

Из анализа приведенного в табл. 1 материала следует, что при $K = 1,0$ создать $M_{ут}$, хотя бы незначительно превышающий $M_{кр}^{max}$, возможно только с использованием параметра γ . Причем численные значения длины плеча силы Q (рис. 1) при $K = 1,0$ являются практически предельными для всех расчетных схем, принятых к исследованию. Большие значения параметра γ значительно уменьшают длину рабочей поверхности кривошипа, что отрицательно сказывается на работе механизма.

Таким образом, можно сделать вывод, что при больших численных значениях коэффициента K не всегда возможно массой бревна минимального диаметра создать утапливающий момент $M_{ут}$, превышающий максимальный разворачивающий момент от транспортируемого бревна. Поэтому при разборке пачек лесоматериалов со значительными пороками формы и большим диапазоном изменения диаметров целесообразно предусмотреть в конструкции устройства реверсивный привод или специальное приспособление для надвигания бревен на кривошип с целью увеличения утапливающего момента.

Результаты проведенных исследований использованы при разработке технической документации на изготовление загрузочных устройств предложенной конструкции.

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. Лебедь С.С., Гайдукевич Д.М. Анализ конструкции захватного механизма и определение его основных параметров. — В сб.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск: Вышэйш.школа, 1981, вып. 11, с. 34—47. 3. Гайдукевич Д.М. Разработка технологии и средств механизации разбора пачек круглых лесоматериалов: Автореф. дис. ... канд.техн.наук. — Минск, 1981. — 19 с. 4. Грубов С.И. Исследование коэффициентов сопротивления движению неокоренной древесины. — Труды ЦНИИМЭ. Химки, 1964, вып. 52, с.145—162.

УДК 630*378.2.002.5

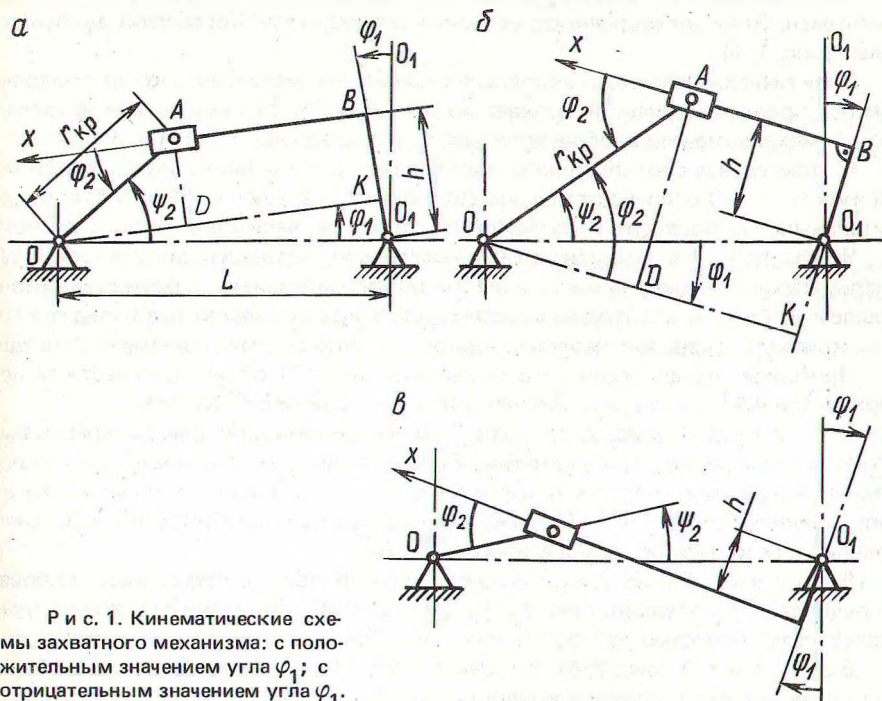
С.С.ЛЕБЕДЬ, канд.техн.наук,
Д.М.ГАЙДУКЕВИЧ (БТИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗАХВАТНОГО МЕХАНИЗМА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

В настоящей работе изложены результаты дальнейших исследований [1] по выбору, отработке и уточнению параметров захватного механизма — главного целевого органа загрузочного устройства [2], разработанного в БТИ им. С.М. Кирова.

