

УДК 677.074.017

**К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ НОЖНИЦ  
МЕХАНИЗМА КРОМКООБРАЗОВАНИЯ  
ТКАЦКОГО РАПИРНОГО СТАНКА ФИРМЫ DORNIER**

**ON THE QUESTION OF RESEARCH OF WEAR RESISTANCE  
OF THE CLIPPERS OF THE SELVAGE MOTION MECHANISM  
OF A RAPIER WEAVING MACHINE OF THE FIRM DORNIER**

*В.А. ГУСЕВ, С.В. БУКИНА, К.В. ДУБИНКИН  
V.A. GUSEV, S.V. BUKINA, K.V. DUBINKIN*

**(Костромской государственной технологической университет)  
(Kostroma State Technological University)  
E-mail: info@kstu.edu.ru**

*Проведен анализ условий работы механизма обрезки ложной кромки рапирного ткацкого станка Dornier, получена расчетная схема силового взаимодействия ткани с лезвиями ножниц механизма и проведены кинематический и силовой анализы механизма для выбора рациональных конструктивных параметров.*

*The analysis of working conditions of the mechanism of cutting of a false edge of a rapier weaving machine Dornier is carried out, a design diagram of power interaction of a fabric with the mechanism clippers edges is received and the kinematic and power analysis of the mechanism for a choice of rationalised design data is carried out.*

**Ключевые слова:** ткацкий станок, износостойкость, процесс резания, износ рабочих поверхностей.

**Keywords:** a weaving machine, wear resistance, a cutting process, active faces deterioration.

Фирма Dornier оснащает рапирный ткацкий станок типа PS запатентованным устройством образования кромки, в состав которого входит механизм формирования

и обрезки ложной кромки (рис. 1), оснащенный ножницами. Указанный механизм относится к механизмам кулачкового типа с силовым замыканием.

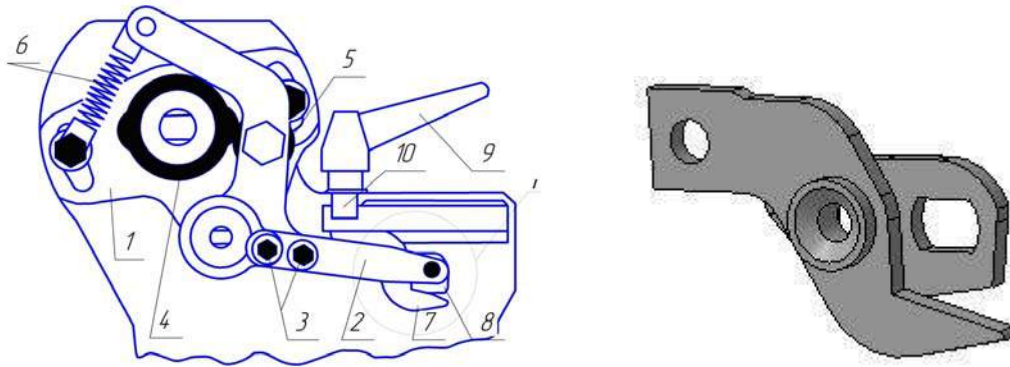


Рис. 1

С помощью пластины (1) с двумя пазами настраивается длина реза ножниц, нижняя губка которых (7) является неподвижной, а верхняя (8) – подвижной. Длина рычага (2) регулируется с помощью винтов (3). Двухпрофильный кулачок (4) приводится в движение от главного вала станка через прецизионный редуктор. От кулачка (4) через ролик (5) качательное движение передается рычагу (2) ножниц, которые за один оборот кулачка совершают два реза. Силовое замыкание кулачка (4) и ролика (5) осуществляется пружиной (6). С помощью быстрозажимного рычага (9) и винта (10) настраивается ширина реза ножниц в зависимости от типа вырабатываемой ткани.

В процессе работы станка происходит интенсивное взаимодействие лезвий ножниц с нитями утка, следствием чего является изнашивание режущих кромок, их притупление и в конечном итоге – потеря

режущей способности механизма и возникновение брака ткани.

