

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ ЗАХВАТНЫХ ОРГАНОВ
ПОПЕРЕЧНЫХ ЦЕПНЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ

В настоящее время в лесной промышленности наблюдается тенденция к доставке лесоматериалов потребителю в едином транспортном пакете. Предприятия лесной промышленности, лесоперевалочные комбинаты и лесобиржи оснащены большим количеством кранов, грузоподъемность которых позволяет осуществлять выгрузку сырья целыми пакетами, что значительно повышает производительность и улучшает условия труда. Для сортировки лесоматериалов необходимы разборка пакета и поштучная выдача бревен. Эти операции выполняются различными по конструкции и принципу работы раскаточными и растаскивающими устройствами. Наибольшее распространение получили устройства, выполненные по типу поперечного цепного транспортера, тяговые цепи которого могут снабжаться захватными механизмами разной конструкции.

Важным моментом является увязка производительностей устройств по разбору пакета и механизмов, предназначенных для выполнения последующих операций технологического процесса. При этом обеспечение необходимой производительности растаскивающих устройств можно осуществлять как посредством изменения скорости движения тяговых цепей, так и количеством пар захватных механизмов. Предпочтительнее первый способ, так как в этом случае упрощается конструкция, повышается надежность работы устройства, облегчается процесс его обслуживания и ремонта. Однако этот способ требует определения предельно допустимых скоростей тяговых цепей. Причем скорости эти должны быть получены из условий, исключающих возможность перекатывания бревен через захватные органы за счет совокупного действия реальных и инерционных сил.

На рис. 1 изображены принципиальные схемы процесса взаимодействия бревна, лежащего на неподвижных горизонтальных направляющих, с захватным механизмом, закрепленным на тяговой цепи.

В целях получения аналитической зависимости для определения предельно допустимых скоростей нами рассмотрено движение бревна относительно захватного механизма (подвижная система координат связана с последним), при этом использованы основные общие теоремы механики.

Для начального момента использована теорема об изменении момента количества движения

$$L_{II} - L_I = \Sigma M(S_B), \quad (1)$$

при этом

$$L_I = mv_1 r \sin \alpha, \quad (2)$$

$$L_{II} = mv_{II} r + I_B \omega_{II}, \quad (3)$$

где L_I — момент количества движения бревна относительно точки В (рис. 1, а) до встречи с захватным механизмом; L_{II} — момент количества движения бревна относительно точки В после встречи с захватным механизмом; $\Sigma M(S_B)$ — сумма

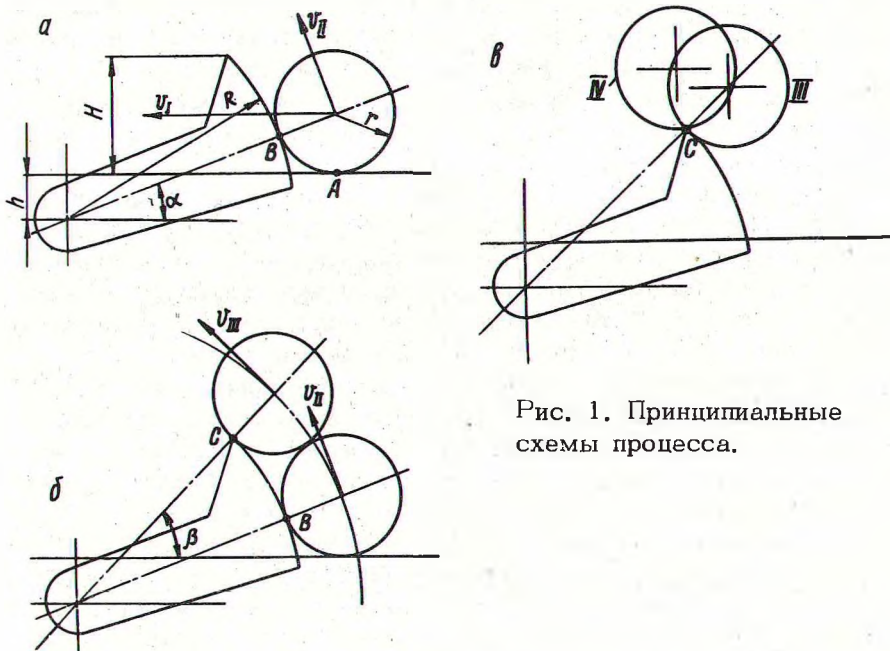


Рис. 1. Принципиальные схемы процесса.

моментов всех внешних сил относительно точки В; v_1 — скорость движения бревна до момента встречи, равная скорости движения тяговых органов; v_{II} — скорость движения бревна после момента встречи его с захватным механизмом; m — масса бревна; α — угол между направляющей и плоскостью, проходящей через ось крепления захватного механизма и осевую линию бревна в положении II (рис. 1, а); r — радиус бревна; J_B — момент инерции бревна относительно точки

ω_{II} — угловая скорость разворота бревна относительно точки В (рис. 1, а).

