

ния матрицы разрешающей системы уравнений для задач строительной механики // Пространственные конструкции в Красноярском крае. — Красноярск, 1980. — Вып. 13. — С. 152—156. 3. А.с. 1234251 СССР, МКИ³ В 60 Р 3/40. Коник автопоезда для перевозки длинномерных грузов.

УДК 634.0.323

С.С. ЛЕБЕДЬ

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ОТСЕКАТЕЛЕЙ

Для большинства процессов первичной обработки и переработки круглых лесоматериалов требуется поштучная загрузка технологического оборудования. В этих целях используются загрузочные устройства с отсекателями различных конструкций [1,2]. Наиболее распространены шиберные (рис. 1, а) отсекатели с возвратно-поступательным движением рабочего органа; рычажные (рис. 1, б) с непрерывным движением рычагов-упоров, к которым можно отнести и гребенчатые разобщители ЛТ-80 и ЛО-108 конструкции СевНИИПа; секторные (рис. 1, в) с возвратно-вращательным движением и дисковые (рис. 1, г) с вращательным движением рабочих органов.

Анализ конструкций и принципа действия данных отсекателей показал, что для них можно применить общие расчетные схемы (рис. 2) и получить аналитические зависимости, выражающие связи между основными парамет-

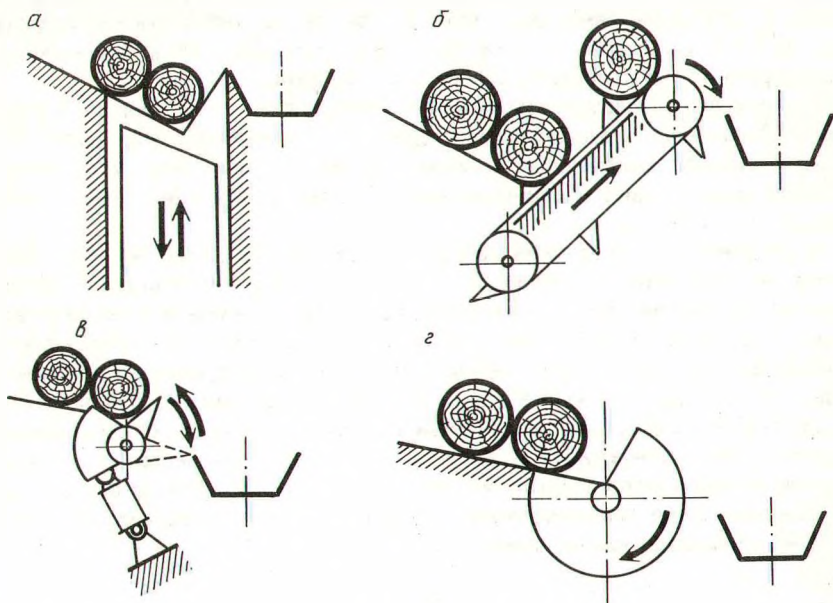


Рис. 1. Типы отсекателей.

