

УДК 621.01.(075)

**ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА КРОМКООБРАЗОВАНИЯ
ТКАЦКОГО РАПИРНОГО СТАНКА ФИРМЫ DORNIER
ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ РЕЖУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ МЕХАНИЗМА**

**DYNAMIC STUDY LINKAGE
OF KRAKAUEBENE RAPIER
WEAVING MACHINE COMPANY DORNIER
TO TEST THE CUTTING ABILITY OF THE MECHANISM**

С.В. БУКИНА, Е.К. СЫСОЕВА
S.V. BUKINA, E.K. SYSOEVA

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

Цель настоящей работы – оценка режущей способности и экстремальных значений крутящих моментов на главном валу станка (ГВС) и характера неравномерности ГВС на основе динамического анализа условий работы кромкообразующего механизма рапирного ткацкого станка Dornier.

The purpose of this study was to evaluate the cutting ability and extreme torque on the main shaft of the machine (DHW) and the nature of the irregularity DHW based on the dynamic analysis of the conditions of work edging mechanism of rapier weaving machine Dornier.

Ключевые слова: механизм кромкообразования, динамическое исследование, приведенный момент инерции массы, коэффициент неравномерности движения.

Keywords: mechanism of krakauebene, dynamicskeletonbase, given the moment of inertia of the mass, the coefficient of uneven movement.

В процессе работы ткацкого станка в механизме кромкообразования происходит интенсивное взаимодействие лезвий ножниц с нитями утка, что приводит к изнашиванию режущих кромок, их притуплению и в конечном итоге – к потере режущей способности механизма и, как след-

ствие, к возникновению брака ткани. Для оценки устойчивости работы технологического процесса ткачества и оценки режущей способности кромочных ножниц механизма кромкообразования необходимо провести динамический анализ условий

работы кромкообразующего механизма ткацкого станка.

Динамические эффекты резко проявляются во время переходных режимов – разбега, выбега. Однако при установившемся движении машины во многих видах оборудования, к которым относятся, в частности, ткацкие станки, они весьма значительны и требуют учета при создании машины. Исследования, посвященные расчету кинематических параметров механизма кромкообразования, изложены нами в [1...3]. Для достижения устойчивости работы механизма кромкообразования на высокоскоростном оборудовании требуется вычисление ряда зависимостей, характеризующих механику установившегося движения машинного агрегата.

Кинематическая схема рычажного механизма позволяет принять в качестве динамической модели привод с упругим передаточным механизмом, так как механизм приводится в движение от двигателя через клиноременную передачу (рис. 1 – принципиальная схема динамической модели с упругим передаточным механизмом).

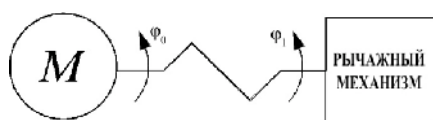


Рис. 1

Электрический двигатель (M) не является источником возмущений, имеет обобщенную координату φ_0 . Его момент инерции массы ротора вместе со шкивом – $J_d(\varphi_0)$. Обобщенной координатой главного вала рычажного механизма будет φ_1 , его приведенный момент инерции массы – $J_m(\varphi_1)$. Возмущение будет создавать, главным образом, узел испытания, состоящий из подвижных режущих кромок и, в меньшей степени, силы трения в кинематических парах механизма.

Двигатель и сам механизм рассматриваются как машины с жесткими звеньями. Поэтому все силы и массы подвижных звеньев приводятся к главному валу обычными методами.

Исходными данными являются.

1. Блок-схема машинного агрегата.
2. Кинематическая схема механизма с размерами звеньев, положениями центров масс.
3. Массы и моменты инерции масс звеньев передаточного и исполнительного механизмов, а также муфт, соединяющих валы машинного агрегата.
4. Диаграммы сил полезного и вредного сопротивлений.
5. Частота вращения входного звена исполнительного механизма.
6. Паспортные данные электродвигателя, номинальная мощность электродвигателя, номинальная частота вращения вала электродвигателя, синхронная частота вращения электродвигателя, маховой момент ротора электродвигателя.
7. Допускаемый коэффициент неравномерности движения входного звена исполнительного механизма $[\delta]$.
8. Средние величины момента сил сопротивления $M_{со}$ и переменной составляющей приведенного момента сил инерции исполнительного механизма \tilde{J}_0 .