Для решения поставленных задач необходимо: установить соотношение между угловыми параметрами, определяющими положение звеньев захватного механизма; получить аналитические зависимости, позволяющие связать параметры, характеризующие положение механизма с размерами перемещаемых бревен; рассчитать усилия, воспринимаемые звеньями механизма, и определить его основные параметры с учетом различных вариантов конструктивного исполнения и возможных вариантов транспортировки бревен.

Для проведения дальнейших исследований приняты три варианта конструктивного исполнения захватного механизма, кинематические схемы которых представлены на рис. 1.



Р и с. 1. Кинематические схемы захватного механизма: с положительным значением угла φ_1 ; с отрицательным значением угла φ_1 .

Введем параметры, характеризующие рабочий процесс захватного механизма. Отсчет углов, определяющих рабочие положения звеньев механизма, выбираем из тех соображений, чтобы в интервале положений, в котором механизм работает, они не превышали по абсолютному значению 90° . При таких условиях обратные тригонометрические функции однозначны.

Установим зависимость между углами поворота кулисы φ_1 и кривошипа ψ_2 . Из $\triangle OKO_1$ и $\triangle ADO$ (рис. 1, а) имеем $\sin \varphi_2 = \frac{h - L \sin \varphi_1}{r_{kp}}$. Тогда $\varphi_2 = \arcsin \frac{h - L \sin \varphi_1}{r_{kp}}$. Окончательная связь между углами поворота кривошипа и кулисы будет иметь вид

$$\psi_2 = \arcsin \frac{h - L \sin \varphi_1}{r_{kp}} + \varphi_1, \quad (1)$$

где φ_1 — угол поворота кулисы, φ_1 положителен в случае, когда O_1B (рис. 1,а) находится слева от вертикали O_1O_1 , и отрицателен, если O_1B находится справа от O_1O_1 ; ψ_2 — угол поворота кривошипа; L — база захватного механизма;

$r_{кр}$ — расстояние от оси крепления кривошипа до оси ползушки; h — плечо кулисы (длина перпендикуляра, восстановленного из центра вращения кулисы к оси симметрии прорези).

Соотношение (1) получено для случая, когда угол поворота кулисы φ_1 положителен. Это соотношение справедливо и для случая, когда угол φ_1 отрицателен (рис. 1, б).

Практически возможно исполнение захватного механизма, когда продольная ось прорези кулисы пересекает продольную ось тяговой цепи в пределах базы L механизма или вообще проходит под последней.

В этом случае соотношение между углами φ_1 и φ_2 также определяется зависимостью (1). В отличие от первых двух вариантов, где параметр h был положительным, в последнем варианте h является величиной отрицательной.

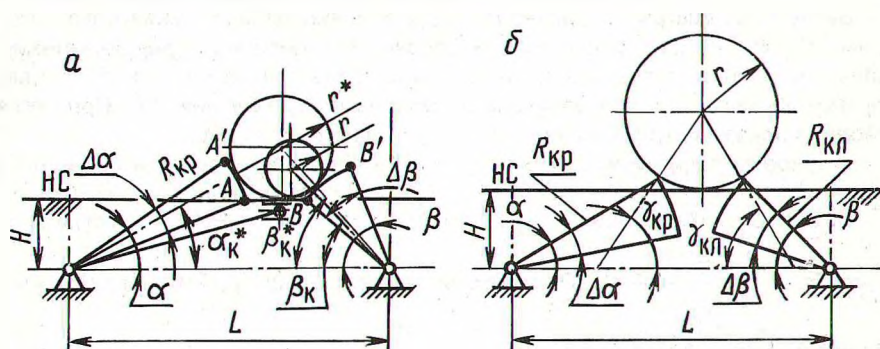
Чтобы получить аналитические зависимости, позволяющие связать параметры, характеризующие положение захватного механизма, с размерами перемещаемых бревен, необходимо рассмотреть наиболее вероятные варианты точек контакта транспортируемых бревен с элементами приемного гнезда.

Приемное гнездо захватного механизма (рис. 2) образовано частями поверхностей AA^1 кривошипа, AB направляющих слег и BB^1 кулисы.

В а р и а н т 1 (рис. 2, а). Захватный механизм полностью раскрыт и выступает над направляющими слегами. Бревно радиуса r , расположенное в приемном гнезде, прижимается к кулисе, не касаясь кривошипа, и опирается на направляющие слег (НС). Контакт расположен на общей нормали к рабочей поверхности кулисы и бревна в точке касания.

В а р и а н т 2 (рис. 2, а). Контакт осуществляется в точках касания бревна радиуса r с поверхностями AA^1 и BB^1 . Захватный механизм в этом случае может быть полностью раскрыт или частично приутоплен.