Процесс разрезания ножницами представляет собой частный случай измельчения материала и поэтому подчинен общим законам разрушения материалов под действием внешних сил, превосходящих силы молекулярного сцепления. Однако этот процесс имеет свои специфические особенности.

В зависимости от способа воздействия рабочего органа на материал различают три способа разрезания: пуансоном, лезвием и резцом. При разрезании лезвием материал разрушается в основном под действием давления вершины двухгранного угла рабочей части ножа, называемой лезвием. Рабочий процесс разрезания материала лезвием состоит из двух этапов: предварительного уплотнения и собственно резания [1] (рис.2).

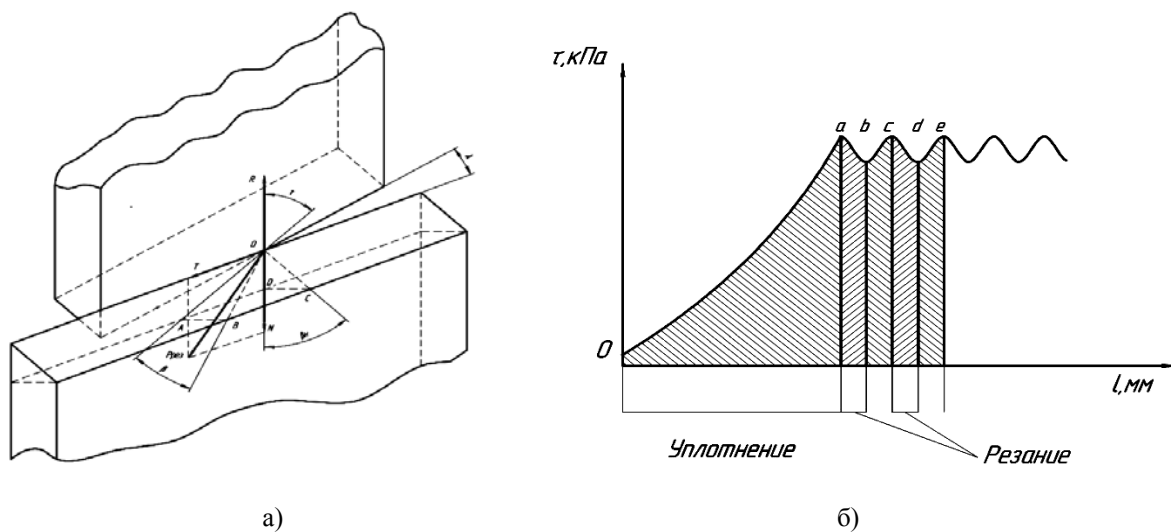


Рис. 2

Начальный участок кривой отражает процесс сжатия – уплотнение. Сам процесс разрезания характеризуется волнообразной кривой – (а–е), представляющей собой последовательность упругих (bc, de) и пластических (ab, cd) деформаций, которые завершаются разрушением материала. Сила сжатия, действующая со стороны

ножа и способная возбудить процесс резания, называется критической силой.

В общем случае процесс может протекать различно, однако из всего многообразия теория разрезания выделяет три характерных случая: нормальное, наклонное и скользящее. Отличаются они друг от друга величиной угла скольжения  $\tau$  (рис. 3).