К входному звену рычажного механизма приводятся активные силы, действующие на его звенья: силы полезного сопротивления F_c , силы тяжести звеньев G . Приведенная сила может быть определена с помощью теоремы Жуковского "о жестком рычаге":

$$\bar{F}_{пр} = -\bar{F}_{ур},$$

где $F_{ур}$ – уравновешивающая сила, то есть реакция со стороны двигателя.

Момент от приведенной силы:

$$M_{пр} = \pm F_{пр} \ell_{AB} = M_{пр.дв} + M_{пр.с},$$

где ℓ_{AB} – плечо силы $F_{пр}$ (длина звена приведения); $M_{пр.дв}$ – приведенный момент движущих сил; $M_{пр.с}$ – приведенный момент сил сопротивления.

Приведенный момент $M_{пр}(\varphi)$ – функция положения, зависящая от положения звена приведения, то есть от φ :

$$\phi = \frac{2\pi n}{N},$$

где $n = 0, 1, 2, \dots, N-1$ – номера положений звена приведения; N – число положений звена приведения за цикл, в нашем случае $N = 12$.

Приведенный момент сил сопротивления – функция периодическая, зависящая от обобщенной координаты ϕ_n с периодом $\frac{2\pi}{\omega_0}$, причем средняя угловая скорость подлежит определению.

Периодическую функцию $M_c(\phi_n)$ можно разложить в ряд Фурье:

$$M_c(\phi_n) = M_{co} + \sum_{r=1}^{\infty} (M_{rc} \cos(r\phi_n) + M_{rs} \sin(r\phi_n)),$$

где $r = 1 \dots \infty$ – номер гармоники ряда; так как количество членов ряда ограничивается некоторым числом гармоник, которое обеспечивает нужную точность расчетов, то аппроксимированное значение определяется:

$$M_c^*(\phi_n) = M_{co} + \sum_{r=1}^{\frac{k}{2}} (M_{rc} \cos(r\phi_n) + M_{rs} \sin(r\phi_n)),$$

где J_p – момент инерции ротора двигателя; $J_{муф}$ – момент инерции муфты, соединяющей двигатель с передаточным механизмом; $J_{пм}$ – приведенный к валу исполнительного механизма момент инерции передаточного механизма; J_{s1} , m_1 – момент инерции и масса входного звена исполнительного механизма; a – количество подвижных звеньев исполнительного механизма без учета входного звена; ω_p – угло-

где k – четное количество дискретных значений функции $M_c(\phi_n)$ в периоде (не считая начала отсчета); r – номер гармоники $r = 1, 2, \dots, \frac{k}{2}$; M_{co} – среднее за период значение функции;

$$M_{co} = \frac{1}{k} \sum_{n=0}^{k-1} M_c(\phi_n).$$

M_{rc} и M_{rs} – амплитуды гармоник, определяемые по приближенным формулам Бесселя:

$$M_{rc} = \frac{2}{k} \sum_{n=0}^{k-1} M_c(\phi_n) \cos\left(r \frac{\pi n}{6}\right),$$

$$M_{rs} = \frac{2}{k} \sum_{n=0}^{k-1} M_c(\phi_n) \sin\left(r \frac{\pi n}{6}\right),$$

где $n = 0, 1, 2, 3 \dots k-1$; $r = 1, 2, 3 \dots \frac{k}{2}$.

Массы и моменты инерции звеньев приводятся к главному валу механизма. Приведенный момент инерции масс определяется из условия равенства кинетической энергии звена приведения сумме кинетических энергий всех подвижных звеньев механизма:

$$0,5J_{пp}(\phi)\omega^2 = 0,5 \left[J_p \omega_p^2 + J_{муф} \omega_p^2 + J_{пм} \omega^2 + J_{s1} \omega^2 + m_1 V_{s1}^2 + \sum_{i=1}^a (J_{si} \omega_i^2 + m_i V_{si}^2) \right],$$

вая скорость ротора электродвигателя; ω – угловая скорость входного звена исполнительного механизма; ω_i – угловая скорость i -го звена исполнительного механизма; V_{si} – линейная скорость центра масс i -го звена исполнительного механизма.