В а р и а н т 3 (рис. 2, б). Механизм приутоплен. Транспортируемое бревно контактирует с кулисой и кривошипом в точках A^1, B^1 .



Р и с. 2. Принципиальные схемы контакта транспортируемого бревна с элементами захватного механизма.

Выражение, позволяющее определить место положения контакта транспортируемого бревна с элементами захватного механизма для первого варианта, имеет вид

$$\sin \beta_{к} = \frac{r + H}{r + R_{кр}} \quad (2)$$

где β_K — угол между горизонтом и общей нормалью к поверхности кулисы и бревна в точке их касания; H — расстояние от линии, соединяющей центры осей крепления кулисы и кривошипа до верха (НС); $R_{кр}$ — радиус поверхности кривошипа, образующей приемное гнездо.

Выражение (2) справедливо при следующих ограничениях:

$$r < r^*, \quad \beta - \Delta\beta < \Delta\beta < \beta.$$

При известном r^* место положения контакта транспортируемого бревна с элементами захватного механизма определяется выражениями вида:

$$\sin\alpha_K^* = \frac{r^* + H}{r^* R_{кр}}; \quad \sin\beta_K^* = \frac{r^* + H}{r^* + R_{кр}}, \quad (3)$$

где α_K^* — угол между горизонтом и общей нормалью к поверхности бревна и кривошипа в точке их контакта; β_K^* — угол между горизонтом и общей нормалью к поверхности бревна и кулисы в точке их контакта.

Выражения (3) имеют смысл при выполнении следующих неравенств:

$$\alpha - \Delta\alpha < \alpha_K^* < \alpha, \quad \beta - \Delta\beta < \beta_K^* < \beta.$$

Система уравнений, позволяющая определить параметры $\gamma_{кр}$, $\gamma_{кл}$ и α , характеризующие положение звеньев механизма, в случае точечного контактирования бревна с кривошипом и кулисой (рис. 2, б) имеет вид

$$\begin{aligned} r \sin\gamma_{кл} + R_{кл} \sin\beta &= r + H; \\ r \sin\gamma_{кр} + R_{кр} \sin\alpha &= r + H; \\ R_{кр} \cos\alpha + r \cos\gamma_{кр} + r \cos\gamma_{кл} + R_{кл} \cos\beta &= L. \end{aligned} \quad (4)$$

Условие применимости системы (4) имеет вид

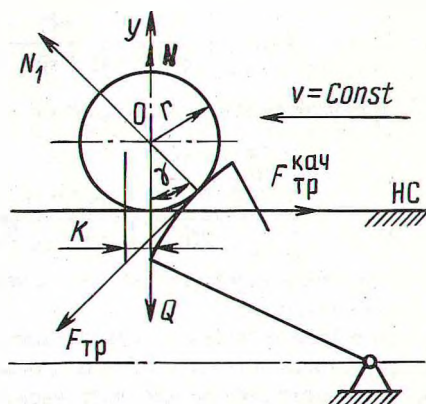
$$\beta_K = \beta, \quad \alpha_K = \alpha, \quad \gamma_{кр} > \alpha, \quad \gamma_{кл} > \beta.$$

Для определения усилий, воспринимаемых звеньями захватного механизма от транспортируемых бревен, рассмотрим условия чистого качения и скольжения бревна по НС [1]. В качестве расчетной примем схему, представленную на рис. 3.

Примем следующие допущения:

а) механизм полностью раскрыт, транспортируемое бревно опирается на НС и прижимается к кулисе;

б) сила трения между бревном и НС $F_{тр}^{кач} < Nf$, где f — коэффициент трения бревна о НС; N — сила нормальной реакции, действующая на бревно со стороны НС;



Р и с. 3. Схема контакта транспортируемого бревна с элементами захватного механизма.

в) сила трения между бревном и рабочей поверхностью кулисы

$$F_{\text{тр}} = N_1 f,$$

где N_1 — сила нормальной реакции, действующая на бревно со стороны кулисы; f — коэффициент трения бревна о рабочую поверхность кулисы.

На бревно (рис. 3) действует произвольная плоская система сил, удовлетворяющая трем условиям равновесия:

$$\Sigma x = F_{\text{тр}}^{\text{кач}} - N_1 \sin \gamma - f N_1 \cos \gamma = 0; \quad (5)$$

$$\Sigma y = N - Q + N_1 \cos \gamma - f N_1 \sin \gamma = 0; \quad (6)$$

$$\Sigma M_0 = F_{\text{тр}}^{\text{кач}} r - f N_1 r - N_{\kappa} = 0, \quad (7)$$

где Q — вес бревна радиуса r .

