

Отрицательная асимметрия свойственна распределениям ω_n в ЛС Архангельсклеспрома, Минлеспрома БССР (ТБ-1); Иркутсклеспрома (ЛП-18А).

С помощью t и F -критериев выделены группы ЛС, для которых различие в значениях $\bar{\omega}_n$ и $\sigma_{\bar{\omega}_n}$ не являются существенными (табл. 2, 3).

Аналогичный состав групп предприятий практически сохраняется в случае использования бесчокерных трелевочных тракторов.

В расчетах ЛС следует применять два значения параметра ω_n , определяемых как

$$\omega_n = \bar{\omega}_n \pm \Delta p = 0,95.$$

Полученный диапазон значений ω_n позволит оценить возможные колебания параметра работоспособности, что неизбежно при функционировании ЛС на практике. С другой стороны, рассмотрение диапазона значений ω_n снизит неопределенность при прогнозировании поведения ЛС в различных условиях эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Турлай И.В. Исследование работоспособности больших лесозаготовительных систем. — Изв. вузов. Лесной журнал, 1981, № 6, с.94—98. 2. Будыка С.Х., Турлай И.В. Работоспособность лесозаготовительных систем с промплощадками. — Докл. АН БССР, т. XXV, № 12, 1981, с. 1092—1095.

УДК 630*378.2.002.5

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАХВАТНОГО МЕХАНИЗМА УСТАНОВКИ ПОШТУЧНОЙ ПОДАЧИ БРЕВЕН

В данной работе на основании результатов проведенных ранее аналитических исследований и их анализа определены оптимальные конструктивные параметры хватного механизма — главного целевого органа загрузочного устройства [1,2], разработанного в БТИ им. С.М.Кирова.

В работе [2] на основании статических расчетов осуществлен подбор параметров хватного механизма, у которого радиусы кривошипа и кулисы равны между собой, а передаточное отношение между этими звеньями равно единице.

Практика показывает, что длина кривошипа хватного механизма должна быть значительно больше длины кулисы, что оказывает положительное влияние на процесс разбора пачек лесоматериалов. В результате соблюдения этого условия возникают дополнительные трудности в определении параметров хватного механизма, так как изменяются передаточное отношение между кривошипом и кулисой и величина усилий, воспринимаемая ими.

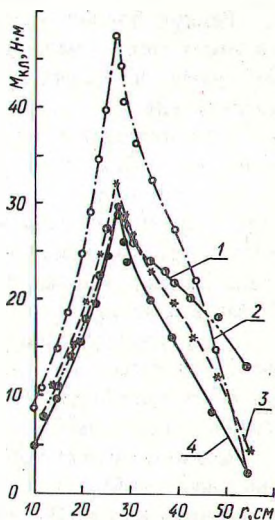
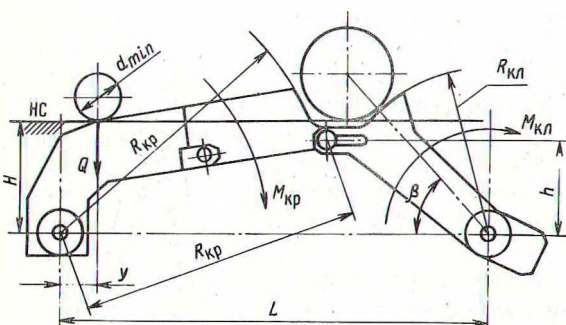
В процессе исследований по каждой из расчетных схем хватного механизма [3] варьировались исходные параметры (рис. 1): L — база механизма; $R_{кр}$ — радиус поверхности кривошипа, образующей приемное гнездо; $R_{кл}$ — радиус дуги окружности, образующей приемное гнездо; H — расстояние от ли-

нии, соединяющей центры осей крепления кулисы и кривошипа до верха направляющих слег (НС); $r_{кр}$ — расстояние от оси крепления кривошипа до оси ползушки; h — плечо кулисы; β — угол, определяющий положение контакта бревна с кулисой.

Выявлялись значения величины разворачивающего кулису момента $M_{кл}$ и величины минимального возможного момента $M_{кр}$ кривошипа в зависимости от радиуса r бревна и угла β .