Переменная составляющая приведенного момента инерции массы, приведенная к главному валу механизма, после разложения в ряд Фурье получит вид:

$$\tilde{J}_{пp}^*(\phi_n) = \tilde{J}_0(\phi_n) + \sum_{r=1}^{\frac{k}{2}} (J_{rc} \cos(r\phi_n) + J_{rs} \sin(r\phi_n)),$$

где $\tilde{J}_0(\phi_n)$ – средняя величина переменной составляющей приведенного момента инерции;

$$\tilde{J}_0(\phi_n) = \frac{1}{k} \sum_{n=1}^{k-1} \tilde{J}_{np}(\phi_n).$$

Амплитуды гармоник:

$$J_{rc} = \frac{2}{k} \sum_{n=1}^{k-1} \tilde{J}_{np}(\phi_n) \cos\left(r \frac{\pi n}{6}\right),$$

Производная от $\tilde{J}_{np}^*(\phi_n)$:

$$\tilde{J}_{np}^*(\phi_n) = \frac{d\tilde{J}_{np}^*(\phi_n)}{d\phi} = -\sum (rJ_{rc} \sin(r\phi_n) + rJ_{rs} \cos(r\phi_n)).$$

В приводе механизма используется асинхронный электродвигатель, статическая механическая характеристика которого в зоне установившегося движения показана на рис. 2 (линеаризованная часть механической характеристики двигателя).

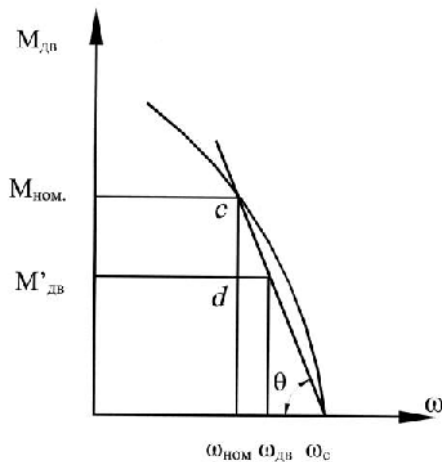


Рис. 2

Определим среднюю угловую скорость главного вала. Угловая скорость ω_0 с использованием трехфазного асинхронного двигателя при установившемся движении определяется согласно [4] с помощью линеаризованной статической характеристики двигателя (рис. 2), так как влияние динамической характеристики двигателя по утверждению авторов [5] несущественно.

$$J_{rs} = \frac{2}{k} \sum_{n=1}^{k-1} \tilde{J}_{np}(\phi_n) \sin\left(r \frac{\pi n}{6}\right).$$

Количество элементов ряда Фурье зависит от требуемой точности расчетов. Так как данный ряд быстро сходится, поскольку второй член составляет менее 2% от первого, то можно ограничиться двумя первыми членами.

В первом приближении криволинейная часть $M_{дв}(\omega)$ линеаризуется на рабочем участке, а $M_{дв}(\omega)$ крутизна этой характеристики будет определяться углом Θ .

Пусть $\text{tg}\Theta = U$, тогда:

$$U \approx \frac{M_{ном.}}{\omega_{xx} - \omega_{ном.}},$$

где $M_{ном.}$ – номинальный момент электродвигателя; ω_{xx} – угловая скорость холостого хода двигателя, которая мало отличается от синхронной угловой скорости ω_c ; $\omega_{ном.}$ – угловая скорость при номинальном моменте $M_{ном.}$.

Следовательно:

$$U = \frac{M_{ном.}}{\omega_c - \omega_{ном.}};$$

так как крутящий момент на валу двигателя $M'_{дв.}$, как правило, меньше $M_{ном.}$, то из рис. 2 следует, что:

$$M'_{дв.} = M_{ном.} - cd = M_{ном.} - (\omega_{дв.} - \omega_{ном.})U,$$

или

$$M'_{дв.} = M_{ном.} + U\omega_{ном.} - U\omega_{дв.}$$

Приводя $M'_{дв}$ к главному валу станка, получим:

$$M'_{дв} i_{пр} = (M_{ном} + U\omega_{ном})i_{пр} - U\omega_{дв}i_{пр};$$

так как

$$\omega_{дв} = \omega_0 i_{пр},$$

а

$$M'_{дв} i_{пр} = -M_{со},$$

то

$$M_{со} = (M_{ном} + U\omega_{ном})i_{пр} - i_{пр}^2 U\omega_0,$$

отсюда

$$\omega_0 = \frac{(M_{ном} - U\omega_{ном})i_{пр} + M_{со}}{i_{пр}^2 U}.$$

Уравнение движения звена приведения, которым является главный вал механизма, без учета упругих свойств звеньев передаточного механизма:

$$J_0 \ddot{\psi} - U\dot{\psi} = -\frac{1}{2} J'_{пр} (\omega_0 t) \omega_0^2 + \tilde{M}_c (\omega_0 t), \quad (1)$$

