

Рис. 2. Зависимости и некоторые частные примеры определения направления магистральной.

a — зависимость комплексного коэффициента A от срока действия магистральной в данной полосе лесного массива; $1 - Q_r = 450$ тыс. m^3 ; $2 - Q_r = 300$ тыс. m^3 ; $3 - Q_r = 150$ тыс. m^3 ; *b* — зависимость предельного значения координаты $x_{пр}$ точки B от ширины полосы; $1 - A = 1,75 \times 10^{-5}$; $2 - A = 3,5 \cdot 10^{-5}$; $3 - A = 7,0 \cdot 10^{-5}$; *в* — пример назначения направления магистральной при ширине полос *в тах*, определяемой по формуле (10); *г* — возможный вариант направления магистральной $OAB'C$ с ответвлением AD для лесных массивов со сложной конфигурацией границ и весьма неравномерным размещением запасов леса.

На рис. 2, *a* представлена зависимость $A = f(n)$ для лесовозной дороги с гравийной дорожной одеждой при $C_m = 30\,000$ р.; $k_m = 0,05$ р./($m^3 \cdot km$); $k_b = 0,09$ р./($m^3 \cdot km$); а на рис. 2, *б* — зависимость $x_{пр} = f(b)$ для трех пространственных значений A .

С учетом того, что при размещении веток в лесном массиве эксплуатационная площадь последнего разделяется на отдельные зоны тяготения к веткам, ширину каждой полосы целесообразно принимать равной оптимальному расстоянию между ветками у мест их примыкания к магистральной. Таким образом,

$$b = \sqrt{\frac{C_b - C_{ус}}{30\gamma b_{ус}}}, \quad (9)$$

где C_b — стоимость постройки и содержания (за срок службы) 1 км головного участка ветки, р./км;

$C_{ус}$ — стоимость постройки и содержания 1 км уса, р./км;

$b_{ус}$ — стоимость пробега леса по усу, р./($m^3 \cdot km$).

Из формулы (7) и рис. 2, *б* видно, что координата $x_{пр} = 0$ при

Подставляя в формулы (2)—(7) различные значения t для разных a , определяем коэффициенты использования K . В результате расчета по вышеприведенным формулам на ЭВМ нами составлены таблицы изменения коэффициентов K в зависимости от толщины досок, местоположения их в поставе и толщины центральной вырезки за первый проход для различных диаметров бревен и размеров гнили в их торцах.

На рис. 2 представлены кривые изменения коэффициента K для центральных досок в зависимости от их толщины и толщины центральной вырезки за первый проход. Пример дан для диаметра бревна $d = 24$ см и размера гнили $r = 0,35R$. Анализ показал, что характер изменения кривой не зависит от толщины центральной вырезки. В пределах толщины центральных досок от $0,2R$ до $0,4R$ коэффициент K изменяется незначительно, что позволяет производить раскрой с целью получения максимального объема и на спецификационные пиломатериалы без существенного снижения объемного выхода.

Полученные значения коэффициентов K для различных диаметров и размеров гнили послужили основой построения кривых оптимальных толщин досок при раскросе сегментов с гнилью. На рис. 3 приведен график кривой оптимальных толщин досок для рассматриваемого примера. Подобные графики построены для других диаметров с различными размерами гнили. Их можно использовать при разработке рациональных схем раскроя низкокачественного мягкого лиственного сырья с внутренней гнилью.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Т. 1.— М.: Наука, 1978.— 456 с. [2]. Титков Г. Г. Основы теории максимальных поставов.— Механ. обраб. др-ны, 1939, № 2—3.

УДК 621.933.6

ВЛИЯНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА СИЛ ИНЕРЦИИ ЛЕСОПИЛЬНОЙ РАМЫ НА ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ РОТОРА И НАГРУЗКУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ

Н. Н. БУТОРИН, Ю. Л. ЧЕРНЦОВ

Архангельский лесотехнический институт

Для работы лесопильной рамы характерны заметные колебания угловой скорости вращения коленчатого вала, ухудшающие ее динамику и эксплуатационную надежность. В частности, «в современных конструкциях лесопильных рам детали привода недолговечны из-за значительной по величине неравномерной нагрузки на ведущий вал привода» [3]. Это подтверждается «сведениями об аварийном выходе из строя привода механизма резания лесопильных рам в цехе № 1 Соломбальского ЛДК» [4]. Причина возникновения неравномерной нагрузки привода — неравномерность хода рамы. Действительно, двойная амплитуда колебания скорости вращения коленчатого вала изменяется относительно ее среднего значения в пределах $0,06—0,12$. Асинхронный электродвигатель главного привода обладает жесткой характеристикой, так как его номинальное скольжение $S_n = 0,02—0,03$. При этом даже сравнительно небольшие отклонения скорости вращения вала двигателя, связанного ременной передачей с коленчатым валом рамы, приводят к значительным изменениям его момента [2].