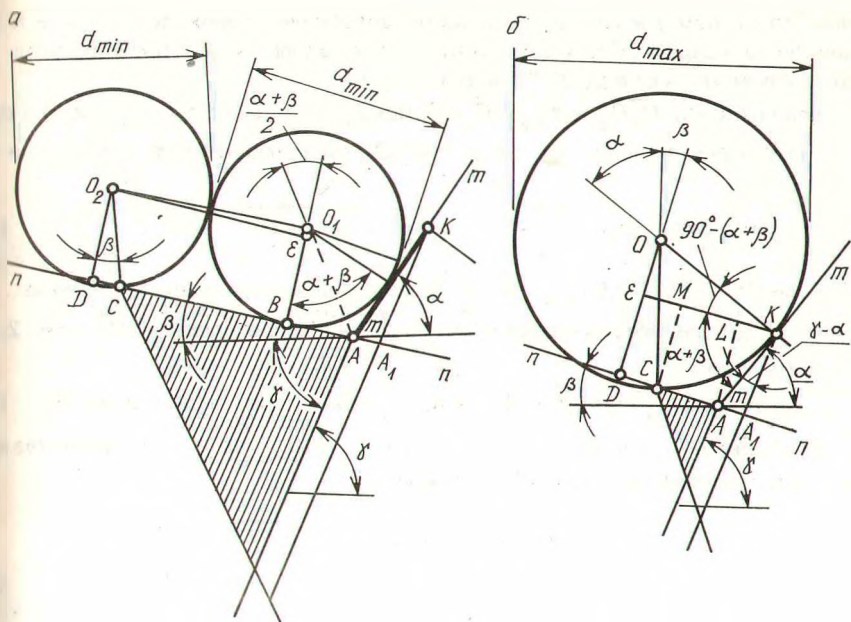


Рис. 2. Общие расчетные схемы отсекателя для заготовок минимального (а) и максимального (б) диаметров.

рами рабочих органов отсекателей и бревен. При этом главной задачей является определение оптимальных линейных и угловых параметров приемного гнезда и рабочего органа отсекателя в функции от параметров заготовок.

Критерием оптимизации будет надежная поштучная выдача бревен в заданном интервале диаметров от минимального $d_{\min}$ до максимального $d_{\max}$. Плоскости nn поверхности рабочего органа отсекателя и mm поверхности выводящей опоры создают приемное гнездо (см. рис. 2), в которое поступают заготовки для последующей поштучной выдачи. От углов α и β , образованных этими плоскостями с горизонтом, и от длины l или высоты h рабочего органа зависит разрешающая способность n отсекателя, определяемая отношением пропускаемых $d_{\max}$ к $d_{\min}$, при которых обеспечивается надежная поштучная выдача бревен. Для учета сбежистости, кривизны и других пороков заготовок и обеспечения надежной поштучной выдачи в расчетах принимаются следующие значения диаметров: максимального $d_{\max}$ на 10° больше, а минимального $d_{\min}$ на столько же меньше заданных.

Аналитические зависимости получаем из условия, что при отсекании одной из двух расположенных рядом заготовок минимального диаметра (рис. 2, а) центр тяжести второй O_2 должен находиться на одной вертикали с кончиком рабочего органа, т.е. с точкой касания C . При отсекании заготовки максимального диаметра центр тяжести O (рис. 2, б) должен лежать на одной вертикали с точкой касания C рабочего органа. В процессе функционирования рабочий орган может совершать как возвратно-поступательное движение, переме-

щаяся под углом γ к горизонту и достигая рабочей поверхностью точки K наклонной площадки сброса заготовки, так и непрерывное. При этом угол γ может изменяться от α до 90° , не влияя на n .

Если отрезки $\overline{O_1 O_2} = d_{\min}$, $\overline{O_1 B} = 0,5 d_{\min}$ и $\overline{O_2 D} = 0,5 d_{\min} = \cos \beta$ (рис. 2, а) перпендикулярны к nn , а отрезок EO_2 параллелен nn , то $l = AC$, или

$$l = 0,5 d_{\min} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha + \beta}{2} + \sqrt{4 - (1 - \cos \beta)^2} - \sin \beta \right). \quad (1)$$

Если $\overline{OK} = \overline{OC} = 0,5 d_{\max}$, $\overline{OK}$ и $\overline{OD}$ перпендикулярны соответственно mm и nn , $\overline{KE}$ перпендикулярен к $\overline{OD}$, а $\overline{LA}$ и $\overline{MC}$ параллельны $\overline{OD}$ (рис. 2, б) то $l = \overline{AC}$, или

$$l = 0,5 d_{\max} \left(\sin (\alpha + \beta) - \sin \beta - (\cos \beta - \cos (\alpha + \beta)) \operatorname{ctg} (\alpha + \beta) \right). \quad (2)$$

Учитывая, что разрешающая способность $n = d_{\max} / d_{\min}$, из равенства правых частей выражений (1) и (2) получим

$$n = \frac{\operatorname{tg} \frac{\alpha + \beta}{2} + \sqrt{4 - (1 - \cos \beta)^2} - \sin \beta}{\sin (\alpha + \beta) - (\cos \beta - \cos (\alpha + \beta)) \operatorname{ctg} (\alpha + \beta) - \sin \beta}. \quad (3)$$

Расчетную длину l рабочего органа отсекаателя определяем по зависимостям (1) или (2), если $\gamma = \alpha$, т.е. если рабочий орган движется по направлению mm под углом α к горизонту. Эти зависимости справедливы также для разобшителей гребенчатого типа, у которых концы гребней рабочей площадки находятся в плоскости mm .

