

УДК 674.048

И. К. Божелко, ассистент (БГТУ); А. П. Фридрих, канд. техн. наук, доцент (БГТУ)

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НОЖА ДЛЯ НАКАЛЫВАНИЯ ШПАЛ

Для осуществления глубокой пропитки шпал предлагается применять наколочный барабан, включающий диски на шлицевом валу с кольцами и наколочными ножами, стянутыми гайкой, шайбой и втулкой. Определены оптимальные геометрические параметры наколочных ножей, позволяющие вести накалывание шпал без поломок, вырывов и растрескивания древесины.

For realization of deep impregnation of cross ties it is offered incision a drum including disks on to the shaft with rings and incision by knives, strapped by a nut, washer and cartridge. The optimum geometrical parameters incision of knives allowing messages incision of cross ties without breakages and spoilage of wood are determined.

**Введение.** Для осуществления глубокой пропитки шпал предлагается применять наколочный барабан, включающий диски на шлицевом валу с кольцами и наколочными ножами, стянутыми гайкой, шайбой и втулкой (рис. 1).

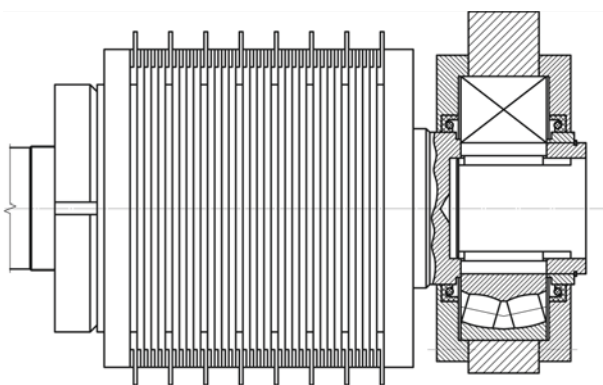


Рис. 1. Наколочный барабан

Ножи являются рабочими элементами конструкции, подвергающимися затуплению и различным нагрузкам. Особо опасным является попадание их на сучки древесины.

Единого оптимального профиля наколочных ножей нет [1]. Существуют конструкции с хвостовым выступом либо на конус. Последние предпочтительнее, поскольку обеспечивают более надежное крепление ножа в барабане. Наколочный элемент должен обеспечивать качественное накалывание: без вырывов и растрескивания древесины. Данное условие достигается при толщине ножа до 3 мм [1]. Одновременным условием является достаточная прочность ножа, предотвращающая его поломку. Прочность наколочного ножа во многом определяется его геометрическими параметрами.

**Расчет геометрии наколочного ножа.** Для расчета геометрии наколочного ножа была составлена расчетная схема взаимодействия наконечника с древесной породой, подлежащей пропитке (рис. 2).

Как показано на рис. 2, наколочный нож воспринимает следующие нагрузки:

- давление массива древесины на переднюю поверхность наколочного ножа  $Q$ ;
- усилие вдавливания клина  $F_{вд}$ .

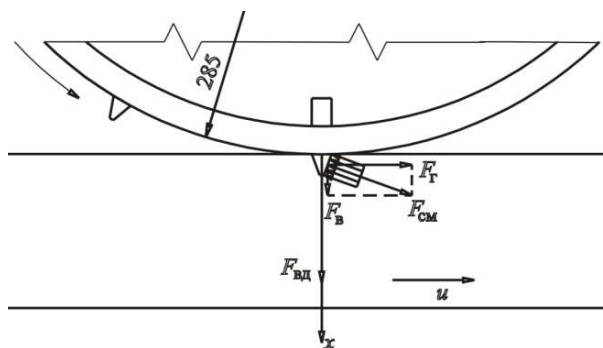


Рис. 2. Расчетная схема взаимодействия наконечника со шпалой

Для удобства расчетов давление массива  $q$  представим в виде действия ножа на древесину, т. е. обработанным по знаку сосредоточенной нагрузки  $F_{см}$ . Эту нагрузку можно выразить как составляющие горизонтальную  $F_Г$  и вертикальную  $F_В$ .

Рассматривался наколочный нож с толщиной  $l = 3$  (рис. 3, а) в положении, наиболее неблагоприятном с точки зрения разрушения.

Точку приложения сосредоточенной силы  $F_{см}$  (точка А) расположим на некотором расстоянии  $h$ . Можно предположить, что  $h$  равно 0,5 глубины вдавливания. В этой точке на нож под углом  $\alpha$  действует давление  $q$  массива древесины на переднюю поверхность клина на толщине  $b$ , которая дает равнодействующую  $F_{см}$ .

$$F_{см} = q \cdot b. \quad (1)$$

Определим напряжение в наиболее опасном сечении  $BB'$ , т. е. на участке крепления ножа с диском. Рассмотрим напряжения, действующие на элемент ножа, выделенные радиальными и тангенциальными сечениями (рис. 3, б). Для удобства считаем, что эти напряжения положительные.

Функция напряжения для случая имеет следующий вид (2):

$$\varphi = Ar\theta\sin\theta + Br\theta\cos\theta + C\theta + D\sin\theta. \quad (2)$$

Напряжения через функцию (2) определяются следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2}, \\ \sigma_\theta &= \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2}, \\ \tau_{r\theta} &= -\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Подставив функцию (2) в систему (3), получим:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{2}{r} (A \cos \theta - B \sin \theta) - \frac{4D}{r^2} \sin 2\theta, \\ \sigma_\theta &= 0, \\ \tau_{r\theta} &= \frac{1}{r^2} (C + 2D \cos 2\theta). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для определения постоянных используем краевое условие  $\tau_{r\theta(\theta=\pm\frac{\beta}{2})} = 0$  и уравнение равновесия  $\sum x = 0, \sum y = 0, \sum m_0 = 0$ .

Краевое условие дает  $\tau_{r\theta(\theta=\pm\frac{\beta}{2})} = 0$  дает:

$$C + 2D \cos \beta = 0. \quad (5)$$

Уравнения равновесия имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum x &= -b \int_{+\frac{\beta}{2}}^{+\frac{\beta}{2}} r \sigma_r \sin \theta d\theta - \\ &- b \int_{+\frac{\beta}{2}}^{+\frac{\beta}{2}} r \tau_{r\theta} \cos \theta d\theta - F \cos \alpha = 0, \\ \sum y &= b \int_{+\frac{\beta}{2}}^{+\frac{\beta}{2}} r \sigma_r \cos \theta d\theta - \\ &- b \int_{+\frac{\beta}{2}}^{+\frac{\beta}{2}} r \tau_{r\theta} \sin \theta d\theta + F \sin \alpha = 0, \\ \sum m_0 &= b \int_{+\frac{\beta}{2}}^{+\frac{\beta}{2}} r^2 \tau_{r\theta} d\theta + Fh \cos \alpha = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Из уравнений (4) и (5) получим

$$\left. \begin{aligned} A &= -\frac{F \sin \alpha}{b(\beta + \sin \beta)}, \\ B &= -\frac{F \cos \alpha}{b(\beta - \sin \beta)}, \\ C &= -\frac{Fh \cos \alpha \cos \beta}{b(\beta \cos \beta - \sin \beta)}, \\ D &= -\frac{Fh \cos \alpha}{2b(\beta \cos \beta - \sin \beta)}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

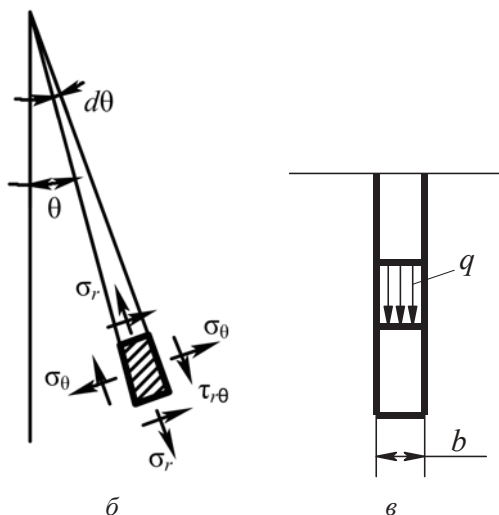
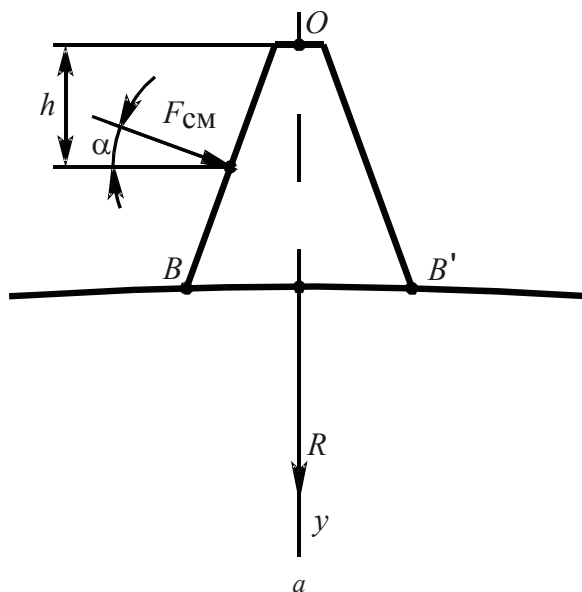


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия наконечника со шпалой

Подставив постоянные (7) в систему (4), получим:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{2F}{br} \left( \frac{\sin \alpha \cos \theta}{\beta + \sin \beta} + \frac{\cos \alpha \sin \theta}{\beta - \sin \beta} \right) - \\ &- \frac{2Fh \cos \alpha}{br^2} \cdot \frac{\sin 2\theta}{\beta \cos \beta - \sin \beta}, \\ \sigma_\theta &= 0, \\ \tau_{r\theta} &= \frac{Fh \cos \alpha}{br^2} \cdot \frac{\cos 2\theta - \cos \beta}{\beta \cos \beta - \sin \beta}, \\ \sigma_\theta &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В соответствии с ГОСТ 20022.3-75 глубина наколов должна быть не более 15 мм. Поэтому длина наконечника равна 15 мм. Отсюда  $r = 15$  мм. Углы  $\beta$  и  $\gamma$  взаимосвязаны (рис. 4).

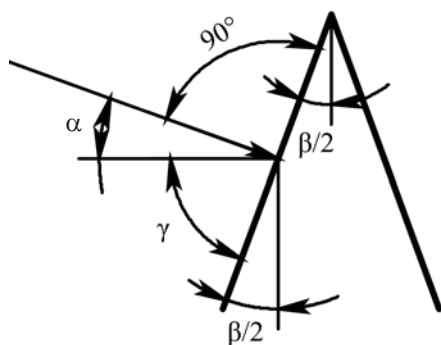


Рис. 4. Определение угла  $\beta$

При симметричном профиле клина имеем:

$$\begin{aligned} \gamma &= 90 - \frac{\beta}{2}; \\ \alpha + \gamma &= 90; \\ \alpha + 90 - \frac{\beta}{2} &= 90, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{aligned} \frac{\beta}{2} &= 90 - 90 + \alpha = \alpha; \\ \alpha &= \frac{\beta}{2}. \end{aligned}$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{2F}{3 \cdot 15} \left( \frac{\sin \frac{\beta}{2} \cos \theta}{\beta + \sin \beta} + \frac{\cos \frac{\beta}{2} \sin \theta}{\beta - \sin \beta} \right) - \\ &= \frac{15F \cos \frac{\beta}{2}}{3 \cdot 15^2} \cdot \frac{\sin \theta}{\beta \cos \beta - \sin \beta} \leq [\sigma]; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\tau_{r,\theta} = \frac{F \cdot 7 \cdot 5 \cos \alpha}{3 \cdot 15^2} \cdot \frac{\cos 2\theta - \cos \beta}{\beta \cos \beta - \sin \beta} \leq [\tau]. \quad (10)$$

Силу  $F$  можно определить из условия:

$$F = k \cdot [\sigma_{др}] \cdot A = 1,5 \cdot 10^7 \cdot 45 \cdot 10^{-6} = 675 \text{ Н},$$

где  $k$  – коэффициент запаса. Для расчетов принимается  $k = 1,5$ ;  $[\sigma_{др}]$  – допустимое напряжение на сжатие.

$$[\sigma_{др}] = 10 \text{ МПа},$$

$A$  – площадь контакта, мм<sup>2</sup>.

$$A = bh = 3 \cdot 15 = 45 \text{ мм}^2.$$

Сила вдавливания клина в массив незначительная, так как воспринимает силу отжима ножа. Поэтому ей можно пренебречь.

Учитывая, что наибольшие напряжения возникают в точках  $B$  и  $B'$ , и приняв  $\theta = \beta/2$ , получим:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{2 \cdot 675}{45} \left( \frac{\sin \frac{\beta}{2} \cos \frac{\beta}{2}}{\beta + \sin \beta} + \frac{\cos \frac{\beta}{2} \sin \frac{\beta}{2}}{\beta - \sin \beta} \right) - \\ &= \frac{675 \cos \frac{\beta}{2} \sin \beta}{\beta \cos \beta - \sin \beta}. \end{aligned} \quad (11)$$

Результаты расчетов представлены в таблице. Как видно из расчетов, с уменьшением угла заострения наколочного ножа напряжение в опасном сечении уменьшается. Это подтверждает общеизвестную закономерность, что с уменьшением угла клин более эффективно проникает в древесный массив. Таким образом, можно рекомендовать угол заострения, град:  $\beta = 40-50$ .

Угол заострения ножа, град	30	40	50	60	70
Напряжение $\sigma_r$ , в опасном сечении, кПа	784,4	784,6	791,2	818,6	905,5

При эксплуатации станка важно обеспечить устойчивость элементов, формирующих наколочную сеть на поверхности шпалы.

На боковые поверхности в вершине наколочного ножа действуют давления ( $q_b$ ) упругого восстановления древесины согласно рис. 5.

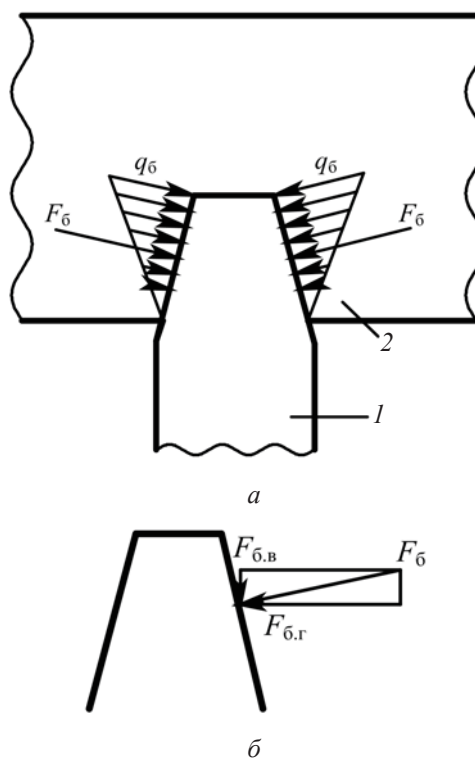


Рис. 5. Силы, действующие на боковые грани наколочного ножа: 1 – наколочный нож; 2 – древесина

Эти давления имеют перпендикулярное направление к поверхностям ножа и обеспечивают его устойчивость, так как действуют с двух сторон. Эпюра давления имеет треугольную форму с максимальным значением в вершине ножа.

Однако при эксплуатации оборудования возможны варианты, когда крайние ножи воспринимают упругие давления древесины только с одной стороны. В этом случае устойчивость ножа может нарушиться из-за недостаточной жесткости сечения. Поэтому возникает необходимость в определении жесткости системы.

Для удобства расчетов представим давление древесины на боковую поверхность ножа в виде сосредоточенной силы  $F_{б.г}$ , которую раскладываем на две составляющие  $F_{б.г}$  – горизонтальную и  $F_{б.в}$  – вертикальную силы.

Отклонение вершины ножа от нормального положения вызывает горизонтальная составляющая, которую можно определить из условия:

$$F_{б.г} \cdot f = 0,2 \cdot F_k,$$

где  $f$  – коэффициент трения стали по древесине ( $f = 0,45$ );  $F_k$  – касательная сила резания, Н; 0,2 – результаты исследований Ю. В. Ждановича в направлении расчленения касательной силы резания на составляющие по передней, задней и боковым поверхностям режущего элемента [3].

Таким образом,

$$F_{б.г} = 0,2 F_k / f = 0,2 \cdot 635 / 0,45 = 282 \text{ Н.}$$

Расчетная схема представлена на рис. 6.

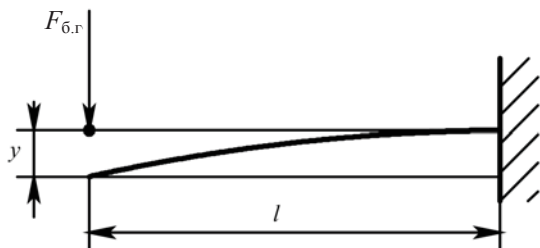


Рис. 6. Расчетная схема наколочного ножа на устойчивость

Максимальный прогиб вершины, согласно расчетной схеме (рис. 6), определяется по формуле

$$y_A = \frac{F_{б.г} l^3}{3EI}, \quad (12)$$

где  $E$  – модуль продольной упругости, для стали  $E = 2,16 \cdot 10^5$  МПа;  $I$  – момент инерции прямоугольного сечения относительно нейтральной оси,  $\text{м}^4$ .

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (13)$$

где  $h$  – толщина наколочного ножа, м. Согласно конструкторской разработке,  $h = 0,003$  м;  $b$  – ширина основания наколочного ножа, м,  $b = 0,015$  м

Таким образом,

$$I = \frac{282 \cdot 0,015^3 \cdot 10^{-6}}{2,16 \cdot 10^5 \cdot 33,75 \cdot 10^{-12}} = 0,00013 \text{ м.}$$

Как видим, при самом критическом положении ножа относительно кромки шпалы возможно отклонение вершины от нормального положения на 0,13 мм, что вполне допустимо.

Прочность опасного сечения определяется по формуле

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W} \leq [\sigma], \quad (14)$$

где  $M_{изг}$  – изгибающий момент;  $W$  – момент сопротивления сечения,  $\text{м}^3$ .

$$W = \frac{bh^3}{12}. \quad (15)$$

$$W = \frac{0,015 \cdot 0,003^2}{6} = 22,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

$$\sigma = \frac{4,23 \cdot 10^9}{22,5} = 188 \text{ МПа} \leq$$

$$\leq [\sigma] = 216 - 314 \text{ МПа.}$$

**Выводы.** В результате проведенных расчетов и анализа определены оптимальные геометрические параметры наколочных ножей, позволяющие вести накалывание шпал без их поломок, вырывов и растрескивания древесины. Толщина ножа – 3 мм; длина – 15 мм; угол заострения – 40–50 град.

#### Литература

1. Баракс, А. М. Глубокая пропитка древесины путем применения наколов / А. М. Баракс, Ю. Н. Никифоров; под общ. ред. А. М. Баракс. – 2-е изд. – М.: Лесная пром-сть, 1969. – 176 с.
2. Безуков, Н. И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Н. И. Безуков. – М.: Высшая школа, 1968. – 512 с.
3. Жданович, Ю. В. Разработка режимов эксплуатации рамных пил повышенной стойкости для распиловки древесины: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.05 / Ю. В. Жданович. – Минск, 2004. – 152 л.

Поступила 01.04.2010