

## ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ ПАЧКИ БРЕВЕН НА ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ ЦЕПЕЙ РАЗОБЩИТЕЛЯ

В лесной отрасли промышленности перспективными являются транспортные операции с пакетами круглых лесоматериалов. В последующем для загрузки технологических агрегатов возникает необходимость разбора пакетов и поштучной выдачи лесоматериалов. Для этого используются гидроманипуляторы, элеваторы, раскатные столы, растаскиватели и другие загрузочные устройства.

В работах [1,2] дано описание конструкции и принципа работы загрузочного устройства для разбора пачек круглых лесоматериалов. Надежность работы устройства во многом зависит от правильного выбора оптимальных параметров его целевых органов. В данном случае необходимо изучать структуру пачек и величину действующих на нее сил.

Пачка заготовок, помещенная в приемную часть загрузочного устройства, не изменяет своей первоначальной формы самопроизвольно, поскольку вес заготовок уравновешивается нормальными силами и силами трения между заготовками внутри пачки и элементами устройства. Для разбора пачки необходимо, как минимум, выполнить работу по преодолению этих сил (разрушению внутренних связей) и по перемещению заготовок в зону выдачи. На величину усилия, под воздействием которого происходит разделение пачки, наиболее существенное влияние оказывают следующие факторы: количество заготовок в пачке, форма ее поперечного сечения, вес и кривизна заготовок, нечисто срезанные сучья, непостоянство породного состава, изменчивость в самых широких пределах и последовательностях весовых и геометрических параметров извлекаемых заготовок, сила трения заготовок между собой и элементами устройства.

Установим закономерности процесса разделения пачки заготовок и определим тяговое усилие, необходимое для осуществления процесса разделения. Для упрощения дальнейших расчетов примем следующие допущения: пачка состоит из заготовок одинакового (среднего) диаметра; перемещение заготовок относительно друг друга, а также относительно элементов захватного механизма происходит путем чистого скольжения; поперечное сечение пачки имеет форму параллелограмма с углом наклона граней  $\alpha_0$ , равным углу естественного откоса данной совокупности сечений заготовок; усилие от заготовки к заготовке в плоскости  $i$ -го захватного механизма передается через точки контакта сечений.

Введем понятие структуры совокупности сечений заготовок. Под структурой будем понимать взаимное расположение нормальных сечений заготовок в площади поперечного сечения пачки.

Исследованиями [3] установлено, что из заготовок одинакового размера геометрически можно создать структуры с шестью, пятью, четырьмя, тремя и двумя контактами у каждой заготовки (рис. 1).

