

k_1 – коэффициент отношения площадей $S_{пол}$ и $S_{наг}$;
 k_2 – коэффициент отношения затрат времени $t_{пол}$ и $t_{наг}$.

В таком случае КПД прессы проходного типа можно оценить, не только сравнивая технологическую площадь и всю нагретую площадь исполнительного органа, как это следует делать в случае прессы непроходного типа или универсального оборудования [3], но еще требуется оценивать разницу в затратах времени. Учитывая, что технологическая площадь по-прежнему мала в связи с узкой шириной технологического контакта при сообщении загнутому краю рукавной планки необходимого состояния для термофазового перехода (5-10 мм, при этом вся ширина рукавной планки не превышает 25 мм), и, зная площадь наружной цилиндрической поверхности термобарабана прессы, определяется коэффициент k_1 . Хронометраж операционных переходов позволил определить коэффициент k_2 . Даже если принять наибольшие значения технологической площади и наибольшее значение времени технологического контакта, получаются низкие значения КПД – до 0,18. Это значение превышает полученные значения КПД универсального оборудования на операции фальцевания до 7 раз, тем не менее по-прежнему является невысоким, свидетельствующим о высоком и неоправданном энергопотреблении специального оборудования для фальцевания текстильных деталей.

Список использованных источников

1. Корнеенко, Д. В. Технические средства для фальцевания рукавной планки / Д. В. Корнеенко // Тезисы докладов 47 Международной научно-технической конференции преподавателей и студентов университета / УО «ВГТУ». – Витебск, 2014. – С. 273.
2. Амирханов, Д. Р. Исследование и разработка методики контроля тепловых параметров исполнительных органов машин легкой промышленности / Д. Р. Амирханов, Д. В. Корнеенко, Д. Л. Тарасов // Вестник Хмельницкого национального университета. Технические науки. – 2014. – № 3. – С. 228-231.
3. Корнеенко, Д. В. Оценка энергопотребления операции фальцевания деталей одежды при использовании универсального оборудования для влажно-тепловой обработки / Д. В. Корнеенко // Сучасні тенденції розвитку промисловості : тези наукових праць. І міжнародна інтернет-конференція, 3-4 квітня 2014 р., м. Хмельницький (Україна) / Хмельницький національний університет, 2014. – С. 63-65.

УДК 677.21

АНАЛИЗ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С СОСТАВНЫМ ВЕДОМЫМ ШКИВОМ В ПРИВОДЕ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

Мансурова М.А., зав. каф., Рахимова Х.О., соиск.

*Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности,
г. Ташкент, Республика Узбекистан*

Технологические нагрузки приводят к неравномерным режимам движения рабочих органов машин, ременная передача в приводе амортизируют эти неравномерности и в некоторой степени предохраняют приводной двигатель от перегрузок. Но, в ряде технологических машинах, в частности в швейных машинах амортизация колебаний нагрузок ремнем передачи является недостаточным. В швейных машинах при высоких скоростных режимах неравномерность вращения главного и нижнего валов, а также вала электродвигателя может привести не только к быстрому выходу из строя привода, но и пропуску стежков, обрыву нитей, снижению производительности машины.

С целью уменьшения пиковых значений колебаний крутящего момента и угловой скорости, а также увеличения скоростных режимов стачивания материалов разработаны новые схемы ременных передач с составными шкивами с упругими элементами, которые защищены тремя патентами. На рисунке 1а представлена схема ременной передачи, которая содержит составные ведущий 1, ведомый 2 шкивы, натяжной ролик 3 и ремень 4. Составной ведущий 1 и ведомый 2 шкивы содержат ободы 5 и 6, многогранные кольцевые упругие элементы (резиновые) 7 и 8 и ступицы 9 и 10, а составной натяжной ролик 3 содержит обод 11, кольцевой упругий элемент 12 и ступицу 13. Грани кольцевого упругого элемента 8 смещены по фазе относительно грани кольцевого упругого элемента 7. На рисунке 1б представлена схема рекомендуемой ременной передачи.

