

лов значительно облегчается и упрощается. При сравнительно небольшой окружной скорости щетки происходит хорошая очистка лесоматериалов от любого загрязнения. Значительно сокращается время на очистку лесоматериалов. Улучшились условия работы, не стало пыли. Очистки лесоматериалов металлическими щетками от загрязнения очень эффективна. При увеличении окружной скорости щетки и продолжительности очистки можно частично или полностью удалить слой коры. Увлажнение оказывает существенное влияние на процесс очистки лесоматериалов и качество получаемой поверхности, повышая чистоту, уменьшая нагрев в рабочей зоне и способствуя удалению образующихся при очистке частиц материала. Поверхность бревна после очистки ее щеткой с металлическим ворсом приобрела вид, близкий к лесоматериалам, не подвергавшимся загрязнению. Для установления оптимальных режимов очистки лесоматериалов от загрязнения необходимо провести еще ряд опытов, используя различные режимы и параметры обрабатываемых материалов и применяемых инструментов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серебренецкий П.П. Обработка деталей механическими щетками. — Л., Лениздат, 1967.
2. Проскуряков Ю.Г., Куликовских В.А. Обработка поверхностей проволочными щетками. — Вестник машиностроения, 1963, № 2.
3. Куликовских В.А. Обработка деталей механическими щетками. — Станки и инструмент, 1962, № 9.

УДК 634.0.323

С.С. ЛЕБЕДЬ, канд.техн.наук,
Д.М. ГАЙДУКЕВИЧ, аспирант
(БТИ им. С.М. Кирова)

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ЗАХВАТНОГО МЕХАНИЗМА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

В данной работе на основании статических расчетов осуществлен подбор оптимальных конструктивных параметров хватного механизма — основного узла устройства поштучной выдачи бревен, разработанного в БТИ им. С.М. Кирова [1,2]. На основании проведенных расчетов и их анализа получены результаты, подтверждающие целесообразность применения такого механизма на устройствах для поштучной подачи цилиндрических изделий (бревен, труб и т.д.).

В работах [3,4] показано, что основная характеристика подобного рода устройств — их разрешающая способность, определяемая величиной отношения максимального диаметра изделия к минимальному при условии надежной поштучной выдачи. В большинстве устройств разрешающая способность зависит от величины и формы приемного гнезда, которое в свою очередь находится в тесной зависимости от радиуса изделия (бревна).

Для изучения влияния этой отличительной особенности на работоспособность хватного механизма установим в первую очередь функциональное

соотношение между линейными характеристиками приемного гнезда и радиусом изделия.

На рис. 1 представлен случай, когда изделие радиуса R находится в приемном гнезде захватного механизма, где l — длина приемного гнезда; h_1 — высота выступа кривошипа захватного механизма относительно направляющих слег (НС); h_2 — высота выступа кулисы относительно НС; θ — угол, образованный хордой CC' с направляющими слегами; НС — направляющие слег для удержания пачек изделий (бревен).

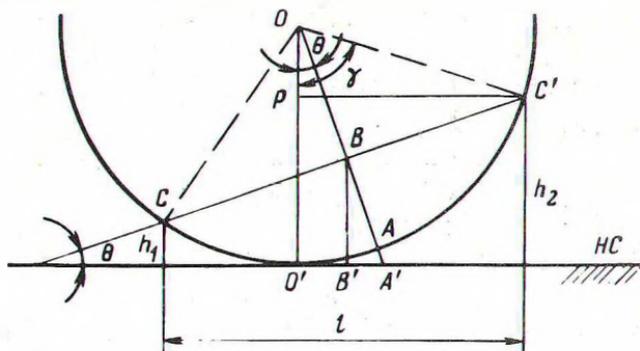


Рис. 1. Схема расположения транспортируемого изделия в приемном гнезде захватного механизма.

Будем считать известными l, h_1, h_2 . Необходимо найти радиус окружности, касающейся горизонтальной направляющей НС и проходящей через точки C и C' , положение которых фиксируется параметрами l, h_1, h_2 .

Выразим радиус изделия через длину хорды CC' и высоту сегмента $CC'A$.