Колебания угловой скорости вращения коленчатого вала можно существенно снизить, применяя раму с двумя пильными рамками, кривошипы которых соединены под углом 90° [1]. Не предлагая конкретной конструкции такой рамы, исследуем на математической модели динамику двух рам РД-75-7 с жестко соединенными под углом 90° коленчатыми валами. Мы считаем, что результаты расчета достаточно точно проиллюстрируют эффективность идеи, изложенной в работе [1].

Уравнения математической модели лесопильной рамы, приведенные в работе [2], представим в следующем виде:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I(\varphi)} \left(Q = \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} \right), \quad (1)$$

$$\text{где } I(\varphi) = R^2 m_1 (\sin \varphi + \cos \varphi \operatorname{tg} \beta)^2 + R^2 m_2 ((\sin \varphi + (1-n) \cos \varphi \operatorname{tg} \beta)^2 + \\ + n^2 \cos^2 \varphi) + I_2 \lambda^2 \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} + I_3. \quad (2)$$

Выражение (2) — сумма моментов инерции всех движущихся масс механизма резания, приведенных к коленчатому валу и изменяющихся в функции угла поворота кривошипа.

В уравнениях (1) и (2) обозначено:

- ω — угловая скорость вращения коленчатого вала;
- R — радиус кривошипа;
- m_1 — масса пильной рамки;
- $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$;
- $\lambda = R/L$;
- L — длина шатуна;
- m_2 — масса шатуна;
- $n = l/L$;
- l — расстояние от верхней головки шатуна до его центра тяжести;
- I_2 — момент инерции шатуна относительно горизонтальной оси, проходящей через его центр тяжести;
- I_3 — момент инерции кривошипа со шкивом;
- Q — обобщенная сила.

Вычисляем Q аналогично тому, как это сделано в работе [2], с той лишь разницей, что электродвигатель главного привода представляем более точной системой уравнений [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Psi_{x_1}}{dt} &= U_m \cos \gamma - \omega_0 \alpha'_s \Psi_{x_1} + \omega_0 \alpha'_s k_r \Psi_{x_2} + \omega_0 \Psi_{y_1}; \\ \frac{d\Psi_{y_1}}{dt} &= U_m \sin \gamma - \omega_0 \alpha'_s \Psi_{y_1} + \omega_0 \alpha'_s k_r \Psi_{y_2} - \omega_0 \Psi_{x_1}; \\ \frac{d\Psi_{x_2}}{dt} &= -\omega_0 \alpha'_r \Psi_{x_2} + \omega_0 \alpha'_r k_s \Psi_{x_1} + \omega_0 s \Psi_{y_2}; \\ \frac{d\Psi_{y_2}}{dt} &= -\omega_0 \alpha'_r \Psi_{y_2} + \omega_0 \alpha'_r k_s \Psi_{y_1} - \omega_0 s \Psi_{x_2}; \\ M &= \frac{3}{2} p \omega_0 \frac{k_r}{x_s \sigma} (\Psi_{x_2} \Psi_{y_1} - \Psi_{x_1} \Psi_{y_2}); \\ \frac{ds}{dt} &= -\frac{p}{I_g \omega_0} M + \frac{p}{I_g \omega_0} M_c(\varphi); \\ M_c(\varphi) &= c(i \omega_0 (1 - s) - \omega). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

