

Исключая отсюда η , находим

$$\delta = \delta_0 \left(1 - \frac{\xi}{2r\theta}\right)^2; \quad 0 \leq \xi \leq 2r\theta. \quad (13)$$

Максимальная высота неровности, рассматривая как по отношению к горизонтальной, так и к вертикальной стенке паза, будет при $\delta = \xi = \delta_m$, т.е.

$$\delta_m = \delta_0 \left(1 - \frac{\delta_m}{2r\theta}\right)^2. \quad (14)$$

Решая это уравнение относительно δ_m , получим

$$\delta_m = 2r\theta \left(1 - \frac{8rR\theta}{\lambda^2} \left(\sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{4Rr\theta}} - 1\right)\right). \quad (15)$$

В частности, в центральной части вертикальной стенки паза, имеющей ширину $\theta - 4r\theta$, максимальная высота неровностей равна

$$\delta_{m_c} = 457 u^2 / R n^2 z^2, \quad (16)$$

т.е. величина неровностей обратно пропорциональна квадрату числа режущих элементов (см. расчет по ф.9).

Расчет кинематических неровностей выполнен при условии, что зуб пилы имеет горизонтальные режущие кромки. Однако более эффективны будут режущие кромки, которые расположены в плоскости полотна пилы. Использование таких зубьев приведет к возникновению дополнительных неровностей, характерная величина которых равна $\delta_i = \rho\theta$ и значительно меньше рассмотренных выше.

УДК 674.053

А.П.Клубков, доц.; С.С.Макаревич, доц.

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОЛОТНЕ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ
С УЧТОМ НАКЛОНА ШЛИВОВ

The stresses which are arisen in the band saw blade with tilt of the pulleys and permissible angle of the inclination of the pulleys have been defined.

Ленточнопильные станки обеспечивают рациональное и комплексное использование древесины с минимальными потерями в опилки. Применение ленточнопильных станков в лесопильно-деревообрабатывающей промышленности республики позволит по-новому подойти к организации технологии раскроя древесных материалов.

В сочетании с другими видами технологического оборудования ленточнопильные станки позволят повысить производительность технологического потока в 2-2,5 раза, сократить потери древесины в опилки по сравнению с лесопильными рамами в 1,5-2 раза, круглопильными станками - в 2-3 раза.

Достоинства и недостатки ленточнопильных станков рассмотрены в научно-технической литературе.

Особенно обращается внимание на работоспособность режущего инструмента - пильной ленты. Работоспособность, жесткость и прочность полотна пилы при заданных режимах резания и условиях эксплуатации, устойчивость пилы в пропиле достигается за счет правильного выбора размеров полотна пилы, силы натяжения, величины угла наклона шкивов, профиля поверхности обода шкивов, способа и степени вальцевания полотна, качества подготовки зубьев к работе.

Опыт эксплуатации ленточнопильных станков на деревообрабатывающих предприятиях республики показывает, что на кромках ленточной пилы с определенного срока службы образуются трещины как со стороны зубчатой части (во впадине зуба), так и с противоположной стороны.

Нами проведены расчеты с целью определения напряжений с учетом угла наклона шкивов ленточнопильного станка. При расчете определялся оптимальный угол шкива, при котором не возникнут пластические деформации с тыльной стороны полотна пилы.

Если шкивы имеют наклон навстречу подаче материала, то напряжения в пиле по контуру В-В будут больше, чем по контуру С-С (рис.1).

Усилия натяжения прямо пропорциональны деформациям пилы, если деформации упругие. Если обод шкива плоский, т.е. ВС прямая, деформации по ширине пилы "Б" будут меняться по линейному закону (рис.2).

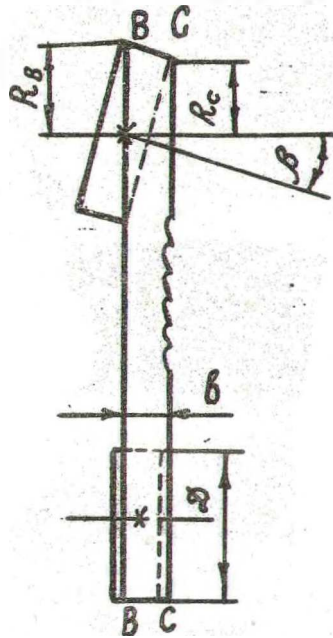


Рис. 1

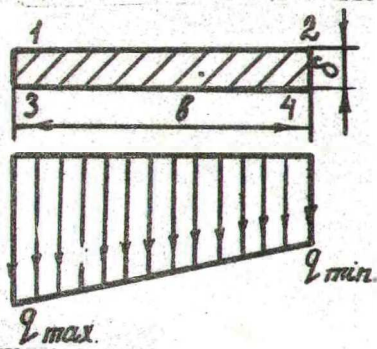


Рис. 2

Тогда начальное натяжение в полотне пилы будет равно

$$S_0 = \frac{q_{max} + q_{min}}{2} \cdot b, \quad (1)$$

где q - натяжение, приходящееся на единицу ширины пилы.

Если ввести обозначение

$$\lambda = q_{min} / q_{max}, \quad (2)$$

то получим

$$S_0 = \frac{q_{max}(1+\lambda)}{2} \cdot b. \quad (3)$$

Начальное натяжение полотна пилы можно определить по формуле

$$S_0 = \frac{F_t}{2} \frac{e^{\alpha f} + 1}{e^{\alpha f} - 1}. \quad (4)$$

В процессе работы ленточной пилы в ней возникают напряжения, вызванные различными силами:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_0 + \sigma_{рез} + \sigma_{и} + \sigma_{в} + \sigma_{н.и} + \sigma_{ц.с} + \sigma_{\epsilon} + \sigma_{пр}, \quad (5)$$

Рассмотрим напряжения, которые будут возникать в точках I-4 (рис. 2) от начального натяжения, окружной силы, центробежной силы и от изгиба ленты на шкивах.

Наибольшее напряжение будет в точке I:

$$\sigma_{(1)} = \frac{2S_0}{(1+\lambda) \cdot A} + \frac{F_t}{2A} + \frac{S_v}{A} + E \frac{\delta}{D}, \quad (6)$$

где A - площадь поперечного сечения полотна пилы; D - диа-

метр шкива; F_t - окружная сила, $F_t = \frac{2T}{D}$; S_v - центробежная сила инерции.

Напряжение в точке 2 будет меньше:

$$\sigma_{(2)} = \frac{2S_0 \lambda}{(1+\lambda)A} + \frac{F_t}{2A} + \frac{S_v}{A} + E \frac{\delta}{D}. \quad (7)$$

Точки (I) и (2) принадлежат к внешнему контуру полотна, аналогично для точек (3) и (4) внутреннего контура:

$$\sigma_{(3)} = \frac{2S_0}{(1+\lambda)A} + \frac{F_t}{2A} + \frac{S_v}{A} - E \frac{\delta}{D}; \quad (8)$$

$$\sigma_{(4)} = \frac{2S_0 \lambda}{(1+\lambda) \cdot A} + \frac{F_t}{2A} + \frac{S_v}{A} - E \frac{\delta}{D}. \quad (9)$$

В формулах (6)-(9) предполагалось, что окружная сила распределяется равномерно по ширине полотна пилы. Очевидно, окружная сила будет распределяться так же, как начальное натяжение, т.е. в соответствии с рис.2.

Тогда натяжение ведущей и ведомой ветвей можно записать аналогично выражению (I):

$$S_1 = \frac{Q_1(\max)(1+\lambda_1)}{2} \cdot b; \quad S_2 = \frac{Q_2(\max)(1+\lambda_2)}{2} \cdot b_{(I, II)}$$

$$\text{где } \lambda_1 = \frac{Q_1(\min)}{Q_1(\max)}; \quad \lambda_2 = \frac{Q_2(\min)}{Q_2(\max)},$$

С учетом формул (I0, II) напряжение в точках I-4 ведущей ветви

$$\sigma_{(1,3)} = \frac{2S_1}{(1+\lambda_1)A} + \frac{S_v}{A} \pm E \frac{\delta}{D}; \quad (12)$$

$$\sigma_{(2,4)} = \frac{2S_1 \cdot \lambda_2}{(1+\lambda_1) \cdot A} + \frac{S_v}{A} \pm E \frac{\delta}{D}, \quad (13)$$

Соответственно в ведомой ветви в тех же точках

$$\sigma_{(1,3)} = \frac{2S_2}{(1+\lambda_2)A} + \frac{S_v}{A} \pm E \frac{\delta}{D}; \quad (14)$$

$$\sigma_{(2,4)} = \frac{2S_2 \lambda_2}{(1+\lambda_2)A} + \frac{S_V}{A} \pm E \frac{\delta}{\lambda} \quad (15)$$

Рассмотрим деформацию пилы от предварительного натяжения с учетом наклона шкива. Если полотно пилы во всех точках прилегает к поверхности шкива, то пила по контуру В-В длинее, чем по контуру С-С на величину:

$$\Delta = \alpha \cdot \Delta R. \quad (16)$$

$$\text{В то же время } \Delta R = R_B - R_C = b \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (17)$$

$$\text{Если деформация пилы по контуру С-С равна } \Delta \rho_c, \text{ то } \Delta \rho_B = \Delta \rho_c + \Delta, \text{ или } \Delta \rho_B = \Delta \rho_c + \alpha \cdot b \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (18)$$

Относительная деформация

$$\epsilon_B = \epsilon_c + \alpha \frac{b}{\rho} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (19)$$

Если в полотне пилы возникают только упругие деформации, то

$$\sigma_B = \sigma_c + \alpha \cdot \frac{b}{\rho} \cdot E \operatorname{tg} \beta \quad (20)$$

$$\text{Тогда } \lambda = \frac{\sigma_c}{\sigma_B} = \frac{\sigma_c}{\sigma_c + \alpha \cdot \frac{b}{\rho} \cdot E \operatorname{tg} \beta}. \quad (21)$$

С другой стороны,

$$S_0 = \frac{\sigma_B + \sigma_c}{2} A = \frac{\sigma_B (1+\lambda)}{2} A = \frac{\sigma_c (1+\lambda)}{2\lambda}. \quad (22)$$

Из уравнения (22)

$$\sigma_c = \frac{2S_0 \lambda}{A(1+\lambda)}, \quad \sigma_B = \frac{2S_0}{A(1+\lambda)}, \quad (23)$$

Подставив (23) в (21), получим

$$\lambda = \frac{2S_0 \lambda}{A(1+\lambda) \left(\frac{2S_0 \lambda}{A(1+\lambda)} + \alpha \cdot \frac{b}{\rho} \cdot E \operatorname{tg} \beta \right)}$$

Путем преобразования получим

$$\lambda = \frac{2S_0 - E \cdot A \cdot \frac{b}{e} \cdot \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta}{2S_0 + E \cdot A \cdot \frac{b}{e} \cdot \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta} \quad (24)$$

Напряжения и деформации по кромке пилы С-С будут равны нулю от предварительного натяжения в том случае, если $\lambda = 0$.

Тогда
$$S_0 = \frac{1}{2} E A \frac{b}{e} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (25)$$

Анализ формулы (25) показывает, что при $S_0 < \frac{1}{2} E A \frac{b}{e} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta$ рабочая кромка пилы не будет прилегать к поверхности шкива.

При $S_0 > \frac{1}{2} E A \frac{b}{e} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta$ в кромке С-С будут возникать напряжения от предварительного натяжения. Зная S_0 и λ по формуле (23), можно определить напряжение в кромках В-В и С-С от предварительного натяжения. А по формуле (25) — с учетом наклона шкива. Например, при $\lambda = 0$, $\sigma_c = 0$; а

$$\sigma_B = \frac{2S_0}{A} = \frac{b}{e} \cdot E \cdot \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (26)$$

Пример. Полотно пилы изготовлено из стали 9ХФ с размерами: $b = 0,03$ м, $e = 5$ м, $\alpha = \pi$, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 540$ МПа. Определим угол наклона шкива, при котором в кромке пилы напряжения могут достигнуть предела текучести. Из формулы (26) имеем

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_T \cdot e}{b \cdot \alpha \cdot E} = \frac{540 \cdot 10^6 \cdot 5}{0,03 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \approx 0,143$$

В градусах этому значению будет соответствовать угол $= 8^\circ 10'$.

Пригледенный расчет показывает, как тщательно необходимо контролировать угол наклона шкива, оснащать ленточнопильные станки совершенными контрольно-регистрирующими приборами и не стремиться за счет наклона шкива повышать устойчивость работы пилы.

Многие дефекты в отдельности или в совокупности часто являются причиной появления трещин в полотне пилы.

Можно еще раз напомнить известные требования, которые необходимо выполнять на практике, а именно: точность уста-

новки пильных шкивов, допустимое натяжение полотна, применение оптимальных соотношений размеров полотна пилы и диаметра шкива, соответствие величины подачи и высоты распиливаемого материала, правильная геометрия и острота режущей кромки пилы, качество подготовки полотна, впадины зуба, поверхность и форма обода шкивов, место установки направляющих, повышение жесткости кончика зуба пилы и ее способность изменять направление движения в пропиле.

УДК 684.4

А.А.Барташевич, профессор; В.Д.Богущ, генер. дир. ЛО "Речицадрев"; Е.Г.Минеева, аспирант; В.М.Сердега, аспирант

ПУТИ ЭКОНОМИИ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА МЕБЕЛИ

We have the real solution. We make promises that stick. Please request our technical datasheets.

Проблема экономии материальных ресурсов приобрела первостепенное значение, однако, несмотря на это, резервы экономии задействованы еще не полностью. В данной работе рассмотрим лишь три пути.

I. В процессе эксплуатации изделий отдельные конструктивные элементы воспринимают нагрузки, намного меньшие допустимых значений. В первую очередь это фасадные элементы, которые практически не несут никаких внешних нагрузок, и верхние горизонтальные элементы корпусных изделий. Но для производства всех деталей мебели используется практически одна толщина плит (15 мм) с постоянной плотностью, независимо от того, какую нагрузку воспринимают детали. Могут же использоваться плиты толщиной значительно меньшей, например, 12 и 10 мм. А в тех случаях, где требуется большая толщина, но детали несут малые внешние нагрузки как крышки столов, толщину плит можно увеличить, а плотность уменьшить. В настоящее время при необходимости изготовления деталей увеличенных толщин используют, как правило, способ сдвигания плит. Из этого следует, что необходимо организовать выпуск древесностружечных плит нескольких толщин, как это повсеместно и делается за рубежом.