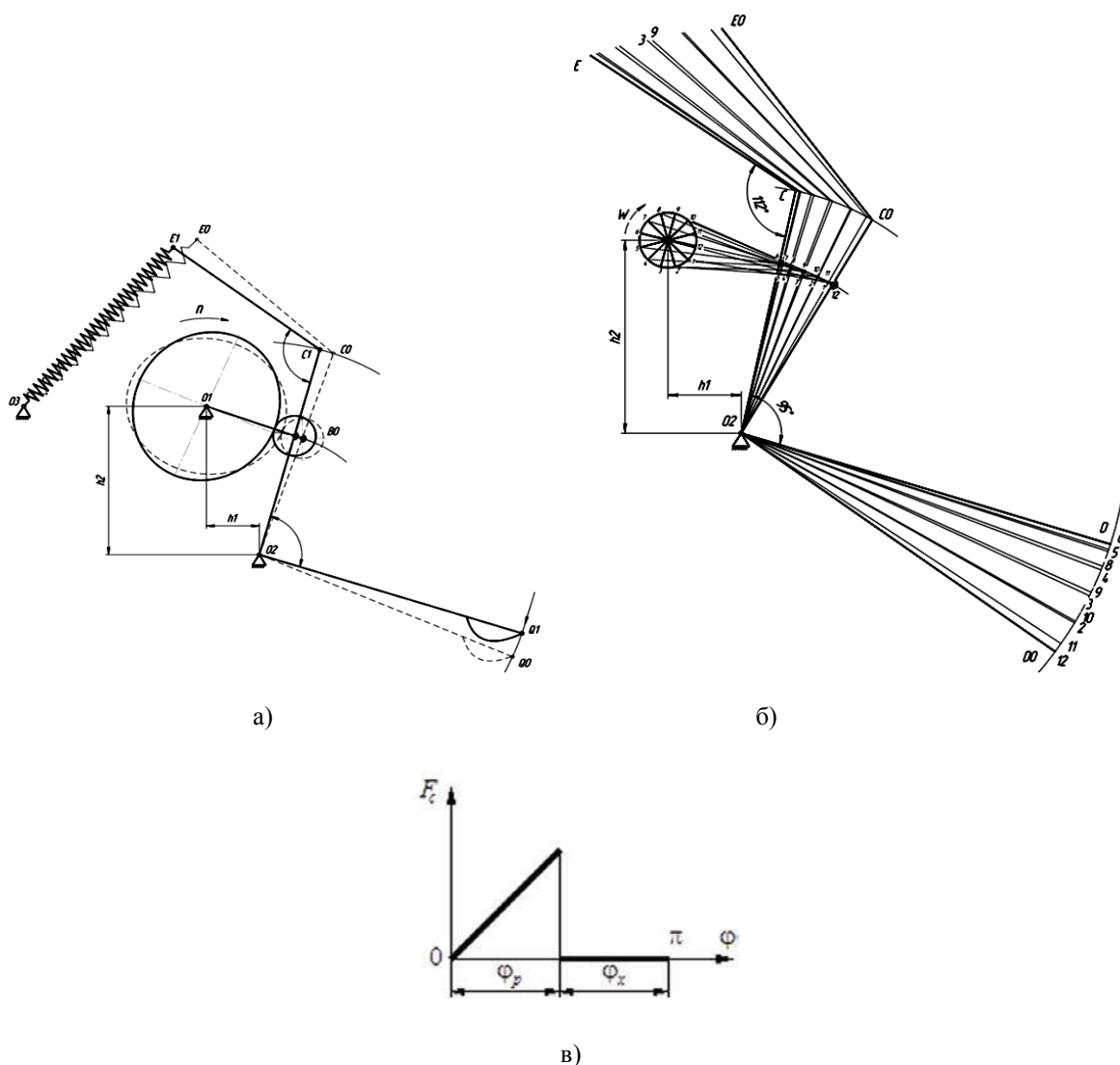


Рис. 3

Угол скольжения  $\tau$  – это угол между направлением движения рассматриваемой точки лезвия и нормалью к лезвию, проходящей через эту точку. В нашем случае имеет место наклонное разрезание, при котором в качестве силовых факторов действуют как сила нормального давления  $N$ , так и боковая сила  $P_{рез}$  (рис. 3-б), но при этом она не может вызвать скользящего

движения материала по лезвию из-за превосходящей силы трения. В этом случае наблюдается уменьшение необходимой удельной нагрузки вследствие уменьшения фактического угла заточки ( $\beta < \beta_n$ ) при перемещении косо поставленного клина лезвия. Это явление получило название кинематической трансформации угла заточки. В ножницах механизма обрезаки

ложной кромки станка Dornier скрещивание лезвий ножниц достигается за счет ступеньки высотой 0,15 мм на подвижном лезвии, и угол скрещивания  $\lambda$  составляет  $21^\circ$ . Разрезание производится нормальным давлением с участием боковой силы, которая вызывает скользящее движение материала вдоль по лезвию (или лезвия по материалу). Для нахождения боковой силы разрезания  $P_{рез}$  необходимо произвести кинематический и силовой анализ механизма, который позволит выбрать рациональные конструктивные параметры при выработке различных ассортиментов тканей на станке Dornier.