Расчеты выполнялись с учетом возможности транспортирования бревен различных пород древесины. В этом случае в расчетах учитывались коэффициенты трения качения k и скольжения f бревен об элементы захватного механизма и направляющие слег, а также объемный вес γ_d древесины.

Исследовался характер изменения передаточного отношения $i_{3.M}$ между звеньями захватного механизма в процессе его раскрытия.



Р и с 1. Принципиальная схема захватного механизма:
 $M_{кл}$ — момент от сил, воспринимаемых кулисой при транспортировании бревна; $M_{кр}$ — момент, который необходимо приложить к кривошипу для того, чтобы освободить приемное гнездо от транспортируемого бревна; r — радиус бревна; y — длина плеча силы Q .

Р и с 2. График зависимости $M_{кл} = f(r)$; 1 — $f = 0,68$, $K = 0,12$; 2 — $f = 0,58$, $K = 0,22$; 3 — $f = 0,57$, $K = 0,14$; 4 — $f = 0,61$, $K = 0,14$.

На рис. 2 показаны графики изменения величины разворачивающего момента $M_{кл}$ относительно оси крепления кулисы в зависимости от радиуса r , определяющего величину сил, действующих на кулису захватного механизма в точке контакта ее с бревном. Как видно из рисунка, характер изменения численных значений $M_{кл}$ близок к параболическому закону и объясняется следующим образом. По мере роста радиуса r транспортируемых бревен увеличивается их вес, а следовательно, возрастает величина усилий, воспринимаемых элементами захватного механизма. С ростом r до величины, при которой бревно свободно вмещается в приемном гнезде полностью раскрытого механизма, происходит незначительное уменьшение длины плеча h' (рис. 3,а) рав-

нодействующей R сил, приложенных к кулисе со стороны бревна. Однако такое изменение h' не оказывает существенного влияния на величину $M_{\text{кл}}$.

Разворачивающий кулису момент достигает своего максимума не при перемещении бревен наибольшего радиуса, как можно было ожидать, а в случае радиуса, при котором бревно заполняет приемное гнездо полностью раскрытого механизма, касаясь одновременно кривошипа и кулисы (рис. 3,а).

Дальнейшее увеличение радиуса бревна приводит к приутапливанию захватного механизма. В этом случае, как видно из рис. 3,б, нормальная составляющая N сил, действующих на кулису со стороны бревна, проходит ниже оси O_1 крепления кулисы.

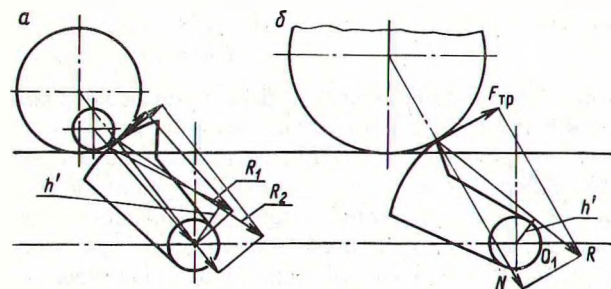
Результирующая R сил, действующих на кулису со стороны бревна, по мере дальнейшего увеличения r поворачивается в сторону оси O_1 . В результате величина плеча h' резко уменьшается, что приводит к существенному падению численных значений $M_{\text{кл}}$.

Радиус бревна, при перемещении которого захватным механизмом равнодействующая R проходит через ось крепления кулисы, следует считать предельным.

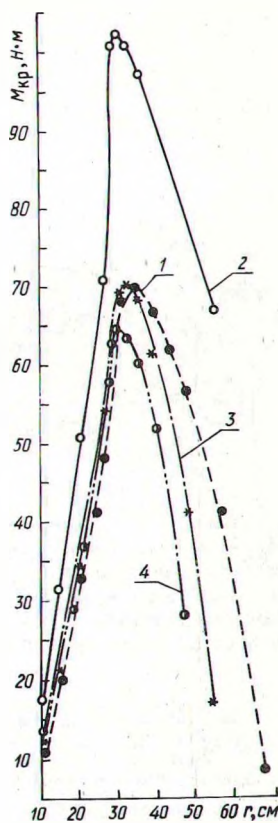
Как показали исследования, численные значения величины момента $M_{\text{кл}}$ в значительной степени определяются величиной коэффициента трения качения K бревна об элементы приемного гнезда. Так, увеличение коэффициента K от 0,12 (ель, береза) до 0,22 (осина) приводит к росту $M_{\text{кл}}$ примерно в 1,5 раза (рис. 2).