Представленное уравнение является линейным неоднородным с постоянными коэффициентами. Его решение искалось из условия, что обобщенная координата определяется:

$$\phi_n = \omega_0 t + \psi(t),$$

где $\omega_0 t$ – равномерное вращение звена приведения; $\psi(t)$ – отклонение от равномерного вращения, вызванное переменными силами исполнительного механизма.

Возьмем производную:

$$\dot{\phi}_n = \omega_0 + \dot{\psi}(t),$$

где $\dot{\psi}(t)$ – отклонение от равномерного вращения звена приведения; $\psi(t)$ и $\dot{\psi}(t)$

называются динамическими ошибками, причем $\dot{\psi}(t) \ll \omega_0$. Очевидно, что $\ddot{\phi}_n = \ddot{\psi}(t)$ – угловое ускорение звена приведения. Правая часть уравнения движения представляет собой возмущение, вызванное исполнительными механизмами и технологическим процессом. Оно является функцией времени с периодом, равным времени одного оборота главного вала с периодом:

$$\frac{2\pi}{\omega_0},$$

где ω_0 – угловая скорость главного вала.

Обозначив главную часть через $L(t)$, имеем:

$$L(t) = -\frac{1}{2} \frac{d\tilde{J}_{рп}}{d\phi_n} (\phi_n) \omega_0^2 + \tilde{M}_c (\omega_0 t). \quad (2)$$

Раскладывая в ряд Фурье, имеем:

$$L(t) = \sum_{r=1}^{\infty} L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r), \quad (3)$$

где L_r – амплитуды гармоник; α_r – фазы гармоник; r – номер гармоник.

$$L_r = \sqrt{\left(-\frac{1}{2} r J_{rs} \omega_0^2 + M_{rc}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} r J_{rc} \omega_0^2 + M_{rs}\right)^2},$$

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha_r &= \frac{1}{L_r} \left(-\frac{1}{2} r J_{rs} \omega_0^2 + M_{rc}\right), \\ \sin \alpha_r &= -\frac{1}{L_r} \left(\frac{1}{2} r J_{rc} \omega_0^2 + M_{rs}\right). \end{aligned} \right\}$$

По знакам $\cos \alpha_r$ и $\sin \alpha_r$ определяются четверти тригонометрического круга, в которых расположены эти углы, а затем вычисляется абсолютное значение угла и подставляется в (3).

Продолжая не учитывать упругих свойств клиноременной передачи привода, динамические ошибки по углу поворота $\psi(t)$ и по скорости $\dot{\psi}(t)$ звена приведения определяются:

$$\psi(t) = \sum_{r=1}^{\infty} \psi_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r),$$

где амплитуды гармоник:

$$\psi_r = \frac{L_r}{r\omega_0 \sqrt{r^2 J_0^2 \omega_0^2 + i_{np}^4 U^2}}.$$

Фазы гармоник:

$$\cos \gamma_r = -\frac{rJ_0\omega_0}{r\omega_0 \sqrt{r^2 J_0^2 \omega_0^2 + i_{np}^4 U^2}},$$

$$\sin \gamma_r = -\frac{rJ_0\omega_0}{r\omega_0 \sqrt{r^2 J_0^2 \omega_0^2 + i_{np}^4 U^2}},$$

$$\dot{\psi}(t) = -\omega_0 \sum_{r=1}^{\infty} r\psi_r \sin(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r).$$

Абсолютные значения углов γ_r определяются аналогично вышеизложенному. Количество элементов ряда Фурье зависит от требуемой точности расчетов. Как показывает алгоритм расчетов, удовлетворительная точность была получена при $r = 6$, а высокая точность $r = 12$.