- Здесь $\psi_{x_1}, \psi_{y_1}, \psi_{x_2}, \psi_{y_2}$ — проекции потокосцепления обмоток статора и ротора на взаимно перпендикулярные оси x и y , вращающиеся с угловой скоростью ω_0 , идеализированной двухфазной машины эквивалентной реальному двигателю;
- ω_0 — угловая частота сети;
 - ω — решение уравнения (1);
 - γ — начальная фаза напряжения;
 - V_m — амплитуда напряжения сети;
 - M — электромагнитный момент двигателя;
 - s — скольжение двигателя;
 - M_c — момент сопротивления, т. е. момент, действующий на электродвигатель со стороны ременной передачи;
 - c — жесткость ременной передачи;
 - I_d — момент инерции двигателя со шкивом;
 - r_1, r_2, x_0, x_1, x_2 — параметры схемы замещения двигателя;
 - i — передаточное число ременной передачи;

$$i = \frac{D_d}{D_p},$$

где D_d — диаметр шкива коленчатого вала;
 D_p — диаметр шкива двигателя;

$$\begin{aligned} \alpha'_s &= \frac{r_1}{x_s \sigma}; & \alpha'_r &= \frac{r_2}{x_2 \sigma}; & \sigma &= 1 - k_s k_r; \\ k_r &= \frac{x_0}{x_2}; & k_s &= \frac{x_0}{x_s}; & x_s &= x_0 + x_1; \end{aligned} \quad (4)$$

$$x_r = x_0 + x_2.$$

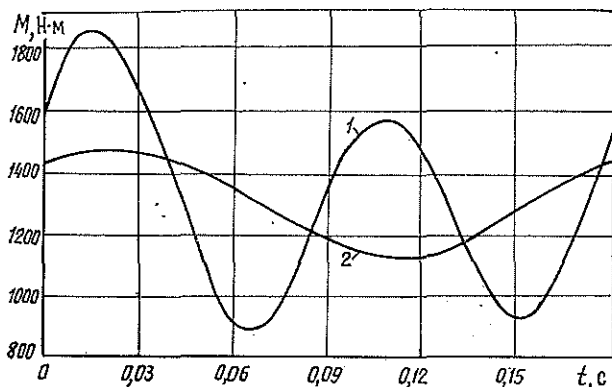


Рис. 1.

Численное решение на ЭЦВМ «Наири-3-1» предложенной математической модели для обычной рамы РД-75-7 показало, что неравномерность угловой скорости вращения коленчатого вала зависит, прежде всего, от изменения $I_1(\varphi)$ и $\frac{dI_1(\varphi)}{dt}$, графики которых представлены на рис. 1. Для варианта двух рам РД-75-7 с жестко связанными под углом 90° коленчатыми валами кривые приведенных моментов инерции и их производных для каждой из двух систем пильная рамка — коленчатый вал оказываются сдвинутыми. Результирующие значения $I(\varphi) = I_1(\varphi) + I_2(\varphi)$ имеет лишь небольшое отклонение от средней величины, а производная $\frac{dI(\varphi)}{dt} = \frac{dI_1(\varphi)}{dt} + \frac{dI_2(\varphi)}{dt}$ от 0 (см. рис. 1).

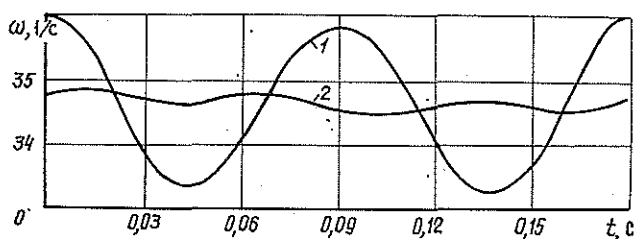


Рис. 2.

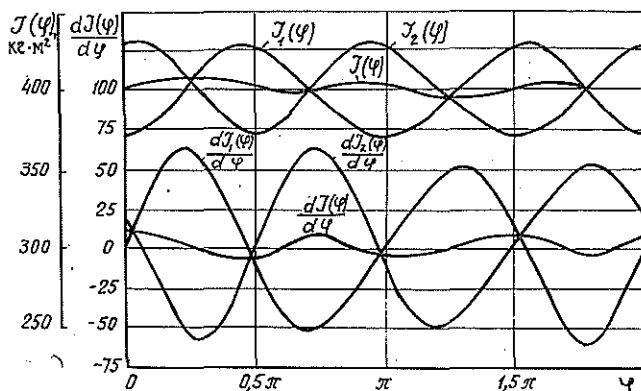


Рис. 3.

