

приводом ведущего барабана совместного с механизмом компенсатора шарнирно-стержневого типа или механизмом отмеривания и компенсатора дискового типа, смонтированных непосредственно на главном валу станка.

Кинематический анализ обоих механизмов показал, что максимальное значение скорости подачи уточной нити соответствует зоне наибольшего сближения рапир. Указанной зоне соответствует и наименьшее значение натяжения. Сочетание максимальной скорости движения уточной нити и наименьшего натяжения создаёт сложности протекания технологического процесса в смысле потери устойчивости движения уточной нити. Для устойчивости при прокладывании уточной нити на станках АТПР скорость подачи уточной нити в рапиры не должна превышать предельного значения скорости движения нити под действием силы тяги воздушного потока.

Для станка АТПР – 120, оборудованного рычажным компенсатором с радиусом кривошипа 30 мм для скорости главного вала  $n = 360 \text{ мин}^{-1}$  определены скорости подачи нити, которые сравнивались с предельными, вычисленными по известной формуле. Расчёты выполнены при следующих параметрах наладки станка: скорость воздушного потока в правой рапире  $V = 45 \text{ м/с}$ , коэффициент трения нити о нитепроводники  $f = 0,27$ ,  $K = 1,182 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^3$ ,  $e = 0,663 \text{ м}$ ,  $\alpha = 3,14 \text{ рад}$ ,  $r = 0,175 \text{ м}$ . Анализ расчётов показал, что выбранный режим работы станка не в полной мере удовлетворителен, так как скорости подачи утка компенсатором и отмеривающим механизмом превышают предельные скорости движения уточной нити. При работе станка в данном режиме будут иметь место напуски в зоне заправки отмеривающий механизм-компенсатор и, как следствие этого, малое натяжение уточной нити в момент передачи её из рапиры в рапиру, отставание движения конца уточной нити от цикловой диаграммы станка, что неизбежно приведёт к недолётам утка.

Уменьшить максимальную скорость подачи нити при заданном режиме работы станка до значений предельной скорости при наличии шарнирно-стержневого или дискового компенсаторов можно лишь путём уменьшения величины радиусов его кривошипа. Анализ регулировочных возможностей механизмов компенсаторов не позволяет выполнить эту операцию из-за появления «малых» недолётов у левой кромки ткани. Для устранения напусков в зоне компенсатора предложено использовать механизм компенсатора кулачкового типа, закон подачи уточной нити в котором выбран с учётом предельной скорости движения уточной нити при требуемом режиме работы станка.

Проведённый кинематический и силовой анализ механизмов подачи уточной нити позволил определить необходимые параметры движения уточной нити при её прокладывании пневморапирным способом. Для надёжного прокладывания уточной нити при требуемой наладке станка необходимо, чтобы скорость подачи уточной нити не превышала скорости движения её под действием воздушных потоков рапир. Исследование механизма компенсатора позволяет при правильно выбранном законе изменения компенсационной петли получить более стабильный процесс прокладывания уточной нити.

УДК 531.46

## ДОПУСКАЕМЫЙ И КРИТИЧЕСКИЙ УГЛЫ ДАВЛЕНИЯ В МЕХАНИЗМАХ

Доц. Семин А.Г., доц. Тимофеев А.М., асс. Краснер С.Ю.

УО «Витебский государственный технологический университет»

Трение в механизмах является причиной износа деталей машин, оно отрицательно влияет на КПД и срок службы машины. Силы трения зависят от качества трущихся поверхностей, величины действующей силы и угла давления  $\alpha$ , который представляет собой угол между направлениями силы и скорости движущегося тела. Чем больше угол давления, тем интенсивнее износ и ниже КПД механизма. Кроме того, при очень больших углах давления может возникнуть явление самоторможения (заклинивание) механизма.