Известно, что нормальное течение процесса ткачества не может быть гарантировано, если колебания скорости главного вала будут больше допустимых. Важной динамической характеристикой рычажно-го механизма является неравномерность движения главного вала, которая характеризуется коэффициентом неравномерности его движения – δ . Коэффициент неравномерности движения δ согласно [1] определяется:

$$\delta = \frac{\dot{\Psi}_{\max} - \dot{\Psi}_{\min}}{\omega_0},$$

где $\dot{\Psi}_{\max}$, $\dot{\Psi}_{\min}$ – максимальные и минимальные отклонения скорости главного вала механизма от его средней величины ω_0 .

На величину коэффициента неравномерности движения звена приведения существенное значение оказывает постоянная составляющая приведенного момента инерции массы J_0 и крутизна механической характеристики двигателя U .

Допустимое значение коэффициента неравномерности движения:

$$[\delta] = \frac{2}{\omega_0} \sum_{r=1}^6 \frac{L_r}{\sqrt{r^2 J_0^2 \omega_0^2 + i_{np}^4 U^2}}.$$

Неравномерность вращения указывает на переменные нагрузки в исполнительных механизмах (в нашем случае подвижных режущих кромок), отнесенные к главному валу.

Поэтому на стадии проектирования по заданному коэффициенту неравномерности движения можно рассчитать необходимое значение момента инерции как всего привода, так и отдельных его составляющих.

Динамический момент – переменная часть момента, действующая на выходном валу передаточного механизма. Рассматривая систему двигатель – передаточный механизм и не учитывая упругих свойств передаточного механизма, можно записать уравнение движения:

$$J_d \ddot{\psi} = M_{дв}(\dot{\psi}) + M_{пм},$$

$$\text{где } J_d = (J_p + J_{ш1}) i_{np}^2 + \frac{m_p V_p^2}{\omega_0^2} + J_{ш2},$$

$$M_{дв} = M'_{дв} i_{np};$$

так как

$$\dot{\phi} = \omega_0 + \psi,$$

$$M_{дв}(\dot{\phi}) = M'_{дв0}(\omega_0) i_{np} + \frac{dM'_{дв}}{d\dot{\phi}}(\omega_0) i_{np} \dot{\psi} + \dots$$

$$M_{пм} = M_{co} + \tilde{M}_{пм},$$

$$M_{co} = -M'_{дв0}(\omega_0) i_{np},$$

$$\frac{dM'_{дв}}{d\dot{\phi}}(\omega_0) = U,$$

то

$$\tilde{M}_{пм} = J_d \ddot{\psi} + i_{np}^2 U \dot{\psi}.$$

Представляя динамический момент как сумму членов ряда Фурье, получим:

$$\tilde{M}_{\text{пм}} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\sqrt{r^2 J_{\text{д}}^2 \omega_0^2 + i_{\text{пр}}^4 U^2}}{\sqrt{r^2 J_{\text{д}}^2 \omega_0^2 + i_{\text{пр}}^4 U^2}} L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r + \beta_r),$$

$$\cos \beta_r = -\frac{r J_{\text{д}} \omega_0}{\sqrt{r^2 J_{\text{д}}^2 \omega_0^2 + i_{\text{пр}}^4 U^2}},$$

$$\sin \beta_r = -\frac{i^2 U}{\sqrt{r^2 J_{\text{д}}^2 \omega_0^2 + i_{\text{пр}}^4 U^2}}.$$

Из последнего выражения следует, что фазовые углы β_r находятся во второй четверти тригонометрического круга и их абсолютное значение $90^\circ < \beta_r < 180^\circ$.

Характер динамического момента – знакопеременный. Поэтому для передаточного механизма возможна перекладка зазоров в кинематических парах с ударными нагрузками, что приводит к сокращению сроков службы механизмов.

Условием отсутствия зазоров в кинематических парах жестких передаточных механизмов будет:

$$M_{\text{дв0}} + \tilde{M}_{\text{пм}}(\phi_{\text{п}}) \geq 0.$$

Рассмотрим динамику установившегося движения механизма с учетом упругих свойств передаточного механизма.

Приводной двигатель станка связан с его механизмами клиноременной передачей (рис. 3), упругими свойствами которой нельзя пренебрегать.