Нормальная работа кулачкового механизма кромочных ножниц обеспечивается силовым замыканием – кулачка и подпружиненного толкателя. Важным этапом силового расчета кулачкового механизма является нахождение силы нормального давления между роликом и профилем кулачка, величины и направления полного ускорения или силы инерции толкателя. Эти параметры определяются путем замены кулачкового механизма, имеющего высшую кинематическую пару, так называемым заменяющим механизмом с низшими парами. Заменяющим механизмом кулачкового механизма с вращающимся (качающимся) толкателем служит четырехзвенный коромысловый механизм (рис. 2-б).

Основной идеей замены служит то, что линия действия нормального давления проходит через ось ролика толкателя, точку контакта ролика с профилем кулачка и центр радиуса кривизны профиля кулачка в данной точке (положение механизма).

Геометрические характеристики рассчитаны по максимальному ходу подвижных ножниц. Массовые и инерционные характеристики деталей механизма рассчитаны с помощью пакета программ Solid Works. Исходными данными также являются следующие параметры: длины звеньев  $L_{AB}$ ,  $L_{O_1A}$ ,  $L_{O_2D}$ ,  $L_{CE}$ ,  $L_{O_2B}$ ,  $L_{O_2C}$ , координаты неподвижных точек  $h_1$ ,  $h_2$ , углы  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ , частота вращения входного звена  $n_1=150$  об/мин, частота вращения электродвигателя  $n_{дв}=2,0$  кВт.

Кинематическое исследование ведем методом векторных контуров [2].

Разбиваем замкнутый контур  $O_1ABO_2$  на два треугольника  $O_1AO_2$  и  $ABO_2$  (рис. 4).

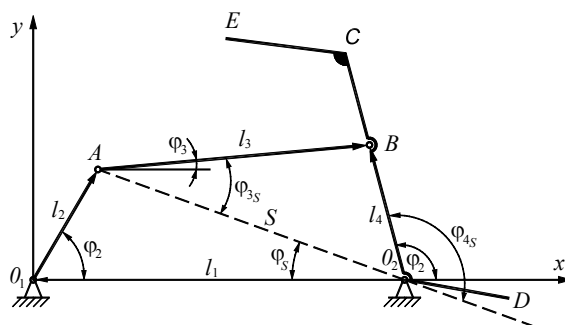


Рис. 4

Тогда для этих замкнутых контуров могут быть составлены следующие векторные уравнения:

для контура  $O_1A O_2$

$$l_2 + s - l_1 = 0, \quad (1)$$

для контура  $ABO_2$

$$l_2 - l_4 - s = 0, \quad (2)$$

где  $s$  – переменный по модулю вектор, определяющий положение точек  $A$  и  $O_2$ .

Проектируем векторы уравнения (1) на оси координат  $O_1x$  и  $O_1y$ .

Имеем:

$$l_2 \cos \phi_2 + s \cos \phi_s - l_1 = 0, \quad (3)$$

$$l_2 \sin \phi_2 + s \sin \phi_s = 0. \quad (4)$$

Из уравнений (3) и (4) получаем:

$$\operatorname{tg} \phi_s = \frac{-l_2 \sin \phi_2}{-l_2 \cos \phi_2 + l_1}. \quad (5)$$

Из уравнения (4) определяем модуль вектора  $s$ . Имеем:

$$s = -l_2 \frac{\sin \phi_2}{\sin \phi_s}. \quad (6)$$

Рассмотрим треугольник  $ABO_2$ . Углы наклона векторов  $l_3$  и  $l_4$  к вектору  $s$  обозначим соответственно  $\phi_{3s}$  и  $\phi_{4s}$ .