Поэтому вводятся понятия допускаемого  $\alpha_o$  и критического  $\alpha_k$  угла давления. Допускаемый угол давления – это величина, выше которой использование механизма нецелесообразно из-за значительного снижения КПД. При критическом угле давления не обеспечивается вращение звеньев механизма. Четких рекомендаций по выбору допускаемых углов давления в литературе нет, так как они зависят от многих параметров. Например, для кулачкового механизма величина передаваемой мощности зависит от конструкции механизма, вида движения толкателя, наличия ролика, вида материалов, системы смазки и материала деталей. Так, при поступательном движении толкателя заклинивание механизма происходит при значительно меньших углах давления, чем при вращательном движении толкателя. Поэтому допускаемые углы давления в первом случае меньше допускаемых углов для второго типа механизма.

Рекомендации по выбору углов давления различными авторами научных работ отличаются друг от друга в значительной степени. Так, в работе [1] для механизма первого типа допускаемый угол давления рекомендуется выбирать в пределах  $\alpha'_o = (15 - 30)^\circ$ , для механизма второго типа –  $\alpha''_o = (20 - 45)^\circ$ . В работе [2] предлагается брать эти углы несколько выше:  $\alpha'_o = (30 - 40)^\circ$  и  $\alpha''_o = (60 - 70)^\circ$ .

Наиболее четкие рекомендации даны в работе [3], где учитывается величина передаваемых усилий. При передаче больших усилий допускаемые углы следует брать в следующих пределах:  $\alpha'_o = (15 - 25)^\circ$  и  $\alpha''_o = (30 - 45)^\circ$ . Если механизм предназначен для передачи небольших усилий, то углы давления увеличиваются и составляют:  $\alpha'_o = (25 - 30)^\circ$ ,  $\alpha''_o = (45 - 60)^\circ$ . При холостом ходе допускаемые углы могут быть значительно увеличены, их значения рекомендуется брать в пределах  $(70 - 80)^\circ$ . Поэтому при проектировании кулачковых механизмов необходимо увеличивать углы давления при холостом ходе с тем, чтобы уменьшить их при рабочем ходе, когда нагрузка на механизм наибольшая.

Покажем на примерах расчет величины критических углов давления для кулачковых механизмов с поступательно движущимся и качающимся толкателем. Согласно данным [2], при коэффициенте трения  $f = 0,1$ , длине стойки  $l_1$  и длине консоли толкателя  $l_2$ , критический угол давления для механизма с поступательно движущимся толкателем для случая  $\frac{l_2}{l_1} = 2$  определяется по формуле  $\alpha'_k = \arctg \frac{1}{f \left( 1 + \frac{2l_2}{l_1} \right)}$  и составляет  $73,4^\circ$ .

Если толкатель совершает качательное движение, то при  $f = 0,1$ , отношении диаметра  $d$  шарнира оси толкателя к длине толкателя  $l$ , равном  $0,1$ , критический угол давления определяется по формуле [2]  $\alpha''_k = \arccos f \frac{d}{2l}$  и составляет  $89,7^\circ$ . Отсюда видно, что при качающемся толкателе вероятность заклинивания механизма незначительна.

С учетом рекомендуемого угла давления, равного  $30^\circ$ , спроектирован механизм обрезки игольных нитей на многоголовочном вышивальном полуавтомате [4]. Механизм снабжен устройством освобождения игольной нити. Ножи установлены подвижно относительно игольной пластины и перемещаются с помощью ползунно-коромыслового механизма. Привод осуществляется от шагового двигателя, связанного с блоком микропроцессорного управления.

Механизм обеспечивает стабильную работу процесса обрезки и формирования остатков нитей, достаточных для петлеобразования в последующем цикле работы вышивального полуавтомата.