При $\gamma > \alpha$ расчетная длина рабочего органа

$$l = 0,5 d_{\max} \left(\sin (\alpha + \beta) - \sin \beta - (\cos \beta - \cos (\alpha + \beta)) \operatorname{ctg} (\alpha + \beta) + \right. \\ \left. + (\cos \beta - \cos (\alpha + \beta)) \frac{\sin (\gamma - \alpha)}{\sin (\alpha + \beta) \sin (\gamma + \beta)} \right). \quad (4)$$

Высота рабочего органа отсекаателя

$$h = l \sin (\gamma + \beta). \quad (5)$$

Формулы (3) – (5) обобщающие. Очевидно, что при $\gamma = \alpha$ из зависимости (4) получим (2), а из (5) соответствующее значение высоты рабочего органа

$$h = l \sin (\alpha + \beta). \quad (6)$$

Из расчетной схемы отсекаателя при $\gamma = \alpha$ и $\beta = 90^\circ - \alpha$ видно, что для отсекания заготовки минимального диаметра (рис. 3, а)

$$l = 0,5 d_{\min} (1 + \sqrt{4 - (1 - \sin \alpha)^2} - \cos \alpha), \quad (7)$$

а для отсекания заготовки максимального диаметра (рис. 3, б)

$$l = 0,5 d_{\max} (1 - \cos \alpha). \quad (8)$$

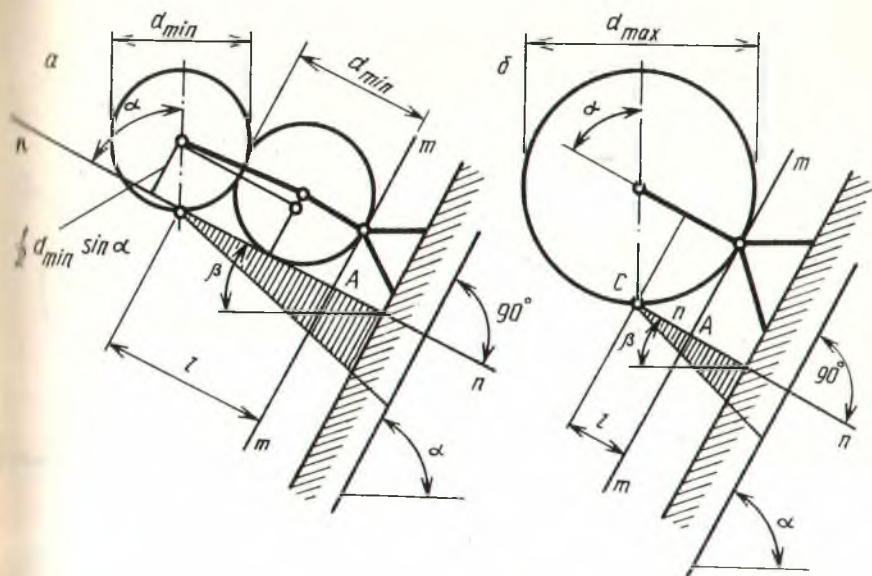


Рис. 3. Расчетные схемы отсекаателя при $nn \perp mm$ для заготовок минимального (а) и максимального (б) диаметров.

Приравняв правые части выражений (7) и (8), находим разрешающую способность отсекаателя:

$$n = 1 + \frac{\sqrt{4 - (1 - \sin \alpha)^2}}{1 - \cos \alpha} \quad (9)$$

В таком случае высота рабочего органа

$$h = l. \quad (10)$$

Однако формулы (7) – (10) можно получить и из обобщающих выражений (1) – (6). Так, при $\gamma = \alpha$ и $\beta = 90^\circ - \alpha$ из выражения (1) $\Rightarrow$ (7), из (2) или (4) $\Rightarrow$ (8), из (3) $\Rightarrow$ (9), а из (5) или (6) $\Rightarrow$ (10).