В процессе работы ведущий шкив 1 посредством ремня 3 сообщает вращение ведомому шкиву 2, приводя в вращение натяжной ролик 4. Вращательное движение от обода 5 через кольцевую упругую втулку 7 передается на ступицу 6 жестко связанный с валом ведомого шкива 2. Вал ведомого шкива 2 связан с главным валом швейной машины (на рис. не показан). При выполнении технологического процесса на главном валу швейной машины изменяется нагрузка на вал ведомого шкива 2. Эти изменения момента сопротивления передаются на обод 5 через кольцевую упругую втулку 7 и далее на ведущий шкив 1 и на электропривод. При этом пиковые значения момента сопротивления (нагрузки) амортизируются кольцевой упругой втулкой 7. Выбирая необходимые упруго-диссипативные свойства (материал резины) можно управлять степенью амортизации пиковых значений нагрузки. При этом в достаточной степени сглаживается вращательное движение обода 5 ведомого шкива 2. Следует отметить, что в процессе работы из-за изменения натяжения ремня происходит деформация резиновой втулки натяжного ролика 4. это приводит к выглаживанию натяжения ремня

3, тем самым к дополнительному снижению пиковых значений моментов и угловых скоростей на валах привода технологических, в частности швейных машин.

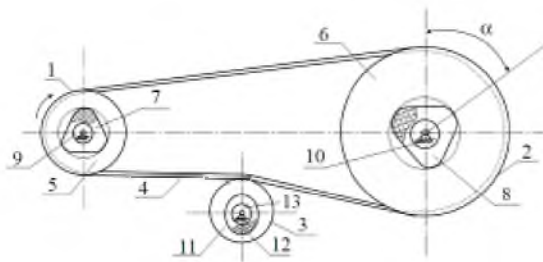


Рисунок 1а – Ременная передача с составными рабочими органами

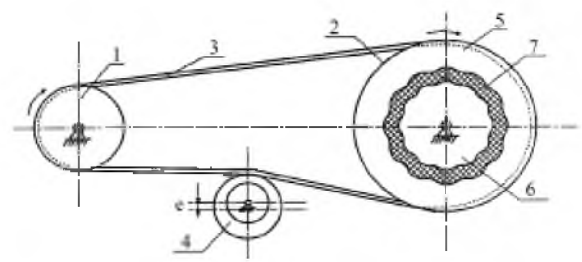


Рисунок 1б – Ременная передача с составным ведомым шкивом

В процессе выполнения технологических процессов из-за переменных нагрузок изменяются натяжения ремня в ветвях передачи. Это приводит к циклическому удлинению ветвей ремня, приводящему к изменению угловых скоростей валов шкивов.

Удлинение ветвей Δl_1 и Δl_2 можно записать через выражения:

$$\Delta l_1 = k_1 \Delta \sigma_1, \quad \Delta l_2 = k_2 \Delta \sigma_2, \quad k_1 = \frac{l}{E} + \frac{R_2}{\mu E} (1 - e^{-\mu \alpha}), \quad k_2 = \frac{l}{E} + \frac{R_1}{\mu E} (e^{\mu \alpha} - 1) \quad (1)$$

где, l – длина ветвей ремня; E – модуль упругости; μ – коэффициент трения между ремнем и шкивами; α – угол упругого проскальзывания ремня на шкивах.

При этом используя известную методику, получим выражение для определения частоты колебаний

$$f = \sqrt{R_1 F K \left(\frac{R_1}{J_1} + \frac{R_2}{J_2} \right)}, \quad K = \frac{k_1 + k_2}{K_1 K_2} \quad (2)$$

где, F – поперечное сечение ремня, J_1 и J_2 – моменты инерций ведущего и ведомого шкивов.