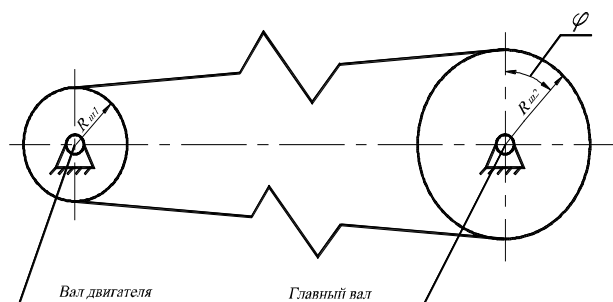


Рис. 3

В результате деформации ветвей передачи главный вал повернется на угол ϕ (рис. 3).

Приведенный к главному валу коэффициент жесткости ремней передачи:

$$c_{\text{пр}} = 2c_p R_{\text{ш2}}^2,$$

где c_p – жесткость ремней на растяжение.

Момент от упругих ремней в передаче:

$$M_1 = c_{\text{пр}} \phi = c_{\text{пр}} (\phi_{\text{дв}} - \phi_{\text{гв}}),$$

где $\phi_{\text{дв}}$ – угол поворота вала двигателя; $\phi_{\text{гв}}$ – угол поворота главного вала.

Вместе с деформацией ремней возникает момент сопротивления, обусловленный внутренним трением в материале упругих элементов. Следовательно, появится дополнительный момент, величина которого пропорциональна скорости деформации:

$$M_2 = b \dot{\phi} = b (\dot{\phi}_{\text{дв}} - \dot{\phi}_{\text{гв}}),$$

где b – коэффициент сопротивления упругого звена.

Коэффициент b обычно определяется экспериментально. Для этого деформацию ϕ измеряют по гармоническому закону:

$$\phi = \phi_0 \sin \omega t.$$

В предварительных расчетах коэффициент сопротивления можно принять:

$$b = 0,064 \frac{c_p}{\omega}.$$

Данная зависимость применима тогда, когда деформация упругих элементов передаточного механизма близка к гармонической.

Величина коэффициента b приводится к звену приведения:

$$b_{\text{пр}} = 2b R_{\text{ш2}}^2.$$

Уравнение движения главного вала

имеет вид:

$$J_0 \ddot{\phi}_n + b_{np} (\dot{\phi}_n - \dot{\phi}_{дв}) + c_{np} (\phi_n - \phi_{дв}) - M_{co} (\dot{\phi}_n) = -\tilde{J}(\phi_n) \ddot{\phi}_n - \frac{1}{2} \tilde{J}'_{np}(\phi_n) \dot{\phi}_n^2 + \tilde{M}_c(\phi_n).$$

В правой части уравнения стоят величины, которые вызывают возмущения в механизме, то есть колебания угловой скорости главного вала. Решение его осу-

ществляется методом последовательных приближений.

Предполагая, что возмущений нет, вращение главного вала равномерное, правая часть уравнения приравнивается нулю:

$$J_0 \ddot{\phi}^{(0)} + b_{np} (\dot{\phi}_n^{(0)} - \omega_0) + c_{np} (\phi_n^{(0)} - \omega_0 t) - M_{co} (\dot{\phi}_n^{(0)}) = 0.$$

При нулевом приближении:

$$\ddot{\phi}^{(0)} = 0; \quad \dot{\phi}_n^{(0)} = \omega_0; \quad \phi_n^{(0)} = \omega_0 t - \Delta.$$

После подстановок имеем:

$$-c_{np} \Delta - M_{co}(\omega_0) = 0,$$

где Δ – статическая деформация в передаточном механизме.

В первом приближении возмущения учитываются, тогда:

$$\phi_n^{(1)} = \omega_0 t - \Delta + y(t); \quad \dot{\phi}_n^{(1)} = \omega_0 + \dot{y}(t); \\ \ddot{\phi}_n^{(1)} = \ddot{y}.$$

$$J_0 \ddot{y} + b_{np} \dot{y} + c_{np} y = -\frac{1}{2} \tilde{J}'_{np}(\omega_0 t - \Delta) \omega_0^2 + \tilde{M}_c(\omega_0 t - \Delta) = L_M(t).$$

Стоящая в правой части уравнения $L_M(t)$ представляет собой возмущающий момент, вызывающий динамическую ошибку $y(t)$.