Имеем тогда следующие два уравнения:

$$l_3^2 = l_4^2 + s^2 + 2l_4s \cos \phi_{4s}, \quad (7)$$

$$l_4^2 = l_3^2 + s^2 - 2l_3s \cos \phi_{3s}. \quad (8)$$

Из уравнений (7) и (8) определяем углы  $\phi_{3s}$   $\phi_{4s}$ . Имеем:

$$\phi_{4s} = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 - s^2}{2l_4s}, \quad (9)$$

$$\phi_{3s} = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 + s^2}{2l_3s}. \quad (10)$$

Далее имеем:

$$\phi_{4s} = \phi_4 + \phi_s \text{ и } \phi_{3s} = \phi_3 + \phi_s.$$

$$\phi_4 = \phi_{4s} - \phi_s = \arccos \frac{l_3^2 - l_4^2 - s^2}{2l_4s} - \arctg \frac{-l_2 \sin \phi_2}{-l_2 \cos \phi_2 + l_1}. \quad (12)$$

Подставляя в уравнение (12) значение  $s$ , полученное из треугольника  $O_1AO_2$

Откуда:

$$\phi_4 = \phi_{4s} - \phi_s \text{ и } \phi_3 = \phi_{3s} - \phi_s. \quad (11)$$

Таким образом, при заданных длинах звеньев механизма и угле поворота  $\phi_2$  звена 2 можно для каждого положения звена 2 определить углы  $\phi_3$  и  $\phi_4$ , то есть положения звеньев 3 и 4. Рассмотренный метод определения углов  $\phi_3$  и  $\phi_4$  через промежуточные функции  $\phi_s$ ,  $\phi_{3s}$ ,  $\phi_{4s}$  и  $s$  может быть легко запрограммирован.

Нетрудно получить функции положения звена 3 и 4. Например, функция положения  $\phi_4 = \phi_4(\phi_2)$  может быть получена из уравнения (11). Подставляя в это уравнение значения  $\phi_{4s}$  и  $\phi_s$  из уравнения (9) и (5), получаем:

(рис. 3) и равно

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \phi_2},$$

получим:

$$\phi_4 = \arccos \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2 - l_2^2 + 2l_1l_2 \cos \phi_2}{2l_4 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \phi_2}} - \arctg \frac{-l_2 \sin \phi_2}{-l_2 \cos \phi_2 + l_1}. \quad (13)$$

Аналогично может быть получена функция положения  $\phi_3 = \phi_3(\phi_2)$ .

Для определения скоростей и ускорений звеньев механизма шарнирного четырехзвенника (рис.3) составляем векторное уравнение замкнутости контура  $O_1ABO_2$ . Имеем:

$$l_1 + l_2 + l_3 = l_4. \quad (14)$$

Проектируя это уравнение на оси  $O_1x$  и  $O_1y$ , получаем:

$$\begin{cases} -l_1 + l_2 \cos \phi_2 + l_3 \cos \phi_3 = l_4 \cos \phi_4, \\ l_2 \sin \phi_2 + l_3 \sin \phi_3 = l_4 \sin \phi_4, \end{cases} \quad (15)$$

где  $\phi_2$ ,  $\phi_3$  и  $\phi_4$  – углы, образованные осями звеньев 2, 3 и с осью  $O_1x$ .

Для определения аналогов угловых скоростей  $\omega_3$  и  $\omega_4$  звеньев 3 и 4 диффе-

ренцируем уравнения (15) по обобщенной координате  $\phi_2$ . Получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\ell_2 \sin \phi_2 - \ell_3 \sin \phi_3 \frac{d\phi_3}{d\phi_2} = -\ell_4 \sin \phi_4 \frac{d\phi_4}{d\phi_3}, \\ \ell_2 \cos \phi_2 + \ell_3 \cos \phi_3 \frac{d\phi_3}{d\phi_2} = \ell_4 \cos \phi_4 \frac{d\phi_4}{d\phi_2}. \end{array} \right\}. \quad (16)$$

