

Методика оптимального проектирования захватного устройства харвестерной головки

В. С. Сюнёв¹

А. А. Селивёрстов

Петрозаводский государственный университет

АННОТАЦИЯ

Приводится описание методики оптимального проектирования компоновки захватного устройства харвестерной головки.

Ключевые слова: захватное устройство, харвестерная головка, компоновочно-кинематическая схема.

SUMMARY

The optimal model for a compound-kinematics scheme of a grip device for single-grip harvester is described in this article.

Keywords: grip device, harvester head, compound-kinematics scheme.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ ХАРВЕСТИЕРНЫХ ГОЛОВОК

Харвестерная головка (рис.1) является наиболее сложным рабочим органом современных лесозаготовительных машин. Головка выполняет целый комплекс операций: от валки дерева до раскряжевки ствола на сортименты с одновременной обрезкой сучьев. Основным и наиболее важным элементом харвестерной головки является захватное устройство (ЗУ). Оно предназначено для захвата и надежного удержания дерева на протяжении всего технологического процесса. ЗУ состоит из захватных рычагов 1, которые монтируются на раме головки. На концах рычагов крепятся высокомоментные гидравлические моторы 2. На выходные валы моторов установлены подвижные вальцы 3 протаскивающего механизма. Привод захватных рычагов осуществляется с помощью гидроцилиндров, которые связаны с захватными рычагами шарнирно через проушины 4 рычагов.

Подвижные вальцы с помощью гидроцилиндров управления захватными рычагами прижимаются к дереву и удерживают его в силовом контуре харвестерной головки.

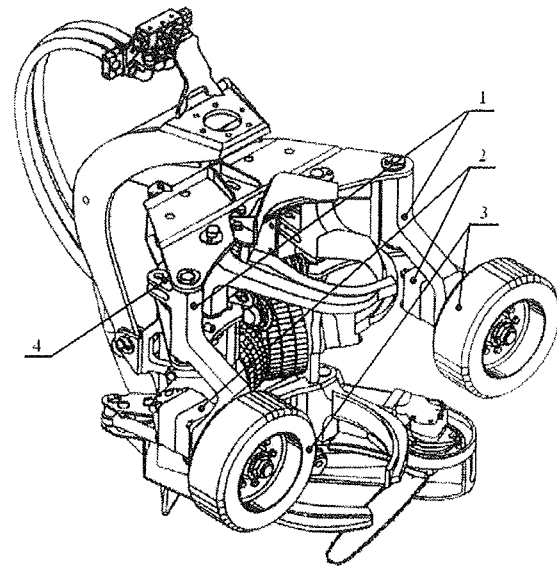


Рис. 1. Харвестерная головка Timberjack 758

В существующих конструкциях харвестеров захват деревьев осуществляется движением рычагов одним из следующих способов:

- в плоскости перпендикулярной оси дерева;
- в плоскости оси дерева.

В первом случае (см. рис. 1) рычаги ЗУ могут приводиться в действие одним общим гидроцилиндром (рис. 2) или иметь индивидуальный приводной гидроцилиндр на каждый рычаг (рис. 3).

Во втором случае при захвате ствола в плоскости оси дерева каждый рычаг, как правило, приводится в действие индивидуальным приводным гидроцилиндром (рис. 4).

При работе рычагов по первой схеме в случае захвата деревьев с небольшими диаметрами может возникнуть проблема перекрытия рычагов, тогда в конструкции головки рычаги с протаскивающими вальцами располагают на разных уровнях.

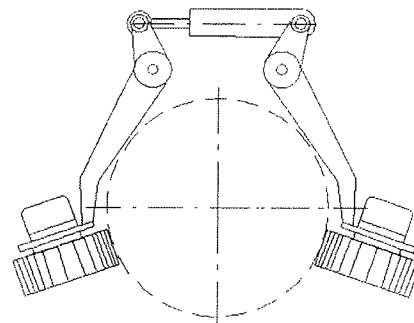


Рис. 2. Захватные рычаги с общим гидроцилиндром управления

¹ Авторы – соответственно д. т. н., профессор, заведующий кафедрой тяговых машин ПетрГУ и аспирант кафедры тяговых машин