На рис. 2 представлены графики изменения ω за один оборот коленчатого вала для одной рамы РД-75-7 (кривая 1) и для двух рам РД-75-7 с соединенными под углом 90° кривошипами (кривая 2). Аналогично для первого и второго случаев кривыми 1 и 2 на рис. 3 изображены графики моментов электродвигателя АК-102-8М главного привода ($M_n = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_k = 2470 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $s_n = 0,02$).

Исследование на математической модели лесопильной рамы, построенной на основании идеи [1], показало, что за счет снижения неравномерности вращения коленчатого вала можно достичь более ровной работы двигателя привода механизма резания и, возможно, улучшить динамику всей рамы.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. А. с. 426808 (СССР). Лесопильная рама/ И. С. Швальбойм, Д. П. Петелин.— Олубли. в Б. И., 1974, № 17. [2]. Буторин Н. Н. Математическая модель механизма резания лесопильной рамы.— Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1971, № 5, с. 66—70. [3]. Нартов П. С., Скворцов А. К., Зазин В. В. Исследование динамических свойств ременного привода лесопильной рамы.— Механ. обраб. древесины. Реф. инф., М., 1975, с. 16—17. [4]. Совершенствование гидросистемы и автоматизация процесса натяжения ременной передачи привода механизма резания лесопильных рам РД-75-6/7: Отчет/ АЛТИ; Руководитель работы Г. М. Гернет; № Х8; Инв. № 888.— Архангельск, 1976.— 42 с. [5]. Электромагнитные переходные процессы в асинхронном электроприводе/ М. М. Соколов, Л. П. Петров, Л. Б. Масандилов, В. А. Ландезон.— М.: Энергия, 1967.— 89 с.

УДК 539.3 : 674.05

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАЗИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

В. Е. ЮРИНЕЦ, С. А. АПОСТОЛЮК

Львовский государственный университет
Львовский лесотехнический институт

Известно, что в качестве базирующих элементов деревообрабатывающих станков применяют направляющие линейки и столы, выполненные в виде упругих плоскостей несимметрично закрепленных на станинах оборудования. Под воздействием вибрационных нагрузок и других усилий такие элементы испытывают упругие деформации, отрицательно влияющие на качество обработки. Поэтому исследование напряженного состояния и деформаций столов, направляющих линеек и подобных им конструкций представляет практический интерес.

В качестве объекта исследования принимаем стол рейсмусового станка СР6-6.

Стол станка можно представить как пластину-полуплоскость толщиной $2h$, прямолинейный край которой по всей длине несимметрично закреплен (спаян) с упругим элементом постоянного сечения, называемым в дальнейшем стержнем. Сопряжение пластины с упругим стержнем осуществляется на фактической плоскости их спая. Пусть к подкрепляющему стержню приложены изгибающие моменты $M_y(x)$, перерезывающие силы $P_z(x)$, нормальные и тангенциальные усилия $N_y(x)$ и $T_x(x)$. Со стороны стержня на пластину будут передаваться контактные изгибающие моменты $M_y^{(l)}(x)$, перерезывающие силы $P_z^{(l)}(x)$ и усилия $N_y^{(l)}(x)$ и $T_x^{(l)}(x)$.

Следовательно, на контуре спая имеем следующие условия сопряжения (рис. 1):

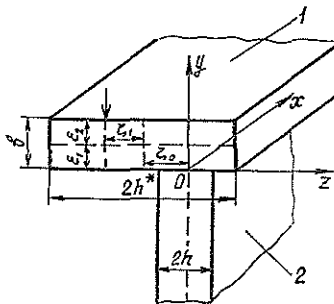


Рис. 1. Расчетная схема стола станка с несимметрично подкрепленным краем.

1 — стол; 2 — станина.

$$(u_1)_y=0 = u_2; \quad (v_1)_y=0 = v_2; \quad (w_1)_y=0 = w_2; \quad \left(\frac{dw_1}{dy}\right)_{y=0} = \frac{dw_2}{dy}; \quad (\sigma_y)_{y=0} = N_y^{(l)}; \\ (r_{xy})_{y=0} = T_x^{(l)}; \quad (M_y)_{y=0} = M_y^{(l)}; \quad \left(N_y + \frac{\partial H_{xy}}{\partial x}\right)_{y=0} = P_z^{(l)}, \quad (I)$$

где u_1, v_1, w_1 и u_2, v_2, w_2 — компоненты вектора перемещений пластины и стержня на контуре спая соответственно по осям x, y, z .