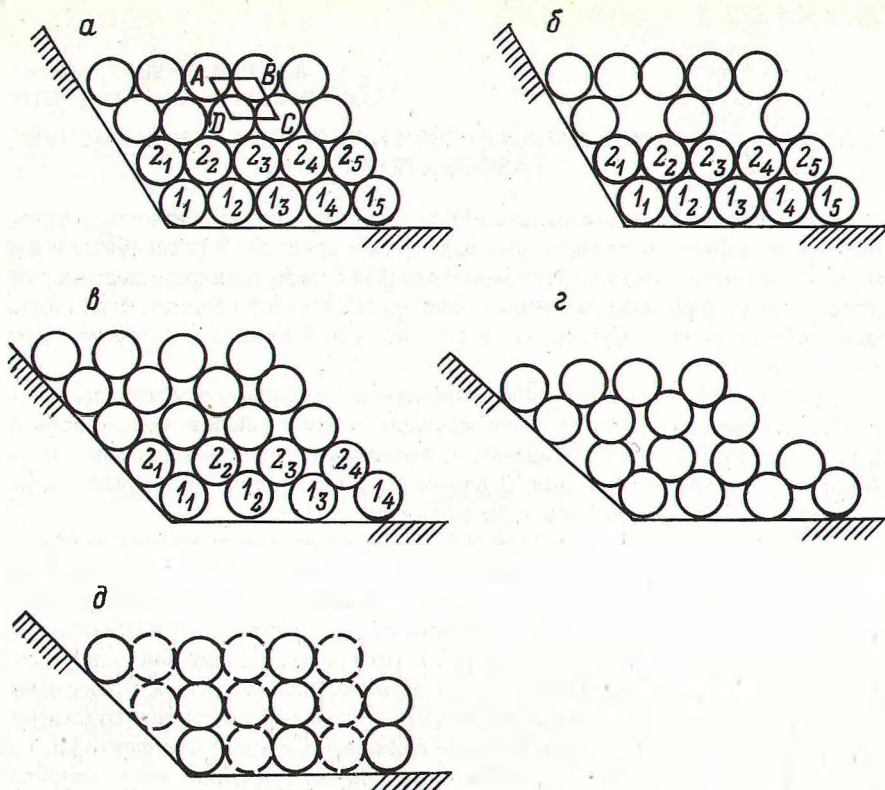


Рис. 1. Возможные варианты структуры сечений пачки заготовок: а, б, в, г — соответственно с шестью, пятью, четырьмя, тремя и двумя точками контакта.

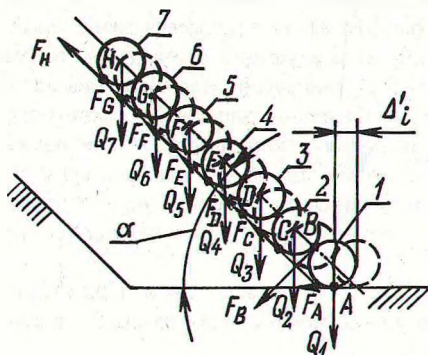


Рис. 2. Схема изменений в структуре пачки при смещении крайней заготовки и действующих на систему сил.

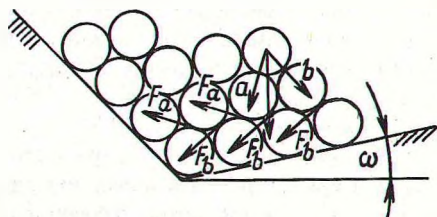


Рис. 3. Схема действия сил при расположении пачки в зоне загрузки устройства.

Следует отметить, что наличие той или иной структуры у совокупности сечений в значительной степени зависит от взаимного расположения сечений первого горизонтального ряда.

Рассмотрим закономерности взаимного движения сечений при относительном движении крайней справа заготовки (рис. 2). Все заготовки в пачке находятся на различных потенциальных уровнях. Структура пачки не нарушается при прохождении захватных механизмов под пачкой. При выходе кривошипа из-под пачки кулиса отделяет заготовку 1, в результате имеющиеся связи нарушаются, заготовки крайнего вертикального ряда оказываются в неустойчивом положении и будут стремиться к уменьшению своей потенциальной энергии. После того как заготовка 1 сместится вправо на величину  $\Delta_i$ , выше расположенные заготовки крайнего вертикального ряда соскользнут на некоторую величину, как одно целое, испытывая трение скольжения в точках контакта С—Н. Заготовка 1 будет испытывать трение скольжения в точках А и В. При ее полном отделении от пачки каждая из заготовок крайнего правого ряда сместится вниз на величину  $d \sin \alpha_0$ , в результате чего заготовка 2 займет положение заготовки 1. При повторении цикла от пачки отделяется заготовка 2 и т.д. до заготовки 7, после чего крайним становится предыдущий вертикальный ряд.

При определении тягового усилия, необходимого для осуществления процесса разделения, в качестве расчетной примем шестиконтактную структуру пачки заготовок, имеющую наибольшую плотность  $\mu$ .

Расчеты выполним для случая, когда направляющие следи расположены под углом  $\omega$  к горизонту (рис. 3), вследствие чего составляющие а и б силы собственного веса заготовки не одинаковы по величине и равны [4]:

