R – радиус кривошипа, m_p – масса рапиры, m_e – масса водила, φ – угол поворота вертикального вала или водила.

Значение момента движущих сил на вертикальном валу привода рапир позволяет определить потребляемую механизмом мощность.

Проведенный кинематический анализ позволил определить необходимые параметры движения уточной нити при ее прокладывании пневморапирным способом.

УДК 620.10

КАСАТЕЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В КРУЧЕНИИ КРУГЛОГО БРУСА РАСПРЕДЕЛЕННОЙ МОМЕНТНОЙ НАГРУЗКОЙ

Студ. Нагиева Р.Х., к.т.н., доц. Федосеев Г.Н.

Витебский государственный технологический университет

На рисунке 1 изображен круглый стержень, нагруженный распределенной моментной нагрузкой. Крутящий момент в поперечном сечении стержня, отстоящем от свободного торца на расстояние z

$$T(z) = \int_0^z m(\eta) d\eta; \quad (1)$$

интенсивность моментной нагрузки

$$m(z) = \frac{dT(z)}{dz}. \quad (2)$$

Касательные напряжения действуют не только в поперечных, но и в коаксиальных цилиндрических сечениях. Напряженное состояние изображено на рисунке 2.

$$\begin{aligned} & \text{Уравнение равновесия в цилиндрических координатах } d_\varphi \tau_1 = 0, \quad d_\varphi \tau = 0, \\ & -\tau_1 \rho d\varphi dz + (\tau_1 + d_\rho \tau_1)(\rho + d\rho) d\varphi dz + d\rho \rho d\varphi - (\tau + d_z \tau) d\rho \rho d\varphi + (\tau_1 + \\ & + d_\varphi \tau_1) d\rho dz \frac{d\varphi}{2} + \tau_1 d\rho dz \frac{d\varphi}{2} = 0 \end{aligned}$$

дают дифференциальное уравнение

$$\frac{\partial \tau_1}{\partial \rho} + \frac{2}{\rho} \tau_1 = \frac{\partial \tau}{\partial z} \quad (3)$$

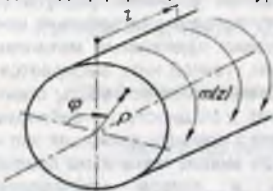


Рисунок 1 – Цилиндрические координаты в кручении

Касательные напряжения в поперечных сечениях стержня, прямо изгибаемого распределенной нагрузкой, определяются в предположении, что нормальные напряжения в поперечных сечениях определяются формулой, справедливой при чистом прямом изгибе, $\sigma = -\frac{M_x}{I_x} y$

Положим и здесь: касательные напряжения в поперечных сечениях круглого стержня

$$\tau = \frac{T}{I_p} \rho, \quad (4)$$

где крутящий момент дается формулой (1). Их подстановка в дифференциальное уравнение (3) приводит его к виду

$$\frac{\partial \tau_1}{\partial \rho} + \frac{2}{\rho} \tau_1 = \frac{dT/dz}{I_p} \rho. \quad (5)$$

Частное решение соответствующего однородного уравнения ищем в виде

$$\tau_{10} = \rho^n. \quad (6)$$

Подстановка решения (6) в левую часть уравнения (5) дает $n = -2$. Частное решение исходного уравнения (5) ищем в виде $\tau_{1ч} = D\rho^2$, его подстановка в уравнение (5) дает искомую константу $D = \frac{1}{4} \frac{dT/dz}{I_p}$. Общее решение

уравнения (5) $\tau_1 = \frac{C}{\rho^2} + \frac{1}{4} \frac{dT/dz}{I_p} \rho^2$, где C – произвольная постоянная. В центре сечения ($\rho = 0$) касательное напряжение $\tau_1 = 0$, следовательно, постоянная $C = 0$, и касательные напряжения

$$\tau_1 = \frac{1}{4} \frac{dT/dz}{I_p} \rho^2. \quad (7)$$

Вырежем (рисунок 3) из бесконечно короткого элемента стержня цилиндр радиуса ρ . Доля крутящего момента T , приходящаяся на заштрихованную часть стержня,

$$T_1 = \tau W_{p1} = \tau \frac{I_{p1}}{\rho} = \frac{T}{I_p} I_{p1}.$$

Рассматривая равновесие цилиндра на рисунке 3 найдем равенство

$$dT_1 = \frac{dT}{I_p} I_{p1} = (\tau_1 2\pi \rho dz) \rho,$$

откуда получаем аналог формулы Журавского

$$\tau_1 = \frac{dT}{I_p} \frac{W_{p1}}{2\pi \rho}. \quad (8)$$

При учете момента сопротивления $W_{p1} = \pi(2\rho)^3/16$, получим найденную выше формулу (7).

Характеристическое уравнение напряженного состояния, приведенного на рисунке 2

$$\begin{vmatrix} -\sigma & \tau & 0 \\ \tau & -\sigma & \tau_1 \\ 0 & \tau_1 & -\sigma \end{vmatrix} = 0,$$

его решение дает главные напряжения

$$\sigma_1 = \sqrt{\tau^2 + \tau_1^2}, \quad \sigma_2 = 0, \quad \sigma_3 = -\sqrt{\tau^2 + \tau_1^2}.$$

Эквивалентное напряжение (по Треска – Сен-Венану)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau \sqrt{1 + \tau_1^2/\tau^2}. \quad (9)$$

В заделке стержня (рисунок 4), закрученного равномерно распределенной моментной нагрузкой, наибольшие касательные напряжения (4) $\tau_{\text{max}} = ml/J_p$, наибольшее касательное напряжение (8) – при учете формулы (2) – $\tau_{1\text{max}} = 0,25mR^2/J_p$, эквивалентное напряжение (9) $\sigma_{\text{экв}} = 2\tau_{\text{max}}\sqrt{1 + (R/l)^2/16}$, или $\sigma_{\text{экв}} \approx 2\tau_{\text{max}}$, что дает право не учитывать в расчете на прочность касательные напряжения τ_1 .



Рисунок 4 – Равномерно распределенная моментная нагрузка

УДК 687.053

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АНАЛИТИЧЕСКОГО МЕТОДА

К.т.н., доц. Семин А.Г., к.т.н., доц. Тимофеев А.М., студ. Михеева Н.И.

Витебский государственный технологический университет

При проектировании машин часто ставится задача об уравновешивании вращающихся масс звеньев механизмов. Если массы не уравновешены статически, то система выходит из состояния покоя только под действием сил тяжести звеньев. Это происходит тогда, когда общий центр масс не находится на оси вращения. При динамической неуравновешенности возникает момент пары сил, стремящийся повернуть систему в плоскости, перпендикулярной плоскостям вращения масс. Если деталь по длине имеет небольшие размеры, то влияние этой пары сил инерции невелико, и поэтому можно ограничиться одним статическим уравновешиванием. Определение величины уравновешивающей массы и угла ее установки проводят обычно графоаналитическим методом [1], который характеризуется невысокой точностью и большой трудоемкостью.

В качестве примера рассмотрим методику уравновешивания трех вращающихся масс. Пусть на валу машины установлены три детали: кулачок, кривошип и эксцентрик. Представим эти элементы в виде трех точечных масс m_1, m_2, m_3 , находящихся в центрах масс элементов, расположенных от оси вращения на расстояниях r_1, r_2, r_3 под углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ к оси x (рисунок 1)