Рассмотрим еще один частный случай (рис. 4), когда $\gamma = \alpha, \beta = 0, l = AC$. Из рис. 4, а следует

$$l = d_{\min} \left(1 + 0,5 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right), \quad (11)$$

из рис. 4, б

$$l = 0,5 d_{\max} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (12)$$

Из правых частей равенств (11) и (12) получаем

$$n = \frac{1 + 0,5 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{0,5 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

или

$$n = 1 + 2 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (13)$$

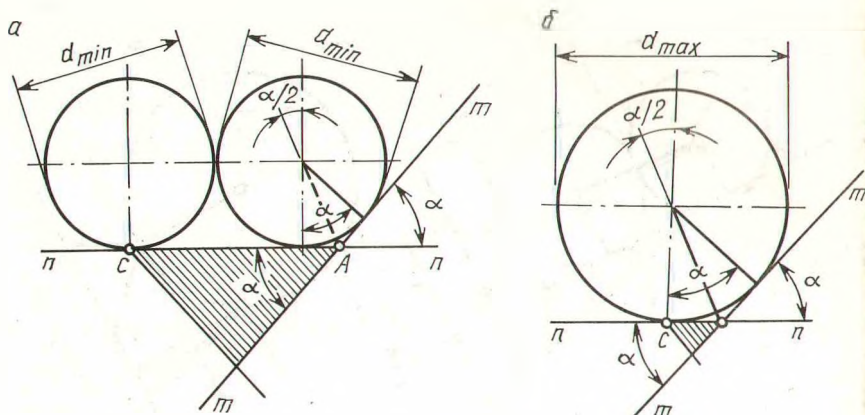


Рис. 4. Расчетные схемы отсекателя при горизонтальном $\pi\pi$ для заготовок минимального (а) и максимального (б) диаметров.

Высота рабочего органа

$$h = l \sin \alpha.$$

(14)

Следовательно, выражения (11) – (14) можно получить из ранее выведенных общих зависимостей. При $\gamma = \alpha$ и $\beta = 0$ из (1) $\Rightarrow$ (11) и (2) или (4) $\Rightarrow$ (12) из (3) $\Rightarrow$ (13), а из (5) $\Rightarrow$ (14).

Рассмотренные частные случаи конструктивного исполнения отсекателя подтверждают обобщающий характер полученных выше зависимостей (1) – (5), выражающих взаимосвязь между основными параметрами заготовок и отсекателей.

При проектировании отсекателей вначале, исходя из условий эксплуатации, следует задаться одной из конструктивных схем отсекателя, а затем определить необходимую разрешающую способность отсекателя как отношение $d_{\max}$ к $d_{\min}$. Далее, пользуясь зависимостью (3) и задаваясь рядом значений углов α и β в рекомендуемых пределах ($30^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$, $0 \leq \beta \leq 30^\circ$), найдем те две пары их значений, при которых обеспечивается необходимая разрешающая способность. Приняв значения углов α и β одной из пар за расчетные и конструктивно – значение угла γ , по формулам (4) и (5) определяем l и h , т.е. основные размеры рабочего органа отсекателя.

Проанализировав работу отсекателей, видим, что после отсекания очередного бревна и возвращения рабочего органа отсекателя в исходное положение равновесие ряда заготовок, находящихся на входной опоре, нарушается и они устремляются в направлении гнезда отсекателя. При встрече с выходной опорой происходит удар, который, кроме отрицательного воздействия на конструкцию отсекателя, может вызвать образование в гнезде двухрядного слоя и тем самым снизить надежность поштучной выдачи заготовок. Избежать этого явления, а вернее свести к минимуму силу удара бревен об опорную поверхность, позволяет питатель с вращающимся рабочим органом, имеющим улиткообразную форму поперечного сечения (рис. 5).