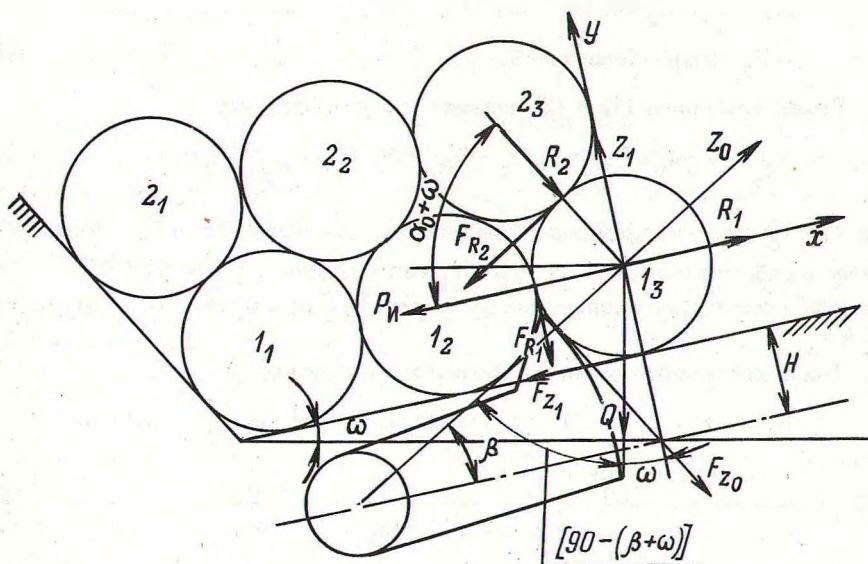


Рис. 4. Схема сил, действующих на крайнюю заготовку.

$$a = \frac{Q \sin \left( \frac{\alpha_0}{2} + \omega \right)}{\sin \alpha_0} ; b = \frac{Q \sin \left( \frac{\alpha_0}{2} - \omega \right)}{\sin \alpha_0} ,$$

где  $a$  — составляющая веса заготовки, проекция которой на направляющие слги действует в сторону, противоположную направлению движения захватных механизмов;  $b$  — составляющая веса заготовки, проекция которой на направляющие слги действует в сторону движения захватных механизмов.

Исходя из сказанного, примем расчетную схему, которая изображена на рис. 4.

На отделяемую заготовку действуют следующие силы:  $Q$  — вес заготовки;  $P_{\text{и}} = m \cdot a$  — сила инерции;  $R_1$  — реакция заготовки  $1_2$  на заготовку  $1_3$ ;  $F_{R_1}$  — сила трения скольжения заготовки  $1_3$  о заготовку  $1_2$ ;  $R_2$  — реакция заготовки  $2_3$  на заготовку  $1_3$ ;  $F_{R_2}$  — сила трения скольжения заготовки  $1_3$  о заготовку  $2_3$ ;  $Z_1$  — реакция направляющих слг на заготовку  $1_3$ ;  $Z_0$  — реакция рабочей поверхности кулисы на заготовку  $1_3$ ;  $F_{Z_1}$  и  $F_{Z_0}$  — силы трения скольжения заготовки о направляющие слги и рабочую поверхность кулисы.

Дифференциальное уравнение движения заготовки в проекциях на оси координат можно записать в виде

$$\Sigma x = R_1 + R_2 \cos(\alpha_0 + \omega) - F_{R_2} \sin(\alpha_0 + \omega) - P_{\text{и}} + Z_0 \cos \beta + F_{Z_0} \sin \beta - F_{Z_1} - Q \sin \omega = 0; \quad (1)$$

$$\Sigma y = Z_1 - R_2 \sin(\alpha_0 + \omega) - F_{R_2} \cos(\alpha_0 + \omega) - F_{R_1} + Z_0 \sin \beta - F_{Z_0} \cos \beta - Q \cos \omega = 0. \quad (2)$$

Решая уравнения (1) и (2) совместно и учитывая, что

$$F_{Z_0} = Z_0 \cdot f'_0; F_{Z_1} = Z_1 \cdot f''_0; F_{R_1} = R_1 \cdot f'_1; F_{R_2} = R_2 \cdot f''_1,$$

где  $f'_0 = f''_0 = f_0$  — коэффициент трения скольжения заготовки  $1_3$  соответственно о рабочую поверхность кулисы и направляющие слги;  $f'_1 = f''_1 = f_1$  — коэффициент трения скольжения заготовки  $1_3$  соответственно о заготовки  $1_2$  и  $2_3$ .

После соответствующих преобразований получим

$$Z_0 = \frac{R_1 (1 - f'_0 \cdot f_1) + R_2 [(1 - f'_0 \cdot f_1) \cos(\alpha_0 + \omega) + (f_0 \cdot f_1) \sin(\alpha_0 + \omega)] - Q (\sin \omega + f_0 \cos \omega) - m \ddot{x}}{\cos \beta (1 - f_0^2) + 2 f_0 \sin \beta} \quad (3)$$

В выражении (3) неизвестными являются  $R_1$ ,  $R_2$  и  $P_{\text{и}} = m \ddot{x}$ .