Имея в виду, что  $\frac{d\phi_3}{d\phi_2} = U_{32}$  есть аналог

угловой скорости  $\omega_3$  звена 3 и  $\frac{d\phi_4}{d\phi_2} = U_{42}$

есть аналог угловой скорости  $\omega_4$  звена 4, получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ell_2 \sin \phi_2 + U_{32} \ell_3 \sin \phi_3 = U_{42} \ell_4 \sin \phi_4, \\ \ell_2 \cos \phi_2 + U_{32} \ell_3 \cos \phi_3 = U_{42} \ell_4 \cos \phi_4 \end{array} \right\}. \quad (17)$$

Величины  $U_{32}$  и  $U_{42}$ , входящие в уравнение (17), называются также передаточными отношениями.

Имеем:

$$U_{32} = \frac{d\phi_3}{d\phi_2} = \frac{d\phi_3 / dt}{d\phi_2 / dt} = \frac{\omega_3}{\omega_2}$$

и

$$U_{42} = \frac{d\phi_4}{d\phi_2} = \frac{d\phi_4 / dt}{d\phi_2 / dt} = \frac{\omega_4}{\omega_2}. \quad (18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \ell_2 \cos \phi_2 + U_{32}^2 \ell_3 \cos \phi_3 + U_{32}' \ell_3 \sin \phi_3 = U_{42}^2 \ell_4 \cos \phi_4 + U_{42}' \ell_4 \sin \phi_4, \\ -\ell_2 \sin \phi_2 - U_{32}^2 \ell_3 \sin \phi_3 + U_{32}' \ell_3 \cos \phi_3 = -U_{42}^2 \ell_4 \sin \phi_4 + U_{42}' \ell_4 \cos \phi_4, \end{array} \right\} \quad (21)$$

где  $U_{32}$  и  $U_{42}$  – аналоги угловых скоростей,  $U_{32}'$  и  $U_{42}'$  – аналоги угловых ускорений, равные производным по обобщенной координате от соответствующих аналогов угловых скоростей  $U_{32}$  и  $U_{42}$ .

$$U_{42}' = \frac{\ell_2 \cos(\phi_2 - \phi_3) + U_{32}^2 \ell_3 - U_{42}^2 \ell_4 \cos(\phi_4 - \phi_3)}{\ell_4 \sin(\phi_4 - \phi_3)},$$

$$U_{32}' = \frac{\ell_2 \cos(\phi_2 - \phi_4) - U_{42}^2 \ell_4 + U_{32}^2 \ell_3 \cos(\phi_3 - \phi_4)}{-\ell_2 \sin(\phi_3 - \phi_4)}.$$

Из углов, входящих в первое уравнение (17), вычитаем общий угол  $\phi_3$ , что соответствует повороту осей координат  $xO_1y$  (рис. 3) на общий угол  $\phi_3$ . Имеем:

$$\ell_2 \sin(\phi_2 - \phi_3) = U_{42} \ell_4 \sin(\phi_4 - \phi_3),$$

Откуда получаем выражение для аналога  $U_{42}$  угловой скорости  $\omega_4$ :

$$U_{42} = \frac{\ell_2 \sin(\phi_2 - \phi_3)}{\ell_4 \sin(\phi_4 - \phi_3)}. \quad (19)$$

После аналогичного преобразования того же уравнения поворотом осей координат на угол  $\phi_4$  получаем выражение для аналога  $U_{32}$  угловой скорости  $\omega_3$ :

$$U_{32} = -\frac{\ell_2 \sin(\phi_2 - \phi_4)}{\ell_3 \sin(\phi_3 - \phi_4)}. \quad (20)$$

Для определения угловых ускорений  $\varepsilon_4$  и  $\varepsilon_3$  звеньев 4 и 3 дифференцируем по обобщенной координате  $\phi_2$  уравнения (17), что приводит к уравнениям:

Величины аналогов  $U_{32}'$  и  $U_{42}'$  можно определить, если выполнить преобразования координат последовательным поворотом осей координат на углы  $\phi_3$  и  $\phi_4$ . Имеем:

Истинные угловые скорости и угловые ускорения звеньев 3 и 4 равны:

$$\omega_3 = \omega_2 U_{32}, \quad \omega_4 = \omega_2 U_{42},$$

$$\varepsilon_3 = \omega_2^2 U'_{32} + \varepsilon_2 U_{32}, \quad \varepsilon_4 = \omega_2^2 U'_{42} + \varepsilon_2 U_{42}.$$

Зная угловые скорости и ускорения и длины звеньев, можно вычислить линейные скорости и ускорения для любого текущего положения. Результаты расчетов сведены в табл. 1.