Расчет отсекателя данного типа осуществляем по полученным нами ана

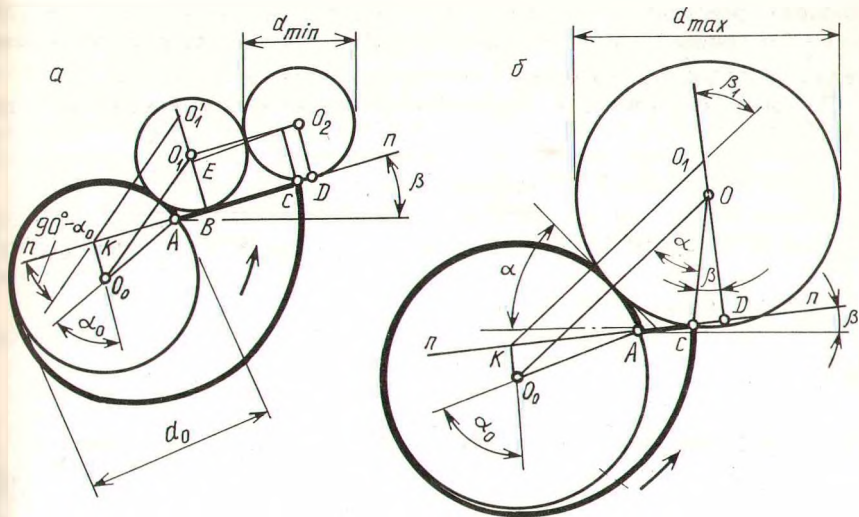


Рис. 5. Расчетные схемы улиткообразного отсекаателя для заготовок минимального (а) и максимального (б) диаметров.

литическим зависимостям. Длину рабочей приемной поверхности (длина выступа) улиткообразного органа (рис. 5, а), обеспечивающей отделение одной из двух расположенных рядом заготовок минимального диаметра, можно определить по зависимости

$$\begin{aligned}
 l &= AC = AB + BC = (KB - KA) + (BD - CD) = \\
 &= (\sqrt{(KO'_1 - (BO'_1)^2} - O_0A \sin \alpha_0) + (\sqrt{(O_1O_2)^2 - (BO_1 - BE)^2} - CD) = \\
 &= (\sqrt{(\frac{1}{2} d_{\min} + \frac{1}{2} d_0)^2 - (\frac{1}{2} d_{\min} + \frac{1}{2} d_0 \cos \alpha_0)^2} - \\
 &\quad - \frac{1}{2} d_0 \sin \alpha_0) + (\sqrt{d_{\min}^2 - (\frac{1}{2} d_{\min} - \frac{1}{2} d_{\min} \cos \beta)^2} - \\
 &\quad - \frac{1}{2} d_{\min} \sin \beta)
 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned}
 l &= 0,5 d_{\min} \sqrt{(1 + n_{\min})^2 - (1 + n_{\min} \cos \alpha_0)^2} + \\
 &\quad + \sqrt{4 - (1 - \cos \beta)^2} - n_{\min} \sin \alpha_0 - \sin \beta), \quad (15)
 \end{aligned}$$

где d_0 — диаметр начальной окружности рабочего органа; $n_{\min}$ — отношение d_0 к $d_{\min}$; α_0 — центральный угол, определяющий положение приемной рабочей поверхности nn относительно начальной окружности рабочего органа (он

образован проведенными из центра O_0 начальной окружности перпендикуляром O_0K к поверхности mn и радиусом O_0A в точку пересечения mn с начальной окружностью); β — угол наклона поверхности mn к горизонту.

По расчетной схеме для отделения заготовки максимального диаметра (рис. 5, б)

$$l = AC = KD - KA - CD = \sqrt{(KO')^2 - (DO')^2} - O_0A \sin \alpha_0 - \\ - OC \sin \beta = \sqrt{\left(\frac{1}{2} d_{\max} + \frac{1}{2} d_0\right)^2 - \left(\frac{1}{2} d_{\max} \cos \beta + \frac{1}{2} d_0 \cos \alpha_0\right)^2} - \\ - \frac{1}{2} d_0 \sin \alpha_0 - \frac{1}{2} d_{\max} \sin \beta$$

или

$$l = 0,5 d_{\max} \left(\sqrt{(1 + n_{\max})^2 - (\cos \beta + n_{\max} \cos \alpha_0)^2} - n_{\max} \sin \alpha_0 - \sin \beta \right), \quad (16)$$

где $n_{\max}$ — отношение d_0 к $d_{\max}$.