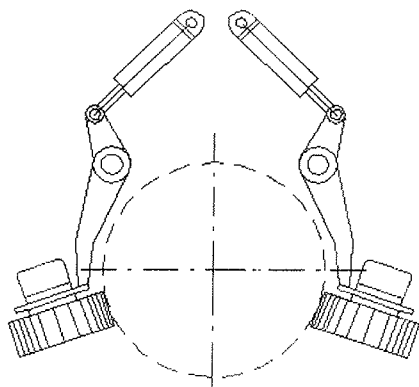


Рис. 3. Захватные рычаги с индивидуальным приводом

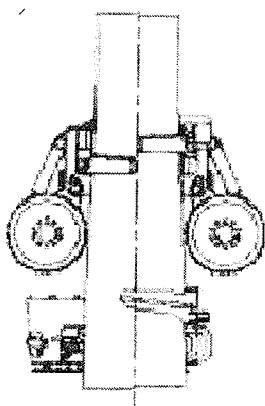


Рис. 4. Захват ствола рычагами в плоскости оси дерева

Показанные на рис. 2 и 3 гидроцилиндры связаны с наружным шарниром рычага, а внутренний шарнир крепит рычаг на корпусе головки. Существуют и иные схемы, когда гидроцилиндр связан с внутренним шарниром рычага, а наружный шарнир крепит рычаг к корпусу. В первом случае гидроцилиндры работают на зажим штоковой полостью, во втором случае – поршневой. При работе штоковой полостью усилие на штоке при зажиме дерева будет больше, чем при работе поршневой. Однако при креплении гидроцилиндра к внутреннему шарниру рычага он оказывается внутри корпуса и в этом случае исключается возможность повреждения гидроцилиндра при работе харвестерной головки в стесненных условиях, например в загущенных древостоях.

При захвате ствола в плоскости оси дерева (см. рис. 4) каждый гидроцилиндр связан с наружным шарниром рычага и крепится снаружи корпуса. При этом, как правило, на захват ствола гидроцилиндр работает поршневой полостью. Кроме того, в данной схеме дерево дополнительно удерживается сучкорезными ножами, выполняющими роль дополнительных захватов.

Перед началом проектирования ЗУ следует проанализировать и учесть условия работы харвестерной головки: виды рубок леса, породный состав древостоя и другие природно-производственные факторы.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПОНОВКИ ЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА ХАРВЕСТЕРНОЙ ГОЛОВКИ

Предлагаемая в настоящей статье методика основана на выполнении проектировочных расчётов в среде пакета MathCAD с одновременным графическим построением компоновочно-кинематической схемы (ККС) захватного устройства.

Методика разработана для конструкции ЗУ, рычаги которого осуществляют захват ствола в плоскости, перпендикулярной оси дерева.

Задачи, поставленные при проектировании, следующие:

1. Компоновка захватных рычагов должна быть произведена как можно ближе к дереву максимального диаметра, чтобы добиться компактной конструкции головки;
2. При обжати деревьев всего диапазона по диаметрам от D_{\max} до D_{\min} полностью должен реализоваться рабочий ход штока приводного гидроцилиндра рычагов;
3. Обеспечение надежного удержания дерева на протяжении всего технологического процесса его обработки;
4. Максимальное раскрытие рычагов при наведении рабочего органа на дерево с максимальным диаметром должно обеспечивать безударное захватывание дерева рычагами;
5. Плечо H усилия, развиваемого приводным гидроцилиндром, должно быть максимальным при обжатии дерева максимального диаметра;
6. Необходимо подобрать оптимальный приводной гидроцилиндр рычага.

При проектировании ЗУ учитывается наличие на захватных рычагах валцов протаскивающего механизма.

Реализация методики оптимального проектирования начинается с разработки ККС графически на миллиметровой бумаге или в САПР (КОМПАС, AutoCAD и др.) с одновременным расчетом параметров схемы в среде MathCAD.

Для решения поставленных задач определяющими являются следующие параметры:

- максимальный диаметр захватываемого дерева D_{\max} ;
- минимальный диаметр захватываемого дерева D_{\min} ;
- угол обхвата β дерева максимального диаметра;

- угол обхвата α дерева минимального диаметра.

Угол обхвата β обосновывается по методике предложенной Д. Г. Шимковичем в работах [2, 3].

Согласно этой методике, при проектировании конструкции захватных рычагов необходимо выбрать форму рычагов так, чтобы свести к минимуму величину пульсации нагрузок и средние нагрузки, действующие на рычаг в процессе обработки дерева в головке.

Выделяют два основных фактора, