

Кондрашов С. М. Прочность и водостойкость древесины, пропитанной серой // Строительство и архитектура.— 1985.— № 8.— С. 46—49. (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 13 июля 1987 г.

УДК 674.053 : 621.935

## ВЛИЯНИЕ РАЗВОРОТА ВЕРХНЕГО ПИЛЬНОГО ШКИВА ЛЕНТОЧНОПИЛЬНОГО СТАНКА НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПИЛ

В. И. ВЕСЕЛКОВ, Б. А. ВЕСЕЛКОВА, А. Ф. СЕЛЕЗНЕВ

Архангельский лесотехнический институт

Повышение технического уровня ленточнопильных станков, достигнутое за рубежом в последние годы за счет совершенствования механизма резания и повышения устойчивости ленточных пил, обеспечило возрастание производительности лесопильных потоков и высокое качество выпиленных пиломатериалов при распиловке даже мерзлой древесины.

Повышение существующей производительности лесопильных потоков в отечественном лесопилении к 2000 г. в 2—2,5 раза возможно только при создании таких станков, работоспособность и надежность которых должны быть значительно повышены.

Создание отечественного ленточнопильного станка, способного конкурировать с лучшими моделями зарубежных (Канада, Швеция...), сдерживается из-за отсутствия достаточной и надежной информации даже о качественном влиянии ряда факторов на работоспособность ленточных пил. В первую очередь это касается требований к механизму резания по обеспечению оптимальной ориентации пильных шкивов в зависимости от напряженного состояния ленточных пил.

В практике эксплуатации ленточнопильных станков известны случаи, когда постоянный брак выпиленных пиломатериалов устраняют, при прочих равных условиях, только благодаря незначительному изменению ориентации пильных шкивов за счет разворота верхнего шкива. Количественно же оценить влияние разворота верхнего шкива на устойчивость и напряженное состояние ленточных пил пока не представляется возможным.

Наблюдения за эксплуатацией делительных ленточнопильных станков на Ленинградском лесотарном комбинате, Архангельских ЛДК им. Ленина и ЛДК № 1 [2] подтвердили целесообразность использования механизма разворота верхнего шкива ( $D = 1400$  мм) для повышения точности получаемых заготовок. Разворот верхнего шкива успешно применяют на Нововятском лыжном комбинате при распиловке березового кряжа на лыжные заготовки ленточнопильными станками фирмы «Тюгоку Кикай», Япония ( $D = 1200$  мм).

Однако этот прием используют пока без достаточного обоснования, а следовательно, с различной степенью эффективности и с получением порой непредвиденных и противоречивых результатов.

В связи с этим нами проведены теоретические и экспериментальные исследования влияния разворота верхнего пильного шкива на устойчивость плоской формы изгиба ленточных пил, поперечную жесткость пил и точность распиловки древесины.

Физическая сущность явлений, аналогичных происходящим при развороте верхнего шкива, рассмотрена в работах [6, 7], где установлено влияние погрешностей изготовления и монтажа узлов ленточнопильного станка на суммарный угол встречи между плоскостью натяжения пилы и осью рельсовых путей механизма подачи заготовки. В работе

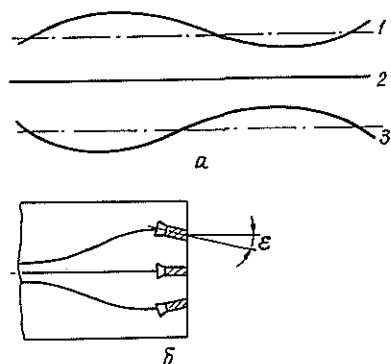


Рис. 1. Вероятные траектории движения ленточной пилы в древесине: *а* — три возможные траектории движения заготовки; *б* — три варианта пропилов древесины, обусловливаемые траекториями движения заготовки

[7] показано, что в зависимости от величины и характера погрешностей изготовления и монтажа узлов ленточнопильного станка траектория движения заготовки может быть представлена в виде прямой (идеальный случай) и синусоид (рис. 1).

Поэтому если допустить, что в момент встречи пилы с древесиной она имеет идеальную плоскостность и плоскость ее натяжения строго параллельна оси рельсовых путей, то по мере надвигания на нее древесины, в соответствии с тремя возможными траекториями движения заготовки с механизмом подачи, пила либо сохраняет свою плоскостность и пропил осуществляется по прямой линии, либо она отклоняется в ту или другую сторону от плоскости натяжения и пропил осуществляется по кривой, близкой к синусоиде. Эти три варианта пропилов возможны при идеальной ориентации и напряженном состоянии ленточной пилы.

Но в практике на вид пропила оказывает влияние биение пильных шкивов, прогиб поперечного сечения полотна пилы в зоне резания, боковые составляющие сил резания из-за неоднородности строения древесины и т. д. Положение режущей кромки пилы характеризуется углом наклона касательной к траектории движения режущей кромки в любой момент времени по отношению к плоскости натяжения пилы. Уравнение для определения любой точки траектории режущей кромки пилы в древесине в работе [7] представлено в виде

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  — суммарный угол встречи, зависящий от погрешностей монтажа рельсового пути из-за люфтов в ходовой части тележки и ее зажимных узлах, от погрешностей установки механизма резания, от перемещений полотна пилы из-за биения шкивов, от кривизны поперечного сечения пилы и т. д.

При проведении опытных распиловки установлено, что за счет траектории перемещения заготовки древесина воздействует на пилу под непрерывно меняющимся углом  $\varepsilon$ , а пила отклоняется от плоскости натяжения. Пила движется с учетом кривизны поперечного сечения полотна в зоне резания стрелой  $f$  (рис. 2, *а*). Резание древесины в этом случае уже отличается от продольно-торцового, и ориентация передней грани зубьев пилы под углом  $\Delta\alpha$  к вектору скорости подачи и способствует возрастанию влияния боковых составляющих сил резания на отклонения полотна пилы от плоскости натяжения на величину  $\Delta t$  (рис. 2, *б*).

Поскольку частота колебаний полотна пилы под воздействием боковых составляющих значительно выше, чем частота колебаний тра-

ектории движения распиливаемой заготовки, то дополнительный угол отклонения полотна  $\epsilon'$  от боковых составляющих и от поперечных колебаний полотна суммируется (или вычитается) с углом встречи  $\epsilon$ . Поэтому характер истинной траектории движения пилы в пропиле определяется текущим углом встречи  $\epsilon''$ , получаемым из алгебраической суммы углов  $\epsilon$  и  $\epsilon'$ .

В работе [7] справедливо утверждается, что в зависимости от угла  $\epsilon'$  суммарный угол встречи может быть уменьшен до нуля или получить отрицательное значение, или начать вновь увеличиваться. Этот процесс искажает плавную траекторию движения пилы в пропиле, накладывая на нее дополнительные волны. При этом текущее (мгновенное) значение суммарного угла встречи складывается из значений составляющих углов, возникающих за счет вышеперечисленных погрешностей изготовления, монтажа и эксплуатации механизмов резания и подачи станка.

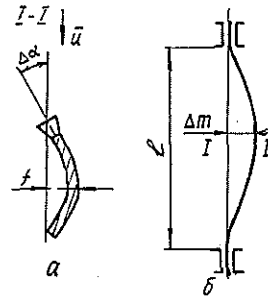


Рис. 2. Кривизна поперечного сечения полотна в зоне резания (а) и прогиб полотна пилы (б)

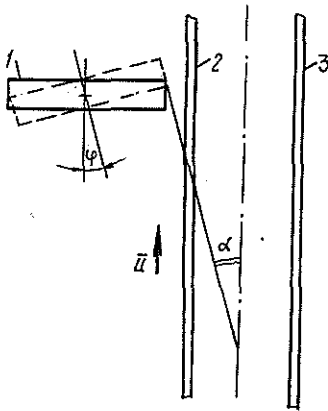


Рис. 3. Схема взаимодействия угла разворота  $\varphi$  и вектора скорости подачи  $\bar{u}$ : 1 — пильный шкив; 2 — опорный рельс; 3 — направляющий рельс

При развороте верхнего шкива на угол  $\varphi$  (рис. 3) возникает угол встречи  $\alpha$  между плоскостью натяжения пилы и продольной осью рельсового пути, по которому перемещается подающая тележка с закрепленной на ней заготовкой и происходит смещение по осям  $x$  и  $y$  точки приложения равнодействующей силы натяжения пилы  $N$  соответственно на величины  $e_x^B$  и  $e_y^B$  (где  $e_x^B$ ,  $e_y^B$  — эксцентриситеты (смещения) приложения силы натяжения, вызванные разворотом верхнего шкива). Эти смещения обуславливают эксцентричное воздействие силы  $N$  на верхнем шкиве и возникновение двух дополнительных пар сил, равных  $Ne_x^B$  и  $Ne_y^B$  и действующих в плоскостях  $xoz$  и  $yoz$ .

При теоретическом исследовании использовали расчетную схему (рис. 4), отождествляющую пильные шкивы с шарнирными опорами и рассматривающую ленточную пилу как тонкостенный стержень [3, 4]. В соответствии с основными положениями теории тонкостенных стержней [5] для определения критической силы, при которой плоская форма изгиба ленточной пилы перестает быть устойчивой, была предложена система дифференциальных уравнений:

$$EI_y \xi^{IV} - N \xi'' - \frac{Ne_y^B}{l} (z\theta)'' = 0;$$

$$EI_x \eta^{IV} - N \eta'' + \frac{Ne_x^B}{l} (z\theta)'' + \frac{P}{2} (z\theta)'' = 0;$$

$$-GI_d \theta'' - Nr^2 \theta'' + \frac{P}{l} \frac{b}{2} \theta - \frac{Ne_y^B}{l} z \xi'' + \frac{Ne_x^B}{l} z \eta'' - \frac{P}{2} z \eta'' = 0,$$

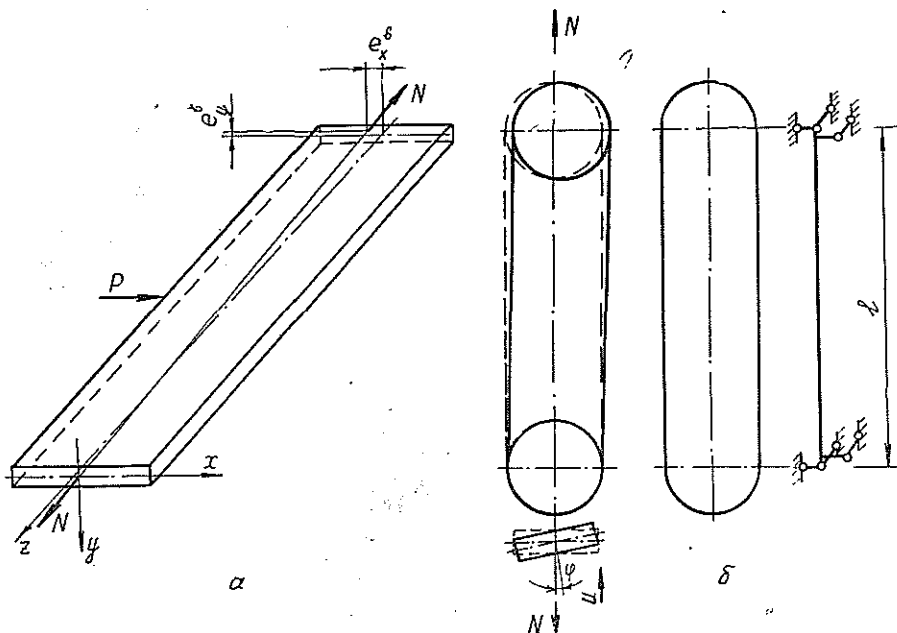


Рис. 4. Расчетная схема для исследования влияния разворота верхнего шкива на устойчивость ленточной пилы (а) и схема разворота верхнего пильного шкива (б)

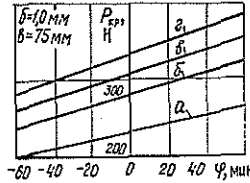
где  $EI_y$  — наибольшая жесткость изгиба полотна пилы;  
 $EI_x$  — наименьшая жесткость изгиба полотна пилы;  
 $GI_d$  — жесткость при кручении;  
 $\xi, \eta$  — перемещение центра изгиба в направлениях осей  $x$  и  $y$ ;  
 $\theta$  — угол закручивания;  
 $N$  — усилие натяжения;  
 $P$  — усилие подачи;  
 $l$  — расстояние между осями пильных шкивов;  
 $b$  — ширина полотна пилы;  
 $r^2 = \frac{I_x + I_y}{b\delta}$  (здесь  $\delta$  — толщина полотна пилы).

В результате решения системы методом Бубнова — Галеркина получена следующая формула для изгибно-крутильной критической силы:

$$P_{кр} = \frac{4}{l} \left\{ \left[ \frac{Ne_x^b}{2} - \frac{b}{\pi^2} \left( EI_x \frac{\pi^2}{l^2} + N \right) \right] + \right. \\
+ \sqrt{ \left[ \frac{Ne_x^b}{2} - \frac{b}{\pi^2} \left( EI_x \frac{\pi^2}{l^2} + N \right) \right]^2 + \left( EI_x \frac{\pi^2}{l^2} + N \right) (GI_d + Nr^2) - \\
\left. - \frac{EI_x \frac{\pi^2}{l^2} + N}{EI_y \frac{\pi^2}{l^2} + N} \frac{Ne_y^b}{4} - \frac{N^2 e_x^{b^2}}{4} \right\}$$

Анализ результатов теоретического исследования (рис. 5) позволил оценить влияние разворота верхнего пильного шкива на устойчивость ленточных пил. Так, при развороте верхнего шкива у ленточно-пильного станка модели «Стандарт», ГДР ( $D = 1000$  мм) на 20° устойчивость ленточной пилы шириной 75 мм (без учета высоты зубьев),

Рис. 5. Изменение критической силы  $P_{кр}$  в зависимости от угла разворота  $\varphi$  верхнего шкива для ленточной пилы ( $b = 75$  мм;  $\delta = 1,0$  мм): а — при напряжении от усилия натяжения  $\sigma_0 = 6 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>; б —  $8 \cdot 10^7$ ; в —  $9 \cdot 10^7$ ; г —  $10 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>



толщиной 1,0 мм увеличивается на 4,7 % при  $\sigma_0 = 6 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>, а при  $\sigma_0 = 9 \cdot 10^7$  и  $\sigma_0 = 10 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup> — соответственно на 4,9 и 5,3 %.

Установлено, что положительное влияние разворота верхнего шкива на устойчивость пилы увеличивается не только при возрастании усилия натяжения, но и при уменьшении ширины пилы. Так, если для ленточной пилы шириной 75 мм при  $\sigma_0 = 9 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup> величина  $P_{кр}$  при развороте шкива на 20° повышается на 4,9 %, то для пил шириной 65 и 55 мм это увеличение составляет 5,6 и 6,0 %.

Для выявления эффективности направлений разворота верхнего шкива (по направлению вектора скорости подачи  $\vec{u}$  или против вектора) были проведены специальные опыты на экспериментальной установке, созданной на базе ленточнопильного станка модели «Стандарт» (ГДР). Она не имеет механизма для разворота верхнего шкива, поэтому разворот моделировали при помощи набора специальных клиньев-щупов, закладываемых между ободом верхнего шкива и полотном пилы в зоне схода пилы со шкива (рис. 6).

Для моделирования разворота шкива по направлению вектора скорости подачи  $\vec{u}$  набор клиньев-щупов закладывали в рабочей ветви в зоне зубчатой кромки 1 (рис. 6, а), а на холостой ветви — в зоне задней кромки 4 пилы. Направление разворота верхнего шкива против вектора скорости подачи  $\vec{u}$  моделировали согласно схеме, представленной на рис. 6, б.

Толщину клиньев-щупов, необходимую для обеспечения требуемого разворота шкива, определяли в соответствии с рекомендациями [7], по которым суммарные углы встречи  $\epsilon$  должны находиться в пределах от 4°51' до 27°13'.

Расчетные значения толщин клиньев-щупов, принимаемые при комплектовании их наборов для обеспечения соответствующего угла разворота  $\varphi$ , представлены в таблице.