Введем обозначения: $AB = h_s$; $CC' = l_s$.

$$\text{Из } \triangle OBC \text{ имеем: } R^2 - (R - h_s)^2 = \frac{l_s^2}{4}$$

$$\text{или } 8 \cdot R \cdot h_s - 4h_s^2 = l_s^2, \quad (1)$$

$$\text{где } l_s = \frac{l}{\tau}; \quad \tau = \cos \theta; \quad h_s = BA' - AA'. \quad (2)$$

$$\text{Из } \triangle OOA' : AA' = R \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right); \quad \text{из } \triangle BB'A' : BA' = \frac{BB'}{\cos \theta} = \frac{h}{\tau}, \quad \text{где}$$

$$BB' = h = \frac{h_1 + h_2}{2}.$$

В результате получим

$$h_s = \frac{l}{\tau} [h - R(1 - \tau)]. \quad (3)$$

Подставим значения для R_s и l_s из (2) и (3) в (1)

$$8R[h - R(1-\tau)]\tau - 4[h - R(1-\tau)]^2 = l^2. \quad (4)$$

После соответствующих преобразований выражение (4) примет вид

$$4R^2(\tau^2 - 1) - 8Rh = l^2 + 4h^2.$$

Разделив каждый член последнего выражения на $(\tau^2 - 1)$ и перенеся все члены в правую часть, получим приведенное квадратное уравнение

$$R^2 - R \frac{2h}{(1-\tau^2)} + \frac{l^2 + 4h^2}{4(1-\tau^2)} = 0,$$

корни которого равны:

$$R_{1,2} = \frac{h}{\Delta} \pm \sqrt{\left(\frac{h}{\Delta}\right)^2 - \frac{l^2 + 4h^2}{4\Delta}}$$

или

$$R_{1,2} = \frac{h}{\Delta} \left[1 \pm \sqrt{1 - \Delta \frac{l^2 + 4h^2}{4h^2}} \right], \quad (5)$$

где

$$\Delta = 1 - \tau^2 = \sin^2 \theta = \frac{h_2 - h_1}{\sqrt{l^2 + (h_2 - h_1)^2}}$$

Когда высоты выступов кривошипа и кулисы сравнимы, т.е. $h_2 \rightarrow h_1$ и $\Delta \rightarrow 0$, подкоренная часть выражения (5) представляется в виде ряда:

$$\sqrt{1-x} = 1 - \frac{x}{2} + \frac{1}{4}x^2 - \frac{1}{12}x^3 + \frac{5}{48}x^3 + \dots,$$

где в данном случае

$$x = \frac{\Delta(l^2 + 4h^2)}{4h^2}. \quad (6)$$

Удерживая члены третьего порядка, выражения для R можно записать так:

$$R_{1,2} = \frac{h}{\Delta} \left[1 - 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{l^2 + 4h^2}{4h^2} \right) \cdot \Delta - \frac{1}{4} \left(\frac{l^2 + 4h^2}{4h^2} \right)^2 \Delta^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{12} \left(\frac{l^2 + 4h^2}{4h^2} \right)^3 \cdot \Delta^3 \right]. \quad (7)$$

Обозначим радиус изделия для случая ($h_1 = h_2$) через R_0

$$R_o = \frac{l^2 + 4h^2}{8h} \quad (8)$$

Выражение (6) с учетом (8) примет вид

$$x = \frac{2R_o \Delta}{h} \quad (9)$$

С учетом (6) и (9) из выражения (7) получим

$$R_1 = \frac{h}{\Delta} \left(R_o \frac{\Delta}{h} - R_o^2 \frac{\Delta^2}{h^2} + \frac{8}{12} \cdot \frac{R_o^3 \Delta^3}{h^3} \right)$$

или

$$R_1 = R_o - R_o^2 \frac{\Delta}{h} + \frac{2}{3} \cdot \frac{R_o^3 \Delta^2}{h^2} \quad (10)$$

Выражение (10) применимо при $\Delta \ll h$, в общем же случае для определения R используется выражение (5), в котором физический смысл имеет знак минус, т.е.

$$R = \frac{h}{\Delta} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2R_o \Delta}{h}} \right) \quad (11)$$

Для определения крутящего момента, действующего на кулису захватного механизма, воспользуемся рис. 2, на котором представлена упрощенная кинематическая схема контакта механизма с цилиндрическим изделием (бревном).

Для упрощения поставленной задачи кривошип и кулису захватного механизма изображаем в виде прямых OA и O_1B . Для исследуемого захватного механизма характерным является случай, когда силового контакта между кривошипом и транспортируемым изделием нет, (точка A), а имеет место только кинематический контакт. В таком случае равновесие механизма возможно, если к кривошипу приложить внешний момент $M_{кр}$ (см. рис. 2). Очевидно, что $M_{кр}$ является минимально возможным моментом, который нужно приложить к кривошипу для того, чтобы освободить приемное гнездо от транспортируемого изделия. Надежность работы механизма гарантирована в том случае, если случайно оказавшееся на пути транспортировки изделие, даже минимального диаметра (рис. 2), надавив на кривошип, освободит приемное гнездо от транспортируемого изделия любого диаметра. Для определения параметров захватного механизма, при которых механизм будет срабатывать, необходимо в первую очередь рассчитать момент от сил, действующих на кулису в точке B относительно оси крепления кулисы (точки O_1). Источником этих сил является бревно, по отношению к кулисе — это активные силы. На рис. 2 этот момент обозначен через $M_{кл}$. Определив момент $M_{кл}$, можно легко найти $M_{кр}$, воспользовавшись принципом возможных перемещений. Зная величину момента $M_{кр}$, можно подобрать такие параметры

захватного механизма, чтобы массой изделия (бревна) минимального диаметра, действующей на кривошип захватного механизма, создавать момент, достаточный для преодоления наибольшего момента, создаваемого транспортируемым изделием максимального диаметра.