При расчетных параметрах передачи $\Delta l_1 = 2,9$ мм; $\Delta l_2 = -2,3$ мм, то есть фактически общая длина ремня остается неизменной. При больших передаточных отношениях ременной передачи $\Delta l_1 > 0$ и $\Delta l_2 > 0$, при которых могут возникать скольжение (пробуксовывание) ремня по шкивам. Поэтому необходимо выбирать соотношение R_1 / R_2 в таких пределах, чтобы общая длина ремня оставалась неизменной. Для привода швейной машины передаточное отношение передачи рекомендуется выбрать не более 1,3-1,8.

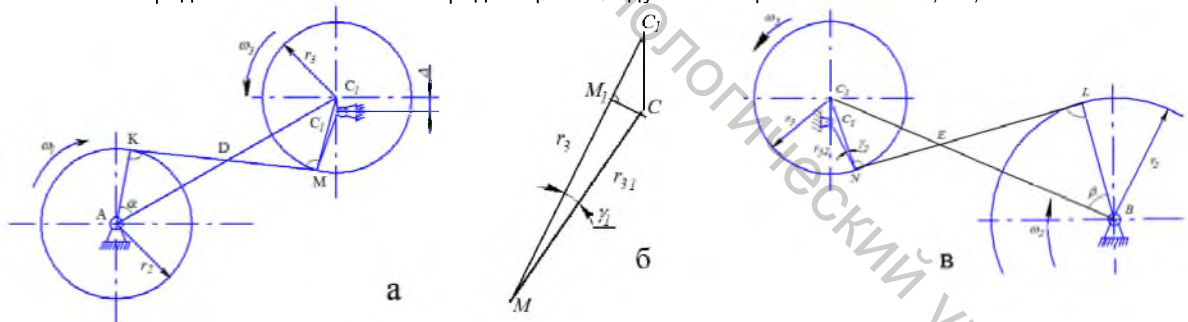


Рисунок 2 – Расчетные схемы ременной передачи с составным натяжным роликом
а – схема передачи движения от ведущего шкива к натяжному ролику; б – геометрия расположения оси натяжного ролика; в – схема кинематики между натяжным роликом и ведомым шкивом

С изменением натяжений ремня, также изменяется деформация упругой втулки натяжного ролика. Это приводит к уменьшению рабочего радиуса натяжного ролика. Рассмотрим кинематические характеристики ременной передачи с учетом изменения положения оси C_1 натяжного ролика (рис. 2).

Согласно расчетной схеме на рисунке 2 и с учетом $U_{1,3} / U_{2,3} = U_{1,2}$ получим передаточное отношение для ременной передачи с составным натяжным роликом в виде:

$$U_{1,2} = \frac{r_3 \cos(\arctg \gamma_1) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_1 - 1) + \Delta^2}}{r_3 \cos(\arctg \gamma_2) + \sqrt{r_3^2 (\cos^2 \gamma_2 - 1) + \Delta^2}} \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad (4)$$

где r_1 , r_2 , r_3 – соответственно радиусы ведущего, ведомого шкивов и натяжного ролика.

На основе численного решения задачи кинематики ременной передачи получены закономерности изменения угловой скорости (рис. 3 а), углового ускорения (рис. 3 б) ведомого шкива, а также построены графи-

ческие зависимости изменения $\dot{\varphi}_2$ от величины перемещения Δ натяжного ролика (рис. 4). Из них видно, что при $\Delta = 2,0$ мм, амплитуда колебаний угловой скорости ведомого шкива увеличивается до 98с^{-1} . При этом средняя угловая скорость $\dot{\varphi}_2 = 4,2 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$. Максимальное значение угловой скорости соответствует при $\varphi_p = \pi/2$, а минимальное значение при $\varphi_p = 3\pi/2$. С увеличением радиуса натяжного ролика уменьшается частота колебаний угловой скорости.