Список использованных источников

1. Фролов, К. В. Теория механизмов и машин : учебное пособие для вузов / К. В. Фролов [и др.]. – Москва : Высш. шк., 1987. – 496 с.
2. Барсов, Л. В. Теория плоских механизмов и динамика машин / Г. А. Барсов [и др.]. – Москва : Высш. шк., 1961. – 336 с.
3. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – Москва : Высш. шк., 1967. – 528 с.
4. Механизм обрезки на многоголовочном вышивальном полуавтомате : пат. 1927 РБ : МПК7 D 05 B 65/00 / Б. С. Сункуев, С. Ю. Краснер, И. Л. Шнейвайс, А. П. Давыдько, О. В. Дервоед ; заявитель и патентообладатель УО «ВГТУ». – № u 20040456 ; заявл. 04.10.04 ; опубл. 15.03.05 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 2. – С. 170.

УДК 539.3/1.6

## УНИВЕРСАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ БАЛКИ С КУСОЧНО-ПОСТОЯННОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Студ. Матвеев А.К., студ. Подалинский В.В., доц. Федосеев Г.Н.

УО «Витебский государственный технологический университет»

В практике нередко упругие балки с кусочно-постоянной жесткостью поперечных сечений. Желательно и в этом случае располагать уравнениями для углов поворота и прогибов поперечных сечений, аналогичными универсальным уравнениям для балок с постоянной жесткостью сечений [1].

Рассмотрим два смежных участка балки с жесткостями сечений  $D_n$  и  $D_{n+1}$ , показанных на рисунке 1.

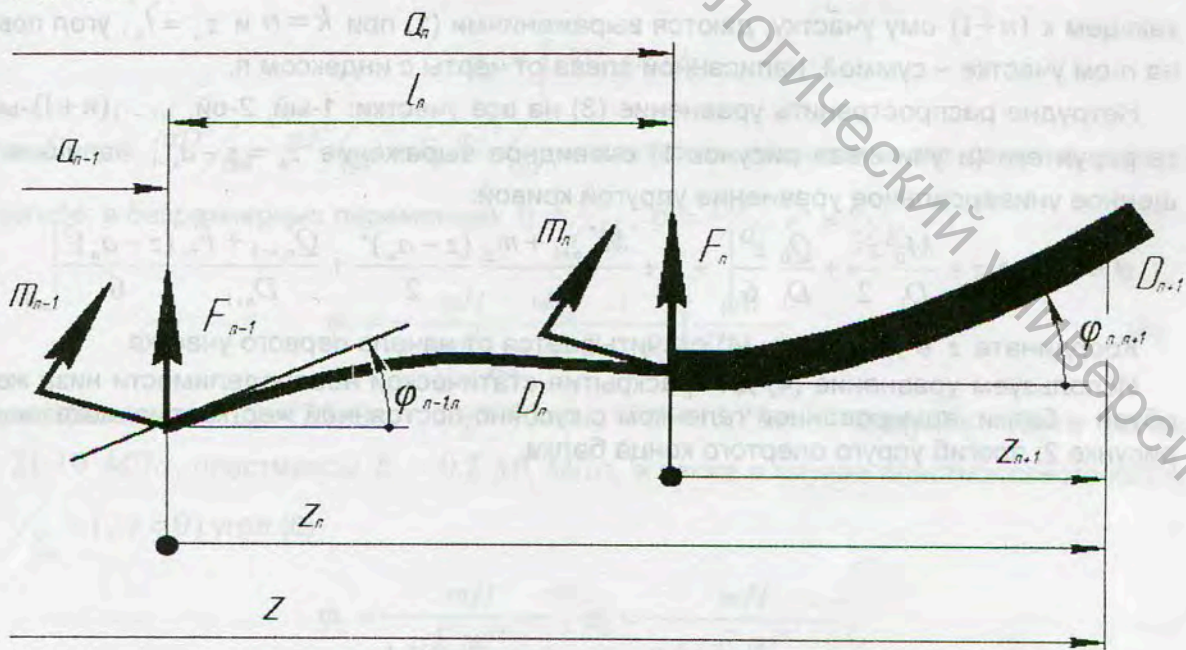


Рисунок 1 – Смещенные участки балки