Для определения $M_{\text{кл}}$ необходимо установить значения сил N и $F_{\text{тр}}$, действующих на кулису со стороны изделия (бревна).

Эти силы определяются при рассмотрении равновесия изделия (бревна) (рис. 3,а), где Q – вес изделия (бревна); N_1 – сила нормальной реакции со стороны кулисы; $F_{\text{тр}}$ – сила трения скольжения; N – сила нормальной реакции со стороны опорной поверхности; $F_{\text{тр}}^{\text{кач}}$ – сила трения качения по опорной поверхности. На изделие действует сила нормальной реакции со стороны

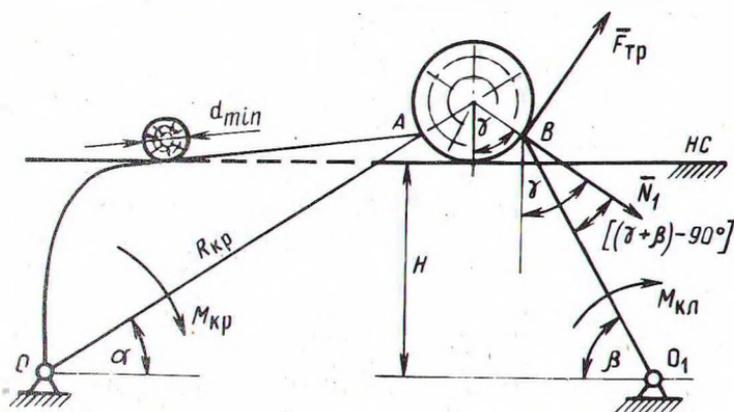


Рис. 2. Схема сил, действующих на захватный механизм.

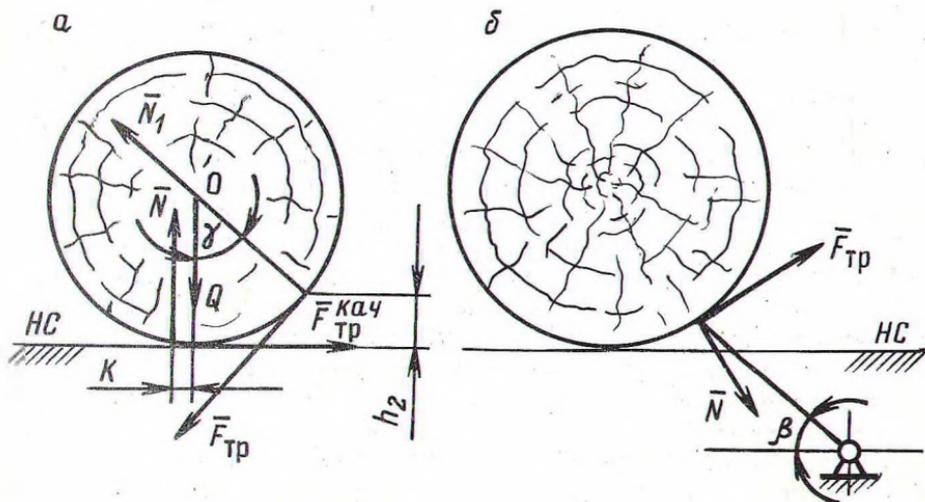


Рис. 3. Схема сил, действующих на транспортируемое изделие со стороны кулисы и опорной поверхности (а) и кулису при транспортировке изделия с радиусом, близким к критическому (б).

кулисы и сила трения, а также сила нормальной реакции со стороны опорной поверхности. Рассматривается случай транспортировки достаточно круглых изделий, для которых выполняется условие $F_{\text{тр}}^{\text{кач}} < f \cdot N$. При значениях коэффициента трения качения, не удовлетворяющих данному условию, имеет место скольжение бревна по направляющим слегам. Этот случай следует рассматривать отдельно, но общая методика расчета, развиваемая в этой работе, сохраняется. В этом случае в точке В имеет место чистое скольжение и $F_{\text{тр}} = f \cdot N$, ($f \approx 0,3$).