Формулу для определения разрешающей способности n получим из равенства правых частей выражений (15) и (16):

$$n = \frac{\sqrt{(1 + n_{\min})^2 - (1 + n_{\min} \cos \alpha_0)^2} - (1 - \cos \beta) - n_{\min} \sin \alpha_0 - \sin \beta}{\sqrt{(1 + n_{\max})^2 - (\cos \beta + n_{\max} \cos \alpha_0)^2} - n_{\max} \sin \alpha_0 - \sin \beta} \quad (17)$$

По рис. 5, б, α (угол встречи заготовки с опорной поверхностью рабочего органа) можно представить как $\alpha = \beta_1 - \beta$ или, определив β_1 из $\triangle KO_1P$, находим

$$\alpha = \arccos \left(\frac{\cos \beta + n_{\max} \cos \alpha_0}{2(1 + n_{\max})} \right) - \beta. \quad (18)$$

При расчете отсекателей с улиткообразным рабочим органом, исходя из потребностей производства, устанавливаем $d_{\max}$ и $d_{\min}$, а из конструктивных соображений, производительности отсекателя и мощности его привода — диаметр начальной окружности рабочего органа d_0 . Далее определяем значения n , $n_{\min}$ и $n_{\max}$ и подставляем их в выражение (17).

Рассматривая выражение (17) как тождество, следует найти соответствующие ему значения углов α_0 и β . При этом необходимо проверить соответствие значений α_0 и β неравенству $\alpha \geq \pi/6$ или

$$\arccos \left(0,5 \frac{\cos \beta + n_{\max} \cos \alpha_0}{1 + n_{\max}} \right) - \beta \geq \frac{\pi}{6}, \quad (19)$$

чтобы предотвратить самопроизвольное перекатывание заготовки через рабочий орган.

Длину выступа l определяем по формуле (16). Мощность привода рассчитываем по аналогии с расчетом других отсекателей с вращающимся рабочим органом.

Наклонные опоры, стыкующиеся с рабочим органом, целесообразно смещать книзу от линии nn на расстояние $d_{\max} (1 - \cos\beta)$, что обеспечит надежное поштучное отсекание, соответствующее результатам расчета.

Рассмотренная конструкция улиткообразного рабочего органа отсекателя после отделения очередной заготовки обеспечивает плавное смещение в сторону гнезда оставшихся выше заготовок, т.е. улучшает динамику работы отсекателя.

Полученные аналитические зависимости (1) — (19) служат основой для расчета большинства отсекателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Залегаллер Б.Г., Ласточкин П.В. Механизация и автоматизация работ на лесных складах. — М.: Лесн. пром-сть, 1973. — 408 с.
2. Рахманов С.И., Горюховский К.Ф., Лифшиц И.В. Основы расчета оборудования лесозаготовок. — М.: Лесн. пром-сть, 1973. — С. 121—124.

УДК 625.14.033.3:625.12.033.37

Л.Ф. ДОРЕНИН, А.В. ЖУКОВ,
К.Б. АБРАМОВИЧ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОЙ МАССЫ ДОРОЖНОЙ КОНСТРУКЦИИ

В связи с повышением интенсивности дорожного движения, скоростных показателей и грузоподъемности автопоездов все более актуальной становится оценка динамического взаимодействия транспортных средств и дороги, при котором в колебание вовлекается значительный объем материалов, составляющих грунтовое основание и дорожную одежду.

По данным литературных источников, при разработке математических моделей вертикальной динамики транспортных средств, и в частности лесовозных автопоездов, как правило, не учитываются упругие свойства дорожных материалов и их приведенные массы. Исследования, выполненные некоторыми авторами [1, 2], показывают, что способы определения приведенных масс могут быть различными. Рассмотрим один из возможных способов определения приведенной к колесам автотранспортного средства массы двухслойной дорожной конструкции, которая представлена однородным упруговязким слоем и полупространством и на которую действует постоянная во времени вертикальная нагрузка, равномерно распределенная по площади круга радиусом R (рис. 1).

Предположим, что в колебаниях участвует только масса слоев дорожной конструкции в виде цилиндра, расположенного под отпечатком колеса. Перемещения в центре обозначим W_0 , а на краю отпечатка W_r . Тогда перемещение