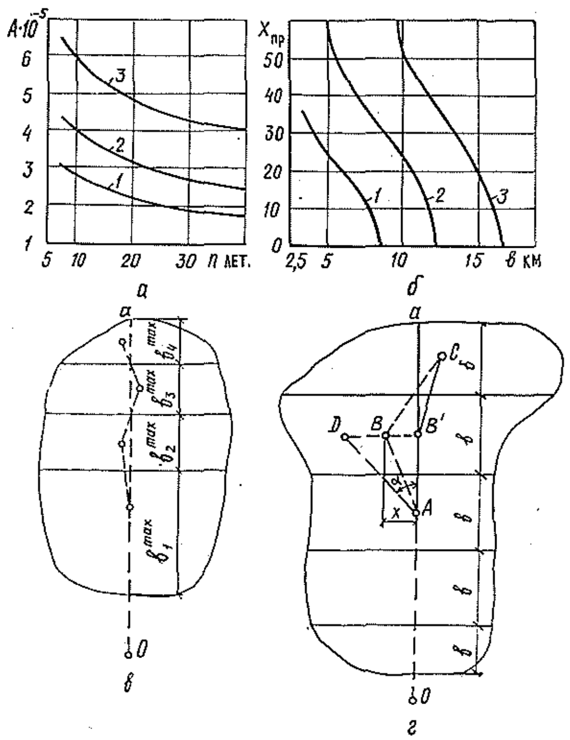

Рис. 2. Зависимости и некоторые частные примеры определения направления магистрали.

а — зависимость комплексного коэффициента A от срока действия магистрали в данной полосе лесного массива; *1* — $Q_г = 450$ тыс. м³; *2* — $Q_г = 300$ тыс. м³; *3* — $Q_г = 150$ тыс. м³; *б* — 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 магистрали при ширине полос $в_{max}$, определяемой по формуле (10); *г* — возможный вариант направления магистрали $OAB'C$ с ответвлением AD для лесных массивов со сложной конфигурацией границ и весьма неравномерным размещением запасов леса.

На рис. 2, *а* представлена зависимость $A = f(n)$ для лесовозной дороги с гравийной дорожной одеждой при $C_м = 30\,000$ р.; $k_м = 0{,}05$ р./(м³ · км); $k_в = 0{,}09$ р./(м³ · км); а на рис. 2, *б* — зависимость $x_{пр} = f(b)$ для трех распространенных 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 местах их примыкания к магистрали. Таким образом,

$$b = \sqrt{\frac{C_в - C_{ус}}{30\gamma b_{ус}}}, \tag{9}$$

где $C_в$ — 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./(м³ · км).

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

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 ($M_н = 1300$ Н·м, $M_к = 2470$ Н·м, $s_н = 0{,}02$).

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.— Опубл. 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 $T_x^{(l)}(x)$.

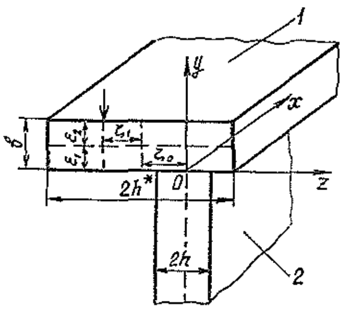

Рис. 1. Расчетная схема стола станка с несимметрично подкрепленным краем.

1 — стол; *2* — станина.

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

$$(u_1)_{y=0} = u_2;\quad (v_1)_{y=0} = v_2;\quad (w_1)_{y=0} = w_2;\quad \left(\frac{dw_1}{dy}\right)_{y=0} = \frac{dw_2}{dy};\quad (\sigma_y)_{y=0} = N_y^{(l)};$$

$$(\tau_{xy})_{y=0} = T_x^{(l)};\qquad (M_y)_{y=0} = M_y^{(l)};\qquad \left(N_y) + \frac{\partial H_{xy}}{\partial x}\right)_{y=0} = P_z^{(l)},\qquad (1$$

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.