На изделие (бревно) действует плоская произвольная система сил, удовлетворяющая трем условиям равновесия:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{тр}}^{\text{кач}} - N_1 \cdot \sin \gamma - f \cdot N_1 \cdot \cos \gamma = 0 ; \end{array} \right. \quad (12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N - Q + N_1 \cdot \cos \gamma - f \cdot N_1 \sin \gamma = 0 ; \end{array} \right. \quad (13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{тр}}^{\text{кач}} \cdot R - f \cdot N_1 R - N \cdot \kappa = 0. \end{array} \right. \quad (14)$$

Выразим $F_{\text{тр}}^{\text{кач}}$ из (14)

$$F_{\text{тр}}^{\text{кач}} = f \cdot N_1 + \eta \cdot N ,$$

где

$$\eta = \frac{\kappa}{R} .$$

С учетом (13)

$$F_{\text{тр}}^{\text{кач}} = f \cdot N_1 + [Q - N_1 \cdot (\cos \gamma - f \sin \gamma)] \cdot \eta .$$

Подставляя полученное значение $F_{\text{тр}}^{\text{кач}}$ в (12), будем иметь

$$f \cdot N_1 + \eta \cdot Q - \eta \cdot N_1 (\cos \gamma - f \sin \gamma) = N_1 (\sin \gamma + f \cdot \cos \gamma) .$$

Откуда выразим N_1

$$N_1 = \frac{Q \eta}{\sin \gamma + f \cdot \cos \gamma + \eta \cdot \cos \gamma - \eta \cdot f \cdot \sin \gamma - f} . \quad (15)$$

Из $\Delta O P C'$ (рис.1)

$$\cos \gamma = 1 - \frac{h_2}{R} ; \quad (16)$$

$$\sin \gamma = \sqrt{\frac{2h_2}{R} - \frac{h_2^2}{R^2}} . \quad (17)$$

С учетом (16) и (17) выражение (15) примет вид

$$N_1 = \frac{Q \cdot \eta}{\eta - \frac{h_2}{R} (f + \eta) + \sqrt{\frac{h_2}{R} (2 - \frac{h_2}{R})} (1 - f \eta)} \quad (18)$$

С учетом (18) запишем выражение для момента $M_{\text{кл}}$, действующего на кулису (рис. 2):

$$M_{\text{кл}} = R_{\text{кл}} \cdot N_1 [\sin (\gamma + \beta - 90^\circ) + f \cdot \cos (\gamma + \beta - 90^\circ)]. \quad (19)$$

Как видно из рис. 2, при малых значениях радиуса изделия на кулису действует разворачивающий по ходу часовой стрелки момент. Причем, этот момент создается как силой N_1 , так и силой $F_{\text{тр}}$.

При значительном увеличении радиуса транспортируемого изделия ситуация меняется (рис. 3,б). В этом случае сила N_1 создает момент, стремящийся утопить кулису O_1B под направляющие следи НС, а сила трения по-прежнему создает разворачивающий момент. При некотором критическом значении радиуса изделия суммарный момент, действующий на кулису, обратится в нуль. В результате при отделении механизмом от пачки изделия (бревна), радиус которого больше критического, последнее не будет захвачено, так как механизм утопится под направляющие следи НС и проскользнет под этим изделием.

Минимальный радиус, определяемый из условия захвата строго одного изделия, выражается равенством

$$R_{\min} = \frac{l_0}{2},$$

где l_0 — значение l для $h=0$, т.е. минимально возможное значение длины приемного гнезда [3].

Для определения разрешающей способности механизма, т.е. определения максимального радиуса транспортируемого бревна, необходимо выражение в квадратных скобках (19) положить равным нулю:

$$\sin (\gamma + \beta - 90^\circ) + f \cdot \cos (\gamma + \beta - 90^\circ) = 0$$

или

$$\begin{aligned} -\cos (\gamma + \beta) + f \cdot \sin (\gamma + \beta) &= \left(1 - \frac{h_2}{R}\right) \cdot \left(-\sqrt{1 - \left(\frac{H+h_2}{R_{\text{кн}}}\right)^2} + \right. \\ &+ \left. f \frac{H+h_2}{R_{\text{кл}}}\right) + \sqrt{\frac{2h^2}{R} - \frac{h_2^2}{R^2}} \left(\frac{H+h_2}{R_{\text{кл}}} + f \sqrt{1 - \left(\frac{H+h}{R_{\text{кл}}}\right)^2}\right). \end{aligned} \quad (20)$$