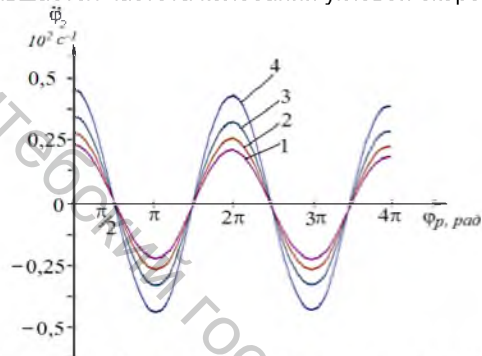


Рисунок 3 – Закономерности изменения углового ускорения ведомого шкива при различных значениях радиуса натяжного ролика:

$$1 - r_p = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$2 - r_p = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; 3 - r_p = 4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$4 - r_p = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \text{ при } \Delta = 1,5 \text{ мм}$$

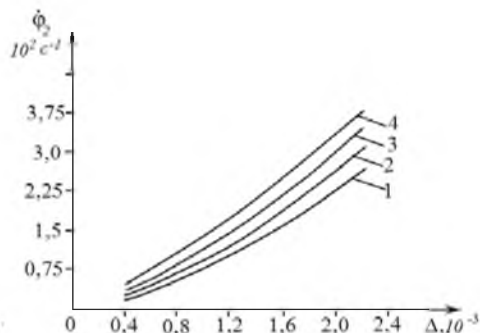


Рисунок 4 – Зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива в функции величины деформации упругого элемента натяжного ролика:

$$1 - r_p = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}; 2 - r_p = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$3 - r_p = 4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}; 4 - r_p = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

Увеличение радиуса натяжного ролика приводит к возрастанию перемещения Δ , тем самым к увеличению $\Delta \dot{\varphi}_2$ по нелинейной закономерности. Поэтому для того, чтобы изменение радиуса натяжного ролика не влияло на размах колебаний угловой скорости ведомого шкива, необходимым считается изменение перемещения Δ (деформация упругой втулки) натяжного ролика на соответствующее значение. С увеличением радиуса натяжного ролика от $3,0 \cdot 10^{-2}$ м до $4,5 \cdot 10^{-2}$ м при $\Delta = 1,5$ мм амплитуда колебаний угловой скорости ведомого шкива ременной передачи увеличивается от $0,24 \cdot 10^2 \text{с}^{-2}$, а при $\Delta = 2,5$ мм, $A\dot{\varphi}_2$ увеличивается от $0,36 \cdot 10^2 \text{с}^{-2}$ до $0,57 \cdot 10^2 \text{с}^{-2}$. Кроме того, среднее значение передаточного отношения ременной передачи равно 1,375. При перемещении (деформации упругого элемента) натяжного ролика $\Delta = 2,0$ мм амплитуда колебаний передаточного отношения ременной передачи доходит до 0,045.

УДК 621.01

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА

Мансурова М.А., зав. каф., Мансурова Д.С., проф., Умарова З.М., соиск.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности,
г. Ташкент, Республика Узбекистан

Рекомендуемый механизм перемещения материала снабжен накопителем энергии в виде конической пружины, который действует при горизонтальном перемещении рейки и механизм выполнен в виде замкнутой кинематической цепи. Механизм перемещения материала работает следующим образом. Кривошип 2 получает вращательное движение от распределительного вала машины, который вращается на оси А (рис. 1).

От кривошипа 2 движение передается к шатуну 3 и далее к двуплечему коромыслу 4-5, который за счет шарнирного соединения приводит в движение рычаг 12 с рейкой 6. В холостом движении рычага 12 с рейкой 6 коническая пружина 7 сжимается и накапливает необходимую энергию. При этом рычаг 12 движется вправо и точка (шарнир) М находится в нижнем положении. При дальнейшем вращении кривошипа 2, рычаг 12 с рейкой 6 движется влево (рабочий ход) и пружина 7 помогает этому движению за счет накопленной энергии, т.е. движение ускоряется за счет нелинейно увеличивающейся жесткости конической пружины 7. В процессе движения рычага 12 с рейкой 6 влево (при перемещении материала) точка (шарнир) М находится в верхнем