Эффективность разворота верхнего шкива оценивали по изменению поперечной жесткости ленточных пил и по величине  $P_{кр}$ , регистрируемой

Суммарный угол встречи (разворота), мин	Толщина набора клиньев-щупов для ленточнопильных станков, мм	
	«Стандарт» (ширина шкива $B_{шк} = 80$ мм)	«Тюгоку Кякай» (ширина шкива $B_{шк} = 120$ мм)
6	0,14	0,21
12	0,28	0,42
24	0,56	0,84
30	0,70	1,05
60	1,40	2,10

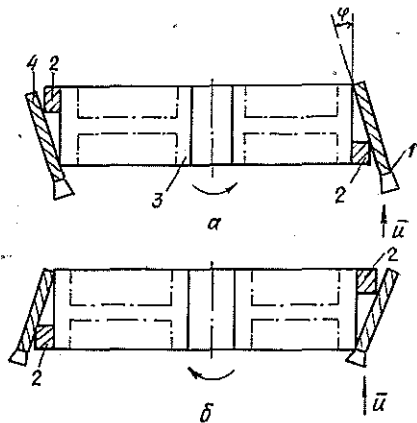


Рис. 6. Схема моделирования разворота верхнего шкива 3 при помощи клиньев-щупов 2

при нагружении пилы в плоскости наибольшей жесткости, создаваемой через образцовый динамометр типа ДОСМ-3-01. Момент потери устойчивости полотном пилы плоской формы равновесия устанавливали при помощи трех боковых индикаторов часового типа с точностью до 0,01 мм [4]. Жесткость опытной пилы измеряли в трех позициях сечения полотна (по оси полотна, на расстояниях 5 мм от впадины зубьев и 5 мм от задней кромки), расположенного в середине пролета между шкивами. Для измерения жесткости пилы применяли специальный жесткомер, используемый для этих целей при исследованиях напряженного состояния круглых, рамных и ленточных пил. Боковое давление жесткомера на пилу устанавливали равным 20 Н.

Все опыты проводили при параллельном (горизонтальном) положении осей пильных шкивов, контролируемом при помощи специального угломера конструкции АЛТИ [1], обеспечивающего точность измерения до 1'. Стабилизацию усилия натяжения пилы обеспечивали при помощи специального гидродомкрата.

В результате проведенных исследований установлено, что разворот верхнего шкива по направлению вектора скорости подачи  $u$  всегда обеспечивает повышение поперечной жесткости режущей кромки ленточной пилы. Для пилы шириной 75 мм, толщиной 1,0 мм при  $\sigma_0 = 10 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup> и  $\varphi = 6 \dots 60'$  поперечная жесткость зубчатой кромки возрастает от 3,5 до 12 %. Соответствующее повышение устойчивости пилы зафиксировано в опытах при нагружении пилы в плоскости наибольшей жесткости.

Экспериментальные исследования в производственных условиях Новоятского лыжного комбината проведены на ленточнопильном станке фирмы «Тюоку Кикай», Япония ( $D = 1200$  мм) при моделировании угла разворота верхнего пильного шкива при помощи набора клиньев-шупов. Толщину наборов устанавливали в соответствии с расчетными значениями, представленными в таблице. Объектом исследования служили ленточные пилы толщиной 1,2 мм и шириной 150 мм.

Эффективность разворота верхнего шкива оценивали только по показателю поперечной жесткости зубчатой кромки пил. Поперечную жесткость пил измеряли по методике, аналогичной применяемой в лабораторных условиях, и при помощи того же жесткомера, обеспечивающего величину бокового давления на пилу, равную 20 Н.

Этими экспериментами установлено, что разворот верхнего шкива по направлению вектора скорости подачи  $u$  обеспечивает повышение поперечной жесткости пилы. При натяжении пил на шкивах с рекомендуемым фирмой усилием натяжения ( $\sigma_0 = 9 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>) и изменении  $\varphi$  до 60' поперечная жесткость зубчатой кромки возрастает до 10 %.

Производственные испытания пил после регулировки разворота верхнего шкива проводили, распиливая березовые кряжи диаметром 18...38 см, длиной 2,5 м. Режимы пиления соответствовали обычному производственному ритму, обеспечивающему заданный уровень производительности, т. е. 18...20 м<sup>3</sup> в смену. Регулировку разворота верхнего шкива производили при помощи имеющегося в конструкции станка механизма разворота для пил, которые начинали выпиливать лыжные заготовки с повышенной разнотолщиной. Критерием оптимального разворота шкива служил угол разворота, при котором прекращалось выпиливание брака этой же самой пилой.

По материалам исследований и производственных испытаний установлено, что для данной модели ленточнопильных станков диапазон регулирования угла разворота верхнего шкива не выходил за пределы от 5 до 15'. Большого разворота требовали пилы, имеющие высокую степень вальцевания (стрела прогиба  $f = 0,24 \dots 0,29$  мм), что приводило к более значительным поперечным искривлениям полотна в зоне резания (рис. 2), особенно при износе ободов пильных шкивов.