Для упрощения выражения (20) представим радикалы в виде ряда по переменной h . Раскладывая $\sqrt{1 - \left(\frac{H+h_2}{R}\right)^2}$ в ряд Маклорена по h , получим

$$\begin{aligned}
\sqrt{1 - \left(\frac{H+h_2}{R_{\text{кп}}}\right)^2} &= \sqrt{1 - \frac{H^2}{R^2}} + \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{H+h_2}{R_{\text{кп}}}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \times \\
&\times (-2) \cdot \frac{H+h_2}{R_{\text{кп}}} \cdot h_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{H}{R}\right)^2} - \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{H}{R}\right)^2}} \cdot \frac{H}{R_{\text{кп}}} \cdot \frac{h_2}{R_{\text{кп}}} = \\
&= \cos \beta_0 - \operatorname{tg} \beta_0 \frac{h_2}{R_{\text{кп}}}, \quad (21)
\end{aligned}$$

где β_0 — угол, определяющий положение кулисы для утопленного положения захватного механизма.

С учетом (21) выражение (20) примет вид

$$\begin{aligned}
\left(1 - \frac{h_2}{R}\right) \cdot \left[-\cos \beta_0 + \operatorname{tg} \beta_0 \frac{h_2}{R_{\text{кп}}} + f \left(\sin \beta_0 + \frac{h_2}{R_{\text{кп}}}\right)\right] + \sqrt{\frac{2h_2}{R}} \cdot \sqrt{1 - \frac{h_2}{2R}} \times \\
\times \left[\frac{h_2}{R_{\text{кп}}} + \sin \beta_0 + f \left(\cos \beta_0 - \frac{h}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta_0\right)\right]. \quad (22)
\end{aligned}$$

В данной работе ограничимся рассмотрением частного случая поставленной задачи. Наиболее просто можно установить аналитические зависимости и сделать некоторые выводы для механизма, у которого радиусы кривошипа и кулисы равны между собой, а передаточное отношение между этими звеньями равно единице, т.е.

$$R_{\text{кп}} = R_{\text{кр}}; \quad \frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega_{\text{кп}}} = 1; \quad \alpha = \beta; \quad h_1 = h_2 = h. \quad (23)$$

Следует иметь в виду, что этот случай частично позволяет исследовать параметры захватного механизма. В действительности же радиус кривошипа целесообразно принимать большим радиуса кулисы, что влечет за собой изменение по конструктивным соображениям соотношений параметров условия (23)

При переходе к другим вариантам соотношения размеров элементов захватного механизма методика расчетов не изменяется. В (22) введем переменный параметр: $x = \frac{h}{R}$, и в силу того что $R_0 = \frac{l^2 + 4h^2}{8h}$, а $x \ll 1$, оказывается справедливым приближение

$$\frac{h}{R} \approx \frac{h}{R_0} = \frac{8h^2}{l^2 + 4h^2} = \frac{8h^2}{l^2} \left(\frac{1}{1 + \frac{4h^2}{l^2}} \right) = \frac{8h^2}{l_0^2}, \quad (24)$$

где l_0 — значение l для $h=0$.

В дальнейшем удобно все линейные размеры относить к l_0 , рассматривая таким образом сразу весь набор геометрически подобных механизмов. При этом связь между приведенными к l_0 радиусом бревна и высотой выступа h кулисы относительно слег имеет вид

$$R^* = \frac{R}{l_0} = \frac{1}{8h^*}, \quad (25)$$

где

$$h^* = h/l_0.$$

Выражение (24) можно записать в виде

$$\frac{h}{R} = 8h^*{}^2.$$

С учетом (24), (25), (26) выражение (22) можно представить следующим образом:

$$(1-8h^*{}^2) [-\cos \beta_0 + \operatorname{tg} \beta_0 \cdot \frac{h^*}{R^*}_{\text{кл}} + f(\sin \beta_0 + \frac{h^*}{R^*}_{\text{кл}})] + \\ + 4h^* \sqrt{1-4h^*{}^2} \cdot [\frac{h^*}{R^*}_{\text{кл}} + \sin \beta_0 + f(\cos \beta_0 - \operatorname{tg} \beta_0 \cdot \frac{h^*}{R^*}_{\text{кл}})]. \quad (27)$$

Выражение (25) перепишем так: $R^* = \frac{R}{l_0} = \frac{2R}{2l_0} = \frac{1}{8h^*}$, но $\frac{2R}{l_0}$ — разрешающая способность (РС) захватного приспособления, определяемая как отношение между максимальным и минимальным диаметрами бревна. В результате

$$\frac{PC}{2} = \frac{1}{8h^*}.$$

Механизм следует считать совершенным, если его разрешающая способность заключена в интервале $PC=5-10$.

Рассмотрим случай, когда $PC=5$, тогда

$$\frac{PC}{2} = \frac{1}{8h^*} = 2,5; \quad \frac{1}{h^*} = 20; \quad h^*_{\min} = 0,05.$$

Если $PC=10$, $h^*_{\min} = 0,025$.