Таблица 1

№ положения	$V_A$ , м/с	$V_{AB}$ , м/с	$V_{O2B}$ , м/с	$V_{O2C}$ , м/с	$V_D$ , м/с	$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	$\omega_2$ , с <sup>-1</sup>	$\omega_3$
0	0,11	0,11	0	0	0	15,7	3,14	0
1	0,11	0,034	0,1	0,14	0,22	15,7	0,97	2,27
2	0,11	0,925	0,036	0,06	0,78	15,7	2,64	0,83
3	0,11	0,115	0,027	0,04	0,06	15,7	3,28	0,625
4	0,11	0,1	0,0787	0,113	0,17	15,7	2,86	1,79
5*	0,11	0,05	0,105	0,15	0,224	15,7	1,43	2,38
6	0,11	0,11	0	0	0	15,7	3,14	0
7	0,11	0,056	0,0975	0,14	0,21	15,7	1,6	2,2
8	0,11	0,095	0,096	0,13	0,14	15,7	2,7	2,18
9	0,11	0,109	0,0175	0,025	0,038	15,7	3,128	0,4
10	0,11	0,105	0,04	0,06	0,086	15,7	3,0	0,9
11	0,11	0,075	0,0875	0,125	0,19	15,7	2,14	1,89

Результаты расчетов линейных и угловых ускорений для всех текущих положений сведены в табл. 2.

Результаты расчетов линейных и угловых ускорений для всех текущих положений сведены в табл. 2.

Таблица 2

№ положения	$a_A$ , м/с <sup>2</sup>	$a_{BA}^n$ , м/с <sup>2</sup>	$a_{BA}^r$ , м/с <sup>2</sup>	$a_{BO_2}^n$ , м/с <sup>2</sup>	$a_{BO_2}^r$ , м/с <sup>2</sup>	$a_C$ , м/с <sup>2</sup>	$a_D$ , м/с <sup>2</sup>	$\varepsilon_2$ , с <sup>-2</sup>	$\varepsilon_3$ , с <sup>-2</sup>
0	15,7	0,345	0,587	0	2,15	2,6	3,9	16,78	48,86
1	15,7	0,033	0,712	0,227	1,425	2,076	3,13	20,35	32,38
2	15,7	0,244	1,375	0,03	0,8	1,16	1,75	39,28	18,2
3	15,7	0,37	1,7	0,017	0,087	0,125	0,19	48,5	1,98
4	15,7	0,286	1,52	0,14	0,85	1,25	1,89	43,57	19,3
5	15,7	0,072	1,025	0,25	1,525	2,18	3,3	29,28	34,66
6	15,7	0,345	0	0	1,4	2,0	3,02	0	22,7
7	15,7	0,09	0,7	0,213	1,45	2,075	3,13	20,0	32,95
8	15,7	2,55	1,0	0,209	1,525	2,22	3,35	28,57	34,66
9	15,7	0,342	1,7	0,007	0,1	0,143	0,216	48,57	2,27
10	15,7	0,315	1,575	0,035	0,9	1,29	1,94	45,0	20,45
11	15,7	0,16	1,0	0,159	1,55	2,25	3,4	28,57	35,23

Силовой анализ механизма с жесткими звеньями проводим для наиболее нагруженного положения механизма и при известных законах изменения кинематических параметров (координат, скоростей и ускорений его точек и звеньев), заданных активных силах (силы сопротивления, тяжести, силы движущие в форме характеристик) и известных кинематических параметрах звеньев (массы, моменты инерции, координаты центров масс).