Выражения для компонент смещений точек границы упругой пластины ($y = 0$) с учетом приложенных к границе полуплоскости усилий при применении интегрального преобразования Фурье

$$\bar{f}(\lambda) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(x)\, e^{i\lambda x}\, dx; \qquad f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \bar{f}(\lambda)\, e^{-i\lambda x}\, d\lambda \tag{2}$$

имеют вид [2]

$$\begin{aligned}
(i\lambda^3\bar{u}_1)_{y=0} &= -\frac{\lambda^2(1-\nu)}{E}\bar{N}_y^{(i)} + i\frac{2\lambda^2}{E}\bar{T}_x^{(i)};\\
(\lambda^4\bar{v}_1)_{y=0} &= \frac{2\lambda^3}{E}\bar{N}_y^{(i)} - i\frac{\lambda^3(1-\nu)}{E}\bar{T}_x^{(i)};\\
(\bar{w}_1)_{y=0} &- \frac{2\bar{P}_z^{(i)} - \lambda(1+\nu)\bar{M}_y^{(i)}}{D\lambda^3(1-\nu)(3+\nu)};\\
\left(\frac{d\bar{w}_1}{dy}\right)_{y=0} &= \frac{(1-\nu)P_z^{(i)} - 2\lambda\bar{M}_y^{(i)}}{D\lambda^2(1-\nu)(3+\nu)}.
\end{aligned} \tag{3}$$

где $D = \dfrac{2Eh^3}{3(1-\nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость пластины;

ν — коэффициент Пуассона;

E — модуль упругости пластины.

Расчет стержня основан на теории криволинейных стержней. Используя гипотезу нормального плоского сечения и рассматривая при малых деформациях равновесие элемента стержня (применяя при этом интегральное преобразование Фурье (2)), найдем зависимости для компонент вектора перемещения стержня [1]:

$$\begin{aligned}
i\lambda^2\bar{u}_2 &= \frac{2h^*\varepsilon_1}{g_2}\bar{N}_y - \frac{2h\varepsilon_1}{g_2}\bar{N}_y^{(i)} + 2h^*i\lambda\left(\frac{1}{G_2} + \frac{\xi_0\xi_1}{A}\right)\bar{T}_x - \frac{\xi_0}{A}\bar{P}_z -\\
&\quad - 2hi\lambda\left(\frac{1}{G_1} + \frac{\xi_0^2}{A}\right)\bar{T}_x^{(i)} - \frac{\xi_0}{A}\bar{P}_z^{(i)};\\
\lambda^4\bar{v}_2 &= \frac{2h^*}{g_2}\bar{N}_y - \frac{2h}{g_2}\bar{N}_y^{(i)} - i\lambda\frac{2h^*\varepsilon_2}{g_2}\bar{T}_x - i\lambda\frac{2h\varepsilon_1}{g_2}\bar{T}_x^{(i)};
\end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
\bar{w}_2 &= \left(\frac{1}{\lambda^4 A} - \frac{\varepsilon_1\varepsilon_2}{\lambda^2 C}\right)\bar{P}_z - \left(\frac{1}{\lambda^4 A} + \frac{\varepsilon_1^2}{\lambda^2 C}\right)\bar{P}_z^{(i)} - \frac{2h^*\xi_1}{\lambda^2 C}\bar{N}_y - \frac{2h\zeta_0\varepsilon_1}{\lambda^2 C} + i\frac{2h\xi_0}{\lambda^3 A}\bar{T}_x^{(i)} -\\
&\quad - i\frac{2h^*\xi_1}{\lambda^3 A}\bar{T}_x - \frac{\varepsilon_1}{\lambda_2 C}\bar{M}_y^{(i)} + \frac{\varepsilon_1}{\lambda^2 C}\bar{M}_y;
\end{aligned}$$

$$\frac{d\bar{w}_2}{dy} = \frac{1}{\lambda^2 C}\bar{M}_x^{(i)} - \frac{1}{\lambda^2 C}\bar{M}_v + \frac{2h\xi_0}{\lambda^2 C}\bar{N}_y^{(i)} - \frac{2h^*\xi_1}{\lambda^2 C}\bar{N}_y + \frac{\varepsilon_1}{\lambda^2 C}\bar{P}_z^{(i)} + \frac{\varepsilon_2}{\lambda^2 C}\bar{P}_z.$$