Таким образом, в интервале, обеспечивающем нужное значение разрешающей способности в выражении (27), можно ограничиться линейными членами, тогда для h^*_{\min} имеем

$$-\cos \beta_0 + f \cdot \sin \beta_0 + h^*_{\min} \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_0}{R^*_{\text{кл}}} + \frac{f}{R^*_{\text{кл}}} \right) = 0.$$

Выражение (18) для определения N_1 с учетом (26) примет вид

$$N_1 = \frac{Q \eta}{\eta - 8h \sqrt{1-h^2} + 4h \sqrt{1-h^2} (1-\eta f)} \quad (28)$$

При малых h , т.е. когда $h \rightarrow 0$, $N_1 \approx Q$.

Разворачивающий момент, создаваемый транспортируемым изделием (бревном), действующий на кулису захватного механизма, можно записать

$$M_{\text{кл}}^* = R_{\text{кл}} \cdot N_1 \cdot A, \quad (29)$$

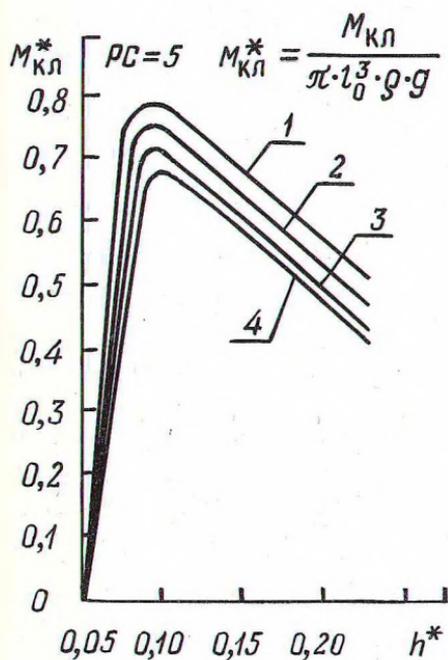
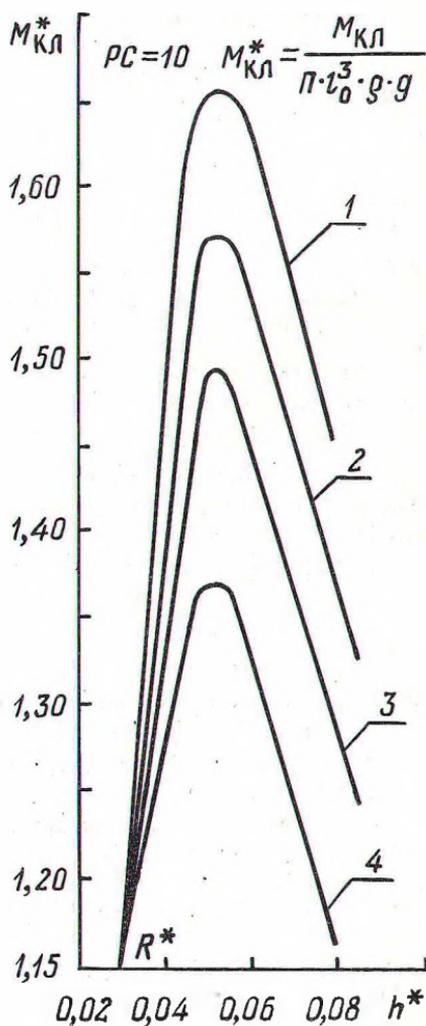


Рис. 4. Зависимость крутящего момента $M_{\text{кл}}^*$ от h^* :

- 1 - $M_{\text{max}} = 0,79$, $\beta_0 = 71^\circ$, $R_{\text{кл}}^* = 3,82$;
- 2 - $M_{\text{max}} = 0,74$, $\beta_0 = 70^\circ$, $R_{\text{кл}}^* = 2,53$;
- 3 - $M_{\text{max}} = 0,71$; $\beta_0 = 69^\circ$, $R_{\text{кл}}^* = 1,86$.

Рис. 5. Графики связи $M_{\text{кл}}^* = f(h^*)$:

- 1 - $M_{\text{max}} = 1,66$, $\beta_0 = 72^\circ$, $R_{\text{кл}} = 3,58$;
- 2 - $M_{\text{max}} = 1,57$, $\beta_0 = 71^\circ$, $R_{\text{кл}} = 1,91$;
- 3 - $M_{\text{max}} = 1,5$, $\beta_0 = 70^\circ$, $R_{\text{кл}} = 1,26$;
- 4 - $M_{\text{max}} = 1,37$, $\beta_0 = 69^\circ$, $R_{\text{кл}} = 0,72$.