Условие качения бревна по НС можно записать в виде

$$f N_1 + N \frac{\kappa}{r} < f N. \quad (8)$$

Из выражений (5) и (7) получим

$$N_1 = \frac{\eta N}{\sin \gamma + f \cos \gamma - f}, \quad \text{где } \eta = \frac{\kappa}{r}.$$

Подставляя значение N_1 в выражение (8), найдем

$$\eta \leq \frac{f(\sin \gamma + f \cos \gamma - f)}{\sin \gamma + f \cos \gamma}. \quad (9)$$

В случае соблюдения неравенства (9) имеет место качение бревна по НС. Очевидно, что неравенство (9) справедливо при

$$\sin \gamma + f \cos \gamma > f.$$

Значение силы нормальной реакции, действующей на транспортируемое бревно со стороны опорной поверхности кулисы, определяется в этом случае из выражения

$$N_1 = \frac{\eta Q}{\cos \gamma (\eta + f) + \sin \gamma (1 + \eta f) - f}. \quad (10)$$

В случае скольжения бревна по НС

$$F_{\text{тр}}^{\text{кач}} \geq f N;$$

$$N_1 = \frac{f Q}{2f \cos \gamma + \sin \gamma - f 2 \sin \gamma}. \quad (11)$$

На основании результатов проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

— выражение (1), устанавливающее связь между углами поворота кулисы и кривошипа, является общим для всех кинематических схем, принятых в качестве расчетных, т.е. кинематические исследования всех вариантов захватного механизма можно проводить по одной и той же схеме (на ЭВМ — по одной и той же программе);

— выражения (2), (3), (4), (10), (11) являются основой общей методики расчета усилий, воспринимаемых звеньями захватного механизма;

— полученные аналитические зависимости для определения кинематических и динамических параметров явились основой дальнейших исследований с использованием ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев С.С., Гайдукевич Д.М. Анализ конструкции захватного механизма и определение его основных параметров. — В сб.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск: Бышэйш.школа, 1981, вып. 11, с. 34—47. 2. А.с.459391 (СССР). Устройство для поштучной выдачи бревен/С.Х.Будыка, С.С.Лебедь, Д.М.Гайдукевич. — Оpubл. в Б.И., 1975, № 5.

УДК 630.36

И.П.МАЙКО, канд.техн.наук,
Г.И.ЗАВОЙСКИХ, канд.техн.наук (БТИ)

ЗАХВАТНО-СРЕЗАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ЗАГОТОВКИ ТОНКОМЕРНОЙ ДРЕВЕСИНЫ

Важным источником получения дополнительных лесосырьевых ресурсов должны стать рубки ухода за лесом и санитарные рубки, где преобладает так называемая маломерная древесина, относящаяся в основном к низкокачественной категории и являющаяся потенциальным сырьем для химико-механической и химической переработки.

В настоящее время объем древесины, получаемой от рубок промежуточного пользования, составляет около 11—12 % от объема рубок главного пользования, тогда как отечественный и зарубежный опыт показывает, что годичный размер объема рубок ухода может быть увеличен в несколько раз с соответствующим вовлечением в промышленную эксплуатацию значительного количества дополнительного древесного сырья. Особое значение эта проблема имеет для Европейской части нашей страны, где уже многие годы испытывается дефицит древесного сырья. Так, например, только для Украины и Белоруссии приходится ежегодно завозить из других районов СССР около 18 млн.м³ древесины.

Одним из факторов, задерживающих резкое увеличение объемов заготовок на рубках промежуточного пользования, является отсутствие машинных способов выполнения этих рубок и недостаток соответствующего лесозаготовительного оборудования [1]. Поэтому создание эффективного механизма для проведения рубок ухода стало актуальной задачей.

На кафедре технологии лесозаготовок БТИ им. С.М.Кирова разработано несколько конструкций навесных захватно-срезающих устройств (ЗСУ) узкозахватного типа, способных отделить от пня дерева диаметром в комле до 240 мм [2].

При создании ЗСУ исходили из условия, что оно должно быть съемным навесным устройством к легким специальным, сельскохозяйственным или общепромышленным тракторам, применяемым на лесохозяйственных работах