Многолетние наблюдения за эксплуатацией ленточных пил дали возможность установить, что при оптимальном напряженном состоянии пил и их плоскостности в зоне резания (между направляющими) практически нет простоев оборудования из-за зарезания пил и появления брака. При значительном износе ободов пильных шкивов и увеличении их первоначальной выпуклости пилы в зоне резания также приобретают выпуклость, и это искривление поперечного сечения полотна в зоне резания вызывает брак — появление волнистого пропила.

Разворотом верхнего пильного шкива в направлении вектора скорости подачи  $u$  удастся несколько исправить это искривление поперечного сечения полотна за счет его упругого распрямления и обеспечить

сведение к минимуму угла ориентации передней грани зубьев пилы  $\Delta\alpha$  (рис. 2) по отношению к вектору скорости подачи  $u$ . Это создаст условия для устранения волнистого пропила.

В данном случае не важно, по какой поверхности — винтовой или более сложной — движется полотно пилы, а важно, чтобы в зоне резания древесины эта поверхность деформировалась на плоскую, единственно допустимую для нормального процесса распиловки. Этому способствует разворот верхнего шкива в направлении вектора скорости подачи, обеспечивающий повышение поперечной жесткости и устойчивости пилы и упругое распрямление полотна пилы в зоне резания.

### Выводы

1. Механизм разворота верхнего пильного шкива необходим в конструкциях современных ленточнопильных станков как эффективное средство повышения работоспособности ленточных пил.

2. При наличии неизбежных погрешностей в техническом состоянии ленточнопильных станков и изменений в напряженном состоянии используемых ленточных пил регулирование угла разворота верхнего шкива достаточно в диапазоне  $5 \dots 25'$ .

3. Разворот верхнего пильного шкива обеспечивает повышение устойчивости и поперечной жесткости ленточных пил и способен создать в момент врезания в древесину оптимальную ориентацию передней грани зубьев по отношению к вектору скорости подачи распиливаемого пиломатериала.

### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. А. с. 326050 СССР, МКл. В 27в 13/04. Прибор для измерения угла наклона шкивов ленточнопильных станков / Ю. И. Юрьев, В. И. Веселков (СССР).— № 1451945/29—33; Заявлено 23.06.70; Опубл. 19.01.72, Бюл. № 4 // Открытия. Изобретения.— 1972.— № 4.— С. 43. [2]. Веселков В. И. Исследование условий формирования напряженного состояния делительных ленточных пил методом вальцевания: Дис... канд. техн. наук.— Л., 1971.— 187 с. [3]. Веселков В. И., Веселкова Б. А. Особенности влияния наклона пильных шкивов ленточнопильных станков на напряженное состояние и устойчивость ленточных пил // Лесн. журн.— 1982.— № 3.— С. 79—83. (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Веселкова Б. А. Решение задачи об устойчивости плоской формы изгиба ленточных пил // Вопросы резания, надежности и долговечности дереворежущих инструментов и машин: Межвуз. сб. науч. тр.— Л.: ЛТА, 1977.— Вып. 4.— С. 39—41. [5]. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни.— М.: Госфизматиздат, 1959.— 566 с. [6]. Трухин Э. В. Исследование устойчивости ленточных пил в зависимости от основных технологических и конструктивных факторов: Автореф. дис... канд. техн. наук.— М., 1975.— 28 с. [7]. Феоктистов А. Е. Ленточнопильные станки.— М.: Лесн. пром-сть, 1976.— 151 с.

Поступила 4 мая 1987 г.

УДК 674.815-41

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ИЗ ДРЕВЕСНО-КЛЕЕВОЙ ПРЕССМАССЫ

А. Н. ОБЛИВИН, С. З. САГАЛЬ, В. В. КОРОТКИЙ, А. И. ПОЖИТОК

Украинское научно-производственное деревообрабатывающее объединение  
Московский лесотехнический институт

Композиционные материалы из древесно-клеевой смеси представляют собой анизотропное, полидисперсное капиллярно-пористое тело, получаемое в процессе горячего прессования, которое сопровождается интенсифицированным тепло-массообменом между консолидируемым брикетом, плитами пресса и окружающей средой.