где

$$A = -\cos \beta_0 + f \cdot \sin \beta_0 + h \left(\frac{\operatorname{tg} \beta_0 + f}{R_{\text{кл}}^*} \right). \quad (30)$$

При определении численного значения $M_{\text{кл}}$ поступаем следующим образом. Для конкретной величины разрешающей способности из соотношения

$$PC = \frac{1}{8h_{\text{min}}^*} \quad \text{находим } h_{\text{min}}^*.$$

Задаваясь величиной угла наклона кулисы β_0 , приравняв выражение (30) к нулю, находим $R_{\text{кл}}$.

Подставляя численные значения β_0 и $R_{\text{кл}}$ в выражение (29) и проведя несложные преобразования, получим следующее выражения для определения $M_{\text{кл}}$:

$$M_{\text{кл}} = \frac{B}{h} - \frac{C}{h^2} = Bx - Cx^2, \quad (31)$$

где $x = \frac{1}{h^*}$, B, C — постоянные коэффициенты, зависящие от разрешающей способности и угла наклона кулисы (β_0).

Задаваясь рядом значений h из выражения (31) находим соответствующие значения $M_{\text{кл}}$.

По полученным данным строим графики связи $M_{\text{кл}} = f(h^*)$ (рис. 4,5) в безразмерных координатах.

Далее, зная максимальный разворачивающий момент $M_{\text{тах.кл}}$, действующий на кулису захватного механизма при транспортировании изделия максимального диаметра, определяем параметры механизма из условия того, что изделием минимального диаметра, действующим на кривошип, будет создан утапливающий момент

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{утапл}} > M_{\text{кл}}. \quad (32)$$

Момент, утапливающий кривошип, появляется при контакте неподвижно лежащего на слезгах изделия минимального диаметра с механизмом, транспортирующим изделие максимального диаметра. Скорость, с которой перемещается механизм, считаем настолько малой, чтобы динамическими процессами можно было пренебречь.

Тогда момент, утапливающий кривошип, будет создавать сила тяжести и сила трения

$$M_y = \pi \cdot R_{\text{min}}^{*2} \cdot L \rho g l_0^3 (f N^* + y^*), \quad (33)$$

где ρ — плотность изделия; L — длина изделия; R_{min}^* — радиус изделия минимального диаметра, приведенный к l_0 ; g — ускорение силы тяжести; $N^* =$

$= R_{\text{кл}}^* \cdot \sin \beta_0$ — приведенная высота механизма, соответствующая углу β_0 ; l_0 — минимальное возможное значение длины приемного гнезда механизма; y^* — приведенная длина плеча силы Q (рис. 6).

Для увеличения численного значения утапливающего момента ($M_{\text{ут}}$) от силы тяжести изделия минимального диаметра превышение кривошипа над направляющими слемами задается на расстоянии y от оси его крепления (см. рис. 6).

Величину параметра y определяем из условия выполнения соотношения (32).

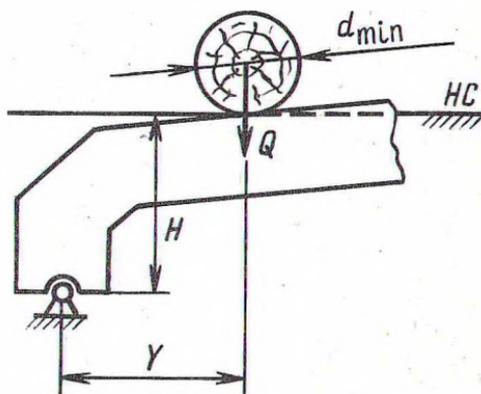


Рис. 6. Схема контакта изделия минимального диаметра с кривошипом движущегося механизма (рассмотрение приводится в инерциальной системе, связанной с механизмом).

При сравнении выражений (31) и (33) в смысле выполнения условия (32) параметры l_0 и ρ сокращаются, т.е. вычисляемые параметры, представленные в табл. 1, относятся ко всему набору геометрически подобных механизмов и применимы для всех плотностей транспортируемых изделий.

Из изложенного выше следует, что статические расчеты по определению основных (оптимальных) параметров захватного механизма достаточно

сложны. Несколько проще решается вопрос при $R_{\text{кл}} = R_{\text{кр}}$; $\frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega_{\text{кл}}} = 1$; $\alpha = \beta$;

$h_1 = h_2$. Однако этот частный случай позволяет сделать некоторые общие выводы.

Так, из формулы (31) следует, что разворачивающий момент, действующий на кулису захватного механизма при транспортировании круглых изделий (бревен), изменяется в зависимости от высоты выступа кулисы (h_2) над направляющими слемами по параболическому закону. Константы параболы зависят от угла установки кулисы и разрешающей способности механизма.