При этом запишем:

$$L_M(t) = L_r \left(t - \frac{\Delta}{\omega_0} \right),$$

раскладывая $L_M(t)$ в ряд Фурье, имеем:

$$L_M(t) = \sum_{r=1}^{\infty} L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r).$$

Периодическое решение уравнения движения с учетом последнего выражения

позволяет определить динамическую ошибку по углу поворота:

$$y = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r')}{\sqrt{(c_{np} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{np}^2 r^2 \omega_0^2}}.$$

Динамическая ошибка по скорости:

$$\dot{y} = -\sum_{r=1}^{\infty} \frac{r L_r \omega_0 \sin(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r')}{\sqrt{(c_{np} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{np}^2 r^2 \omega_0^2}}, \\ \operatorname{tg} \gamma_r' = -\frac{b_{np} r \omega_0}{c_{np} - J_0 r^2 \omega_0^2},$$

где γ_r' находится в четвертой четверти тригонометрического круга.

Рассмотрим динамический момент в передаточном механизме.

Переменная составляющая крутящего момента на главном валу называется динамическим моментом и определяется:

$$\tilde{M}_{\text{пм}} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\sqrt{L_r c_{\text{пр}}^2 + b_{\text{пр}}^2 r \omega_0^2} \cos(r \omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r + \beta_r')}{\sqrt{(c_{\text{пр}} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{\text{пр}}^2 r^2 \omega_0^2}},$$

где β_r' – фазовый угол гармоник находится в первой четверти тригонометрического круга и равен

$$\text{tg} \beta_r' = \frac{b_{\text{пр}} r \omega_0}{c_{\text{пр}}}.$$

Коэффициент неравномерности движения главного вала рычажного механизма с учетом упруговязких свойств клиноременной передачи:

$$\delta' = \frac{\dot{y}_{\text{max}} - \dot{y}_{\text{min}}}{\omega_0}.$$

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ позволит определить контактные напряжения на лезвиях ножниц и перейти к расчету износостойкости с целью оценки их режущей способности при выработке различных ассортиментов тканей и выбору материала лезвий ножниц в случае их замены.

2. На основе динамического анализа условий работы кромкообразующего механизма ткацкого станка получены ряд зависимостей, характеризующих механику установившегося движения машинного агрегата, которые позволят значительно снизить напряженность процесса тканеформирования, неравномерность вращения главного вала станка и обеспечить повышение качества вырабатываемой ткани.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гусев В.А., Букина С.В., Дубинкин К.В. К вопросу исследования износостойкости ножниц механизма кромкообразования ткацкого рапирного

$$\tilde{M}_{\text{пм}} = c_{\text{пр}} y + b_{\text{пр}} \dot{y}.$$

Подставляя в уравнение динамического момента динамические ошибки по скорости и по углу поворота, получим:

станка фирмы "Dornier" // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2011, №5.

2. Гусев В.А., Букина С.В., Дубинкин К.В. Назначение и устройство кромкообразующих механизмов и классификация способов кромкообразования в ткачестве // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2013, №3.

3. Букина С.В., Сысоева Е.К. Оценка рационального расположения кинематических пар при проектировании механизма кромкообразования ткацкого станка фирмы "Dornier" // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2014, №5.

4. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: ЛПИ, 1980.

5. Приводные системы ткацких станков / Под ред. И.А. Мартынова. – М.: Легпромиздат, 1991.

REFERENCES

1. Gusev V.A., Bukina S.V., Dubinkin K.V. K voprosu issledovaniya iznosostojkosti nozhnic mehanizma kromkoobrazovaniya tkackogo rapirnogo stanka firmy "Dornier" // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2011, №5.

2. Gusev V.A., Bukina S.V., Dubinkin K.V. Naznachenie i ustrojstvo kromkoobrazujushhih mehanizmov i klassifikacija sposobov kromkoobrazovaniya v tkachestve // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2013, №3.

3. Bukina S.V., Syssoeva E.K. Ocenka racional'nogo raspolozhenija kinematicheskikh par pri proektirovanii mehanizma kromkoobrazovaniya tkackogo stanka firmy "Dornier" // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2014, №5.

4. Kolovskij M.Z. Dinamika mashin. – L.: LPI, 1980.

5. Privodnye sistemy tkackih stankov / Pod red. I.A. Martynova. – M.: Legpromizdat, 1991.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин, деталей машин и проектирования технологических машин. Поступила 30.09.15.