где
$$\frac{1}{G_1} = \frac{1}{g_1} + \frac{\varepsilon_1^2}{g_2}; \qquad \frac{1}{G_2} = \frac{1}{g_1} - \frac{\varepsilon_1\varepsilon_2}{g_2};$$

$2h^*$ — ширина стержня;

ε_1 и ε_2 — расстояния волокон стержня от его нейтрального слоя (оси) соответственно внутреннего и внешнего края;

ζ_0 — расстояние от оси стержня к срединной плоскости пластины (эксцентриситет подкрепления);

ζ_1 — эксцентриситет приложения внешнего нормального усилия;

C — жесткость стержня на кручение;

$g_1 = E^*S_0$ — жесткость стержня на растяжение;

$g_2 = E^*J_z$; $A = E^*J_y$ — жесткости стержня на изгиб;

E^* — модуль упругости материала стержня;

S_0 — площадь поперечного сечения стержня;

J_z, J_y — моменты инерции сечения стержня.

Из условия равенства смещений точек стержня и пластины вдоль контура контакта (1) на основании соотношений (3), (4) получают четыре уравнения относительно трансформант контактных усилий $\bar{N}_y^i$, $\bar{T}_x^i$, $\bar{P}_z^i$, $\bar{M}_y^i$. Сами же усилия восстанавливаются при помощи формулы обращения Фурье (2).

При нагружении подкрепляющего элемента нормальным усилием $N_y(x)$ решение полученной в результате сопряжения системы уравнений можно представить в виде

$$\begin{aligned}
N_y^{(i)} &= \frac{1}{\pi}\int_0^\infty \frac{D_1(\lambda)}{D_0(\lambda)}\,d\lambda \int_{-\infty}^{\infty} N_y(t)\cos\lambda(t-x)\,dt;\\
T_x^{(i)} &= \frac{1}{\pi}\int_0^\infty \frac{D_2(\lambda)}{D^0(\lambda)}\,d\lambda \int_{-\infty}^{\infty} N_y(t)\sin\lambda(t-x)\,dt;\\
P_z^{(i)} &= \frac{1}{\pi}\int_0^\infty \frac{D_3(\lambda)}{D_0(\lambda)}\,d\lambda \int_{-\infty}^{\infty} N_y(t)\cos\lambda(t-x)\,dt;\\
M_x^{(i)} &= \frac{1}{\pi}\int_0^\infty \frac{D_4(\lambda)}{D_0(\lambda)}\,d\lambda \int_{-\infty}^{\infty} N_y(t)\cos\lambda(t-x)\,dt,
\end{aligned} \tag{5}$$

где

$$D_0(\lambda) = -i\lambda(\beta^2-\alpha^2)R_0(\lambda)\left[\lambda^4 + \frac{2h}{\beta^2-\alpha^2}\left(\frac{1}{G_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right)\lambda^3 + \frac{4h\varepsilon_1\alpha}{g_2(\beta^2-\alpha^2)}\lambda^2 + \frac{2h\beta}{g_2(\beta^2-\alpha^2)}\lambda + \frac{4h^2}{g_2(\beta^2-\alpha^2)}\left(\frac{1}{G_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right) + \frac{2h\xi_0^2\alpha}{\varepsilon_1 A(\beta^2-\alpha^2)}\,\frac{R_1(\lambda)}{R_0(\lambda)}\right];$$