Анализ результатов расчетов, представленных в табл. 1, дает возможность заключить, что значения параметров (H) и (Y), полученных из условия срабатывания захватного механизма, колеблются в допустимых пределах.

Т а б л и ц а 1. Параметры результатов расчетов

	PC=5					PC=6					PC=6				
	68	69	70	71	71	68	69	70	71	71	68	69	70	71	
β^0															
H, м	0,159	0,209	0,286	0,433	0,127	0,127	0,167	0,240	0,346	0,111	0,144	0,199	0,304		
у, м	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,132	0,132	0,120		
$M_{кр}^{min}$, Н·м	$9,8 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$9 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^6$	$1,1 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$		
$M_{кл}^{max}$, Н·м	$6,0 \cdot 10^5$	$6,4 \cdot 10^5$	$6,7 \cdot 10^5$	$7,7 \cdot 10^5$	$7,9 \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^5$	$8,8 \cdot 10^5$	$8,9 \cdot 10^5$	$9,3 \cdot 10^5$	$9,3 \cdot 10^5$	$9,3 \cdot 10^5$	$9,7 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^6$		

	PC=8					PC=9					PC=10				
	69	70	71	72	72	69	70	71	72	72	68	70	71	72	
β^0 , %															
H, м	0,124	0,170	0,129	0,479	0,115	0,159	0,242	0,457	0,080	0,142	0,216	0,240	0,408		
у, м	0,156	0,144	0,132	0,120	0,118	0,168	0,144	0,120	0,240	0,240	0,240	0,240	0,240		
$M_{кр}^{min}$, Н·м	$0,1 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$	$1,8 \cdot 10^6$	$1,8 \cdot 10^6$	$1,1 \cdot 10^6$		
$M_{кл}^{max}$, Н·м	$1,1 \cdot 10^6$	$1,1 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$1,4 \cdot 10^6$	$1,4 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$		

Выражения (8), (11), (18), (19), (21) являются основой общей методики расчетов при переходе к рассмотрению других вариантов с различным соотношением размеров элементов захватного механизма.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 459391 (СССР). Устройство для поштучной выдачи бревен /С.Х. Будыка, С.С. Лебедь, Д.М. Гайдукевич. — Оpubл. в Б.И., 1975, № 5. 2. 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. IV науч.-техн. конф. — Л., 1976, с. 64—66. 3. 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, 1978, № 4. 4. Б а т и н И.В., Д у д ю к Л.Л. Основы теории и расчета автоматических линий лесопромышленных предприятий. — М., Лесная промышленность, 1975, с. 9—101.

УДК 634.0.331

П.Н. ЧЕРНЯВСКИЙ, канд.техн.наук
(БТИ им. С.М. Кирова)

РАЦИОНАЛЬНЫЙ РАСКРОЙ ХЛЫСТОВ РАЗНОЙ СБЕЖИСТОСТИ НА ПИЛОВОЧНЫЕ БРЕВНА

При распиловке бревен на пиломатериалы, а также при использовании лесоматериалов в круглом виде цилиндрическая кубатура бревен представляет наибольшую ценность [1].

Задачей рационального раскроя хлыстов является выполнение заданных условий и получения наибольшего выхода цилиндрической кубатуры и качества пиловочных бревен.

Основные теоретические положения, разработанные проф. Н.А. Батиным, по раскрою деловой части хлыстов сложной формы на пиловочные бревна из условия наибольшего выхода цилиндрической кубатуры сводятся к тому, чтобы раскрой деловой части хлыста производить на бревна с постоянной разницей между диаметрами нижнего и верхнего торцевых сечений бревен, т.е. $D - d = \text{const}$. Такой способ раскряжевки будем называть методом наибольшего выхода цилиндрической кубатуры [1,2].

Методику и последовательность раскроя по методу наибольшего выхода цилиндрической кубатуры покажем на примере раскряжевки деловой части одного хлыста, размерная характеристика которого дается в табл. 1.

Данные раскроя взятого нами хлыста по методу наибольшего выхода цилиндрической кубатуры приведены в табл. 2.

При раскросе хлыстов по методу наибольшего выхода цилиндрической кубатуры определяющими расчетными факторами, как показывает разобранный нами пример, являются средняя длина заготавливаемых бревен и количество бревен, получаемых из деловой части хлыста. Приведенный пример раскряжевки хлыста отображает методику и последовательность раскроя партии хлыстов одной какой-либо из сбежистости. Однако в практике раскроя хлыстов в основном приходится иметь дело с хлыстами разной сбежистости. Учитывая это, нами было выполнено исследование с целью установле-