Подставляя в выражение (1) соответствующие значения для L_I и L_{II} , а также принимая во внимание, что момент удара бревна о захватный механизм $\Sigma M(S_B) = 0$, после несложных преобразований получим следующее выражение для определения угловой скорости:

$$\omega = \frac{2}{5} \frac{v \sin \alpha}{r}. \quad (4)$$

При рассмотрении процесса перехода бревна из II положения в III (рис. 1, б) воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии

$$T_{III} - T_{II} = A_{II-III}. \quad (5)$$

При этом

$$T_{II} = \frac{5}{4} m \omega_{II}^2 r^2, \quad (6)$$

$$T_{III} = \frac{5}{4} m \omega_{III}^2 r^2, \quad (7)$$

$$A_{II-III} = -mg(R+r) (\sin \beta - \sin \alpha), \quad (8)$$

где T_{II} — кинетическая энергия бревна во втором положении; T_{III} — кинетическая энергия бревна в третьем положении; A_{II-III} — работа внешних сил при переходе бревна из II положения в III; ω_{III} — угловая скорость разворота бревна относительно точки С; g — ускорение свободного падения; r — радиус бревна; R — радиус дуги окружности рабочей части захватного механизма; β — угол между направляющей и плоскостью, проходящей через ось крепления захватного механизма и ось вую линию бревна в положении III ($\beta = \arcsin \frac{H+h}{R}$ рис. 1, б); H — высота выступа захватного механизма над направляющей; h — расстояние от оси крепления захватного механизма до направляющей.

После подстановки в выражение (5) соответствующих значений для кинетической энергии во II и III положениях, значений работы внешних сил при переходе бревна из положения II в III и некоторых других преобразований получим выражение для определения угловой скорости бревна

$$\omega_{III} = \sqrt{\left(\frac{2}{5} \frac{v \sin \alpha}{r}\right)^2 - \frac{4g}{5r^2} (R+r)(\sin \beta - \sin \alpha)} \quad (9)$$

При переходе бревна из III положения в IV происходит разворот его относительно точки С (рис. 1, в). Положение IV соответствует состоянию предельного равновесия бревна, при котором его угловая скорость $\omega_{IV} = 0$, так как при дальнейшем развороте центр тяжести его сместился бы влево, и захватный механизм прошел бы под бревном. Как и в предыдущем случае, при рассмотрении этого процесса воспользуемся теоремой об изменении кинетической энергии:

$$T_{IV} - T_{III} = A_{III-IV}, \quad (10)$$

$$T_{III} = \frac{5}{2} m \frac{(\omega_{III} r)^2}{2}, \quad (11)$$

$$T_{IV} = \frac{3}{2} m \frac{(\omega_{IV} r)^2}{2}, \quad (12)$$

$$A_{III-IV} = -mgr(1 - \sin \beta). \quad (13)$$

Подставляя в выражение (10) значения для T_{III} , T_{IV} , A_{III-IV} , проведя соответствующие преобразования и обозначив v_1 через v , получим выражение для определения угловой скорости бревна в четвертом положении

$$\omega_{IV} = \sqrt{\frac{4v^2 \sin^2 \alpha}{15r^2} - \frac{4g}{3r^2} (R+r)(\sin \beta - \sin \alpha) - \frac{4g}{3r} \times (1 - \sin \beta)}. \quad (14)$$

Но так как положение IV соответствует состоянию предельного равновесия бревна, то, полагая $\omega_{IV} = 0$, после несложных преобразований получаем аналитическое выражение для определения предельно допустимой скорости движения тяговых органов растаскивающих устройств

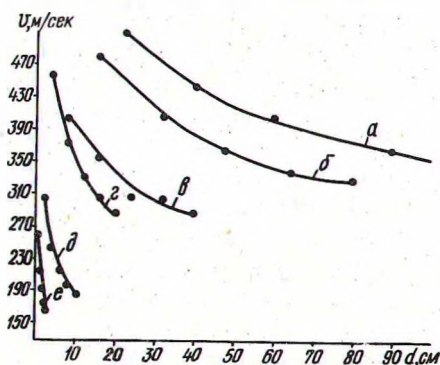
$$v = \sqrt{\frac{5g}{\sin \alpha} \sqrt{(R+r)(\sin \beta - \sin \alpha) + (1 - \sin \beta)}} \quad (15)$$

Принимая конструктивно основные габаритные размеры захватного механизма и задаваясь рядом значений диаметра бревна, получаем соответствующие значения предельно допустимых скоростей движения тяговых органов.

Значения для диаметра бревна выбираются из условия, что данная конструкция захватного механизма обеспечивает надежный разбор пакета лесоматериалов с поштучной выдачей отобранных бревен при соотношении $\frac{d_{\min}}{d_{\max}} = \frac{1}{5}$.

По данным значений предельно допустимых скоростей движения тяговых органов и диаметров бревен, нами был построен ряд графиков связи $v = f(d)$ для соответствующих значений габаритных замеров (рис. 2) захватного механизма.

Рис. 2. График зависимости, $v = f(d)$:
 а — R, H, h соответственно равны 25, 14, 9 см;
 б — R, H, h = 20, 10, 7 см;
 в — R, H, h = 15, 8, 6 см;
 г — R, H, h = 10, 5, 4 см;
 д — R, H, h = 4, 2, 5; 1 см;
 е — R, H, h = 2, 0, 7; 0,5 см.



Пользуясь этими графиками и зная минимальный и максимальный диаметры бревен, можно установить предельно допустимую скорость тяговых органов растаскивающего устройства и основные габаритные размеры захватных механизмов, что необходимо при проектировании растаскивающих устройств и поперечных транспортеров.