Исходными данными для проведения силового расчета являются: схема механизма (рис. 1); закон движения входного звена  $\omega_1 = \text{const}$ ; угловая координата входного звена  $\varphi_1$ ; массы звеньев и частей звеньев  $m_2, m_3, m_3', m_3''$ , кг; центры масс  $S_2, S_3', S_3'', S_3'''$ ; координаты центров масс:  $\ell_{AS_2'} = 0,035$  м;  $\ell_{CS_3''} = 0,0305$  м;  $\ell_{O_2S_3'} = 0,063$  м;  $\ell_{O_2S_3''} = 0,0475$  м; моменты инерции относи-

тельно оси, проходящей через центры масс:  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $I_{S_3} = 0,1m_3\ell_i^2$ ;  $I_{S_2} = 0,1m_2\ell_i^2$ .

Определяем: силы тяжести звеньев  $G_i = m_i g$  Н; силы инерции  $\vec{F}_{и_i} = -m_i \vec{a}_{S_i}$  Н; моменты пар сил инерции  $\vec{M}_{и_i} = -I_{S_i} \vec{\epsilon}_i$ , Н·м;

$$I_{O_2} = I_{S_1} + m_3' \ell_{CS_3}^2 + I_{S_3} + m_3'' \ell_{O_2 S_3}^2 + I_{S_3} + m_3''' \ell_{O_2 S_3}^2.$$

Силы полезного сопротивления определяются по мощности на валу электродвигателя  $P = 2,0$  кВт. От двигателя через клиноремennую передачу и редуктор движение передается на эксцентрик. КПД передаточного механизма:  $\eta_{пм} = \eta_{кп} \eta_{чр}$ , где КПД клиноремennой передачи  $\eta_{кп} = 0,85$ ; КПД редуктора  $\eta_{чр} = 0,65$ , тогда

$$\eta_{пм} = 0,85 \cdot 0,65 = 0,55.$$

$$P_2 = F_{пс} V_{\max}; V_A = 0,11 \text{ м/с}; F_{пс} = \frac{P_2}{V_{\max}} = \frac{550}{0,11} = 5000; H = 500 \text{ кг}.$$

Инерционные нагрузки не учитываются, так как они очень малы и не оказывают существенного влияния.

На основании выполненных исследований были сделаны следующие выводы.

## ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ условий работы механизма обрезки ложной кромки рапирного ткацкого станка Dornier и выявлены причины снижения работоспособности ножниц данного механизма.

2. Получена расчетная схема силового взаимодействия ткани с лезвиями ножниц механизма обрезки кромки, которая позволяет определить силу разрезания тканей различных ассортиментов.

3. Разработана обобщенная схема механизма и его заменяющий аналог, что позволило произвести расчет кинематических параметров механизма обрезки лож-

где  $I_{S_i}$  – моменты инерции масс звена относительно оси, проходящей через центр масс,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $\epsilon_i$  – угловое ускорение звена,  $\text{с}^{-2}$ .

Общий момент инерции масс всего третьего звена относительно оси O2 определяется:

Мощность на выходе передаточного механизма (на кривошипе AO<sub>1</sub>):

$$P_1 = P_{дв} \eta_{пм} = 2,0 \cdot 0,55 = 1,1 \text{ кВт},$$

то есть на одну сторону привода мощность определится:  $P_2 = 0,5P_1 = 0,55 \text{ кВт} = 550 \text{ Вт}$ .

Исходя из этой мощности, определяется наибольшая сила полезного сопротивления, возникающая при резании на одной стороне привода:

ной кромки, необходимых для силового и технологического расчетов.

4. Проведенные кинематический и силовой анализы механизма позволят выбрать рациональные конструктивные параметры при выработке различных ассортиментов тканей на станке Dornier, а также определить контактные напряжения на лезвиях ножниц и перейти к расчету износостойкости и выбору материала ножниц.

## ЛИТЕРАТУРА

1. (<http://nehozhenoe.ru/2011/02/12/osnovy-teorii-rezaniya-lezviem/>).
2. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1972.

Рекомендована кафедрой технологии художественной обработки материалов и технического сервиса. Поступила 03.06.11.