Реакция заготовки  $1_2$  на заготовку  $1_3$  численно равна

$$R_1 = \sum_1^R b \cdot \cos(a_0 + \omega) - \sum_1^n a \cdot \cos(a_0 + \omega) - Q \cdot \sin \omega = \quad (4)$$

$$= Q \left\{ \frac{\cos(a_0 + \omega)}{\sin a_0} \left[ (\kappa - 1) \cdot \sin\left(\frac{a_0}{2} - \omega\right) - (n - 1) \cdot \sin\left(\frac{a_0}{2} + \omega\right) \right] - \sin \omega \right\}.$$

Величину  $R_2$  можно определить из следующего выражения:

$$R_2 = \sum_1^{\kappa} b - \sum_1^{\kappa} F_a, \quad (5)$$

где  $\sum_1^{\kappa} b$  — составляющая веса заготовок крайнего вертикального ряда, проекция которой на направляющие следи действует в направлении движения захватного механизма

$$\sum_1^{\kappa} b = b \cdot (\kappa - 1) = \frac{Q \sin\left(\frac{a_0}{2} - \omega\right)}{\sin a_0} (\kappa - 1). \quad (6)$$

Здесь  $F_a$  — сила трения скольжения между заготовками последнего, по ходу движения захватного механизма, вертикального ряда и предпоследнего

$$\sum_1^{\kappa} F_a = (\kappa - 1) \cdot f_1 \cdot a = (\kappa - 1) \cdot f_1 \cdot \frac{Q \cdot \sin\left(\frac{a_0}{2} + \omega\right)}{\sin a_0}. \quad (7)$$

С учетом (6) и (7) выражение (5) примет вид

$$R_2 = \frac{Q(\kappa - 1)}{\sin a_0} \left[ \sin\left(\frac{a_0}{2} - \omega\right) - f_1 \cdot \sin\left(\frac{a_0}{2} + \omega\right) \right]. \quad (8)$$

Величину  $P_{и} = m \cdot \ddot{x}$  можно определить из условия, что реакции  $R_1$  и  $R_2$  достигают своих максимальных значений в момент движения заготовки 1<sub>3</sub> с максимальным ускорением  $P_{и} = m \cdot \ddot{x} = m \cdot a_{\max}$ . Ускорение  $a_{\max}$  можно определить, допуская, что заготовка 1<sub>3</sub> приобретает скорость установившегося движения относительно своего первоначального положения только после смятия коры и частично древесины в точке контакта заготовки с рабочей поверхностью кулисы, т.е. за время прохождения механизмом расстояния, равного толщине коры.

Толщина коры хвойных пород определится по формуле [5]

$$\delta_0 = a_0 + b_0 (d - 100),$$

где  $d$  — диаметр заготовки;  $a_0$  и  $b_0$  — эмпирические коэффициенты (для сосны  $a_0 = 2,8$  мм,  $b_0 = 0,018$ ; для ели  $a_0 = 3$  мм,  $b_0 = 0,024$ ).

Время смятия коры

$$t_{\text{см}} = \frac{\delta_0}{V_{\text{отн}}},$$

где  $V_{\text{отн}} = V_{\text{з.м}}^e$  — скорость перемещения центра заготовки 1<sub>3</sub> относительно своего первоначального положения, численно равная скорости перемещения захватных механизмов.

Тогда

$$t_{\text{см}} = \frac{\delta_o}{V_{\text{з.м}}^e}$$

Ввиду того что  $a = \frac{V_{\text{отн}}}{t_{\text{см}}} = \frac{V_{\text{з.м}}^e}{t_{\text{см}}}$ , будем иметь  $a = \frac{(V_{\text{з.м}}^e)^2}{\delta_o}$ .

В результате

$$P_{\text{и}} = m \cdot \frac{(V_{\text{з.м}}^e)^2}{\delta_o} \quad (9)$$

С учетом (4), (8) и (9) выражение (3) примет вид

$$Z_o = \frac{Q \cdot (1 - f_o \cdot f_1) \left\{ \frac{\cos(a_o + \omega)}{\sin a_o} [(\kappa - 1) \cdot \sin(\frac{a_o}{2} - \omega) - (n - 1) \sin(\frac{a_o}{2} - \omega)] - \sin \omega \right\} + \frac{Q(\kappa - 1)}{\sin a_o} [\sin(\frac{a_o}{2} - \omega) - f_1 \sin(\frac{a_o}{2} + \omega)] \cdot [(1 - f_o \cdot f_1) \cos(a_o + \omega) + (f_o - f_1) \cdot \sin(a_o + \omega)] - Q(\sin \omega + f_o \cdot \cos \omega) - M \cdot \frac{(V_{\text{з.м}}^e)^2}{\delta_o}}{\cos \varphi (1 - f_o^2) + 2 \cdot f_o \cdot \sin \varphi}$$