Результаты проведенных исследований показали, что характер изменения величины разворачивающего момента $M_{\text{кр}}$ (рис. 1) идентичен характеру изменения величины $M_{\text{кл}}$.

Однако следует обратить внимание на численные значения $M_{\text{кр}}$ (рис. 4). Сравнивая графики, изображенные на рис. 2 и рис. 4, видим, что максимальные значения $M_{\text{кр}}^{\text{max}}$ значительно превышают максимальные значения $M_{\text{кл}}^{\text{max}}$.



Р и с. 3. К вопросу исследования усилий, воспринимаемых элементами захватного механизма.



Р и с. 4. График зависимости $M_{\text{кр}} = f(r)$: 1 — $f = 0,68$, $K = 0,12$; 2 — $f = 0,58$, $K = 0,22$; 3 — $f = 0,61$, $K = 0,14$; 4 — $f = 0,57$, $K = 0,14$.

Так, например, $M_{кр}^{max}$ для захватного механизма, выполненного по первой расчетной схеме при транспортировке бревен, принятых к исследованию пород древесины, составляет: $M_{кр}^{max} = 64; 70; 70,5; 105 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а $M_{кл}^{max} = 30; 30,5; 32; 47,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, т.е. численные значения $M_{кр}^{max}$ превышают $M_{кл}^{max}$ примерно в два раза.

Момент, действующий на кривошип захватного механизма, определяется из выражения

$$M_{кр} = \frac{M_{кл}}{i_{з.м}}$$

где $i_{з.м}$ — передаточное отношение между звеньями захватного механизма [3].

Таким образом, разница в численных значениях моментов, воспринимаемых кулисой и кривошипом, зависит от $i_{з.м}$. Численные значения $M_{кр}$ по каждой из расчетных схем, принятых к исследованию, дают основание полагать, что такие варианты конструктивного исполнения могут быть приемлемы для практического использования.

Результаты расчетов по выбору оптимальных параметров захватного механизма, обеспечивающих надежность процесса поштучной выдачи лесоматериалов (табл. 1), выполнены согласно методике, изложенной в [2].

Как видно из таблицы, массой бревна минимального диаметра (рис. 1) можно легко создать утапливающий момент $M_{ут}$, значительно превышающий по абсолютной величине момент $M_{кр}^{max}$, практически не прибегая к использованию параметра γ [2]. Однако нетрудно заметить, что такая ситуация возможна для численных значений коэффициента трения качения, соответственно равных $K = 0,12; 0,14; 0,22$ [4]. Следует иметь в виду, что такие значения коэффициента K соответствуют достаточно круглым бревнам, не имеющим пороков формы.

Таблица 1

Параметры захватного механизма, рассчитанные из условия надежности процесса поштучной выдачи бревен из березы, осины, сосны и ели

| Номер расчетной схемы | Наименование породы бревен | $M_{кр}^{max}$ Н·м | $M_{ут}$ Н·м | K, см | Параметры захватного механизма, мм | | | | | | |
|-----------------------|----------------------------|-----------------------|-----------------|----------|------------------------------------|-----|------|----------|----------|----------|------|
| | | | | | γ | H | L | $R_{кр}$ | $R_{кл}$ | $r_{кр}$ | h |
| 1 | Береза | 70,0 | 190 | 0,12 | | | | | | | |
| | Осина | 102,5 | 138 | 0,22 | 50 | 120 | 1168 | 680 | 333 | 927 | 0 |
| | Сосна | 63,8 | 143 | 0,14 | | | | | | | |
| | Ель | 70,0 | 134 | 0,14 | | | | | | | |
| 2 | Береза | 56,0 | 160 | 0,12 | | | | | | | |
| | Осина | 84,5 | 112 | 0,22 | 0 | 240 | 1219 | 740 | 370 | 799 | 200 |
| | Сосна | 54,5 | 115 | 0,14 | | | | | | | |
| | Ель | 54,0 | 110 | 0,14 | | | | | | | |
| 3 | Сосна | 400 | 407 | 1,0 | 360 | 240 | 1219 | 740 | 370 | 799 | -228 |

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.