$$D_1(\lambda) = -i\lambda\frac{2h^*\varepsilon_1\alpha}{g_2}R_0(\lambda)\left[\lambda^2 + \frac{\beta}{\varepsilon_1\alpha}\lambda + \frac{2h}{\varepsilon_1\alpha}\left(\frac{1}{g_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right) - \frac{2h\xi_0^2 C}{\varepsilon_1^3 A^2\alpha R_0(\lambda)}\left(\lambda+\frac{1}{C\delta}\right)\right];$$

$$D_2(\lambda) = -\lambda^2\frac{2h^*\varepsilon_1\beta}{g_2}R_0(\lambda)\left[\lambda + \frac{\alpha}{\varepsilon_1\beta} - \frac{2h\xi_0^2}{\varepsilon_1^2\beta A R_0(\lambda)}\left(\lambda+\frac{\gamma}{\varepsilon_1\delta}\right)\right];$$

$$D_3(\lambda) = i\lambda^3\frac{4hh^*\varepsilon_1^2\xi_0\alpha\delta}{g_2 C}\left\{\lambda^3 + \left(\frac{\gamma}{\varepsilon_1\delta}+\frac{\beta}{\varepsilon_1\alpha}-\frac{\beta C}{\varepsilon_1 A\alpha}\right)\lambda^2 + \left[\frac{\beta\gamma}{\varepsilon_1^2\alpha\delta} + \frac{2h}{\varepsilon_1\alpha}\left(\frac{1}{g_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right) - \frac{C}{\varepsilon_1^2 A} - \frac{\beta}{A\varepsilon_1\alpha\delta}\right]\lambda + \frac{2h\gamma}{\varepsilon_1^2\alpha\delta}\left(\frac{1}{g_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right) - \frac{1}{\varepsilon_1^2 A\delta}\right\};$$

$$D_4(\lambda) = -i\lambda\frac{4hh^*\xi_0\varepsilon_1^2\alpha\gamma}{g_2 C}\left\{\lambda^4 + \left(\frac{\delta}{\varepsilon_1\gamma}-\frac{C\beta}{\varepsilon_1\alpha A}+\frac{\beta}{\alpha\gamma A}+\frac{\beta}{\varepsilon_1\alpha}\right)\lambda^3 + \left[\frac{2}{\varepsilon_1\gamma A} + \frac{2h}{\varepsilon_1\alpha}\left(\frac{1}{g_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right) + \frac{\beta\delta}{\varepsilon_1^2\alpha\gamma} - \frac{C}{\varepsilon_1 A}\right]\lambda^2 + \left[\frac{2h\delta}{\varepsilon_1^2\alpha\gamma}\left(\frac{1}{g_1}+\frac{\xi_0^2}{A}\right) + \frac{\beta}{\varepsilon_1^2\alpha\gamma A}\right]\lambda + \frac{2h}{\varepsilon_1^2\alpha\gamma A g_1}\right\};$$

$$R_0(\lambda) = \lambda^3 + \frac{C}{\varepsilon_1^2\delta}\left(\frac{2\varepsilon_1\gamma}{C}-\gamma^2+\delta^2\right)\lambda^2 + \frac{C}{\varepsilon_1^2}\left(\frac{1}{C}+\frac{1}{A}\right)\lambda + \frac{1}{\varepsilon_1^2 A\delta};$$

$$R_1(\lambda) = \lambda^5 + \left(\frac{\delta}{\varepsilon_1\delta}-\frac{\beta C}{\varepsilon_1\alpha A}\right)\lambda^4 - \frac{2h\varepsilon_1}{g_2\alpha}\lambda^3 - \frac{2h\gamma}{g_2\alpha\delta}\lambda^2 - \frac{2hC}{\varepsilon_1 A\alpha g_2}\lambda - \frac{2h}{A\varepsilon_1 g_2\alpha\delta};$$

$$\alpha = \frac{1-\nu}{E};\qquad \beta = \frac{2}{E};\qquad \gamma = \frac{1+\nu}{D(1-\nu)(3+\nu)};\qquad \delta = \frac{2}{D(1-\nu)(3+\nu)}.$$

Формулы (5) дают закон распределения контактных усилий вдоль контура контакта пластины со стержнем. Если на стержень действует сосредоточенная сжимающая сила N_0, то в формулах (5) следует положить

$$N_y(t) = -N_0\delta(t) \tag{6}$$

и учесть, что

$$\int_{-\infty}^{\infty}\delta(t)\cos\lambda(t-x)\,dt = \cos\lambda x;\qquad \int_{-\infty}^{\infty}\delta(t)\sin\lambda(t-x)\,dt = -\sin\lambda x, \tag{7}$$

где $\delta(t)$ — функция Дирака.

Для примера рассмотрим стержень прямоугольного сечения со следующими упругими, жесткостными и геометрическими характеристиками:

$$\frac{2h^*}{2h} = 2{,}5; \qquad \frac{E^*}{E} = 2{,}0; \qquad C = \frac{E^*\beta_0 b^3 h^*}{1+\nu^*};$$
$$b = 2h; \qquad \beta_0 = 0{,}249; \qquad \nu = \nu^* = 0{,}3; \qquad g_1 = 3E^*bh^*. \tag{8}$$
$$g_3 = \frac{1}{6}E^*b^3h^*; \qquad A = \frac{2}{3}E^*h^{*3}b; \qquad \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = h.$$

Зависимость контактных напряжений, возникающих на контуре контакта, представлена на рис. 2. Кривая *1* показывает зависимость контактных напряжений от эксцентриситета прикрепления ζ_0 при действии сосредоточенной силы N_0 на одном краю пластины ($z = -h$), кривая *2* — на другом ($z = h$).

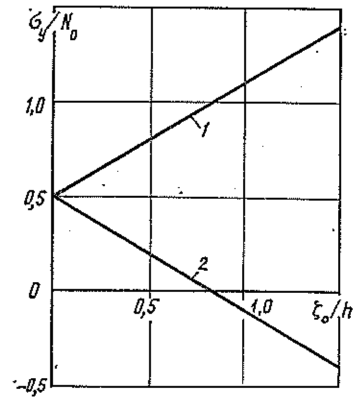

Рис. 2. Зависимость контактных напряжений от эксцентриситета подкрепления.

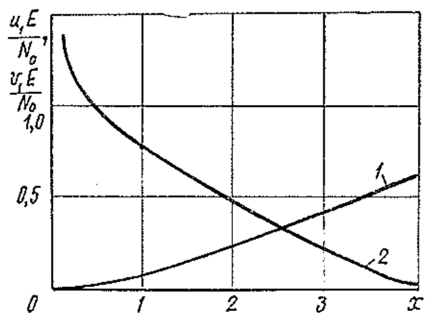

Рис. 3. Зависимость изменений перемещений подкрепляющего ребра от длины стола x.

1 — вертикальные смещения стола; *2* — горизонтальные смещения, стола.

На рис. 3 показана зависимость перемещений подкрепляющего элемента (стержня) под воздействием внешней нагрузки N_0 вдоль оси x, на рис. 4 — зависимость прогиба пластины от эксцентриситета подкрепления ζ_0.

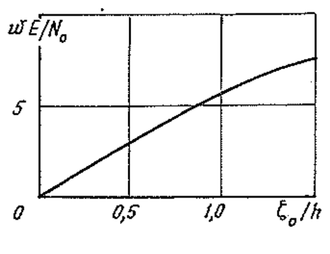

Рис. 4. Зависимость величины прогиба пластины от эксцентриситета подкрепления.

Контактные напряжения и компоненты перемещений пластины и стержня вычисляли на ЭВМ «Минск-22».

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Мартынович Т. Л., Юринец В. Е. Неоднородная изотропная полуплоскость с несимметрично подкрепленным краем.— Прикл. механика, 1977, вып. 13, № 3, с. 48—56. [2]. Шереметьев М. П. Пластинки с подкрепленным краем.— Львов: Изд-во Львов. ун-та, 1960.— 216 с.