Мощность привода загрузочного устройства при установившейся скорости захватных механизмов определяется из выражения

$$N = \frac{Z_m \cdot V_{\text{з.м}}^e}{\eta}$$

где  $Z_m = Z_{\text{х.х}} + Z_o \cdot (\cos \beta + f_2 \cdot \sin \beta)$  — усилие в тяговом органе, равное геометрической сумме усилий холостого хода устройства  $Z_{\text{х.х}}$  и дополнительного усилия, необходимого для отделения от пачки одной заготовки;  $f_2$  — коэффициент трения скольжения захватных механизмов о их направляющие;  $\eta$  — КПД передачи.

Из выражения (10) следует, что усилие, затрачиваемое на отделение от пачки лесоматериалов, зависит от их размерно-качественных показателей и от количества бревен на линии сползания.

Увеличение угла наклона  $\omega$  направляющих слег приводит к уменьшению численного значения  $Z_o$ .

Результаты теоретических исследований динамики процесса разбора пачки лесоматериалов позволяют сделать следующие выводы:

— в общем случае, при разнообразном сочетании диаметров заготовок, находящихся в пачке, структура ее неоднородна и представляет разные совокупности соприкасающихся между собой сечений:

— из заготовок одинакового (среднего) диаметра геометрически можно создать структуры с шестью, пятью, четырьмя, тремя и двумя контактами у каждой заготовки;

— наименее благоприятной для разделения является структура с шестью точками контакта у каждой заготовки, как обладающая наибольшей плотностью;

— процессы, происходящие в пачке заготовок при действии на нее захватных механизмов, предложенного устройства являются оптимальными, так как обеспечивают отделение от пачки одной крайней заготовки;

— усилие в тяговом органе загрузочного устройства зависит от многих факторов; влияние некоторых из них определяется из выражения (10), которое является основой расчета мощности привода устройства.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г а й д у к е в и ч Д.М. Разбор пакетов круглых лесоматериалов. — В кн.: Новое в технике и технологии лесосплава: Тез. докл. к IV научн.-техн. конф. Л., 1976, с. 64—66.
2. Л е б е д ь С.С., Г а й д у к е в и ч Д.М. Разрешающая способность захватного приспособления. — Лесной журнал. Архангельск, вып. 4, с. 115—119.
3. К а н д а у р о в И.И. Механика зернистых сред и ее применение в строительстве. — М.: Стройиздат, 1966. — 368 с.
4. Б а т и н И.В., Д у д ю к Д.Л. Основы теории и расчета автоматических линий лесопромышленных предприятий. — М.: Лесная промышленность, 1975. — 175 с.
5. Р а х м а н о в С.И., Г о р о х о в с к и й К.Ф., Л и в ш и ц Н.В. Основы расчета оборудования лесозаготовок. — М.: Лесная промышленность, 1973. — 191 с.

УДК 674.02

С.Х. БУДЫКА, докт. техн. наук,  
Р.В. ФИЛИПП, канд. техн. наук,  
А.А. ЛАРИОНОВ, канд. техн. наук (БТИ)

#### РАЗРАБОТКА И ИСПЫТАНИЕ ДЕЙСТВУЮЩЕГО МАКЕТА УСТАНОВКИ ЩЕТОЧНОЙ ОЧИСТКИ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ

Многие круглые лесоматериалы поступают на переработку в загрязненном состоянии, что вызывает сильный износ инструментов и снижает качество окончательного продукта.

В Белорусском технологическом институте разработана и изготовлена опытная установка щеточной очистки круглых лесоматериалов БТИ-700 (рис. 1).

Основными узлами установки являются: ротор 1, коромысло 2 с противовесом 3, рама 4, приводной электродвигатель 5 и загрузочное устройство. Ротор имеет специальные рычаги 6 с закрепленными на них цилиндрическими щетками 7, вращающимися вокруг своей оси и вместе с ротором, — вокруг очищаемого бревна.

На рис. 1 представлена кинематическая схема установки. Приводной электродвигатель 5 через цепную передачу 8 приводит во вращение большую звездочку 9 ротора 1. В обоймах 10 ротора 1 укреплен вал 11 рычага 6, на концы которого насажены звездочки. Звездочка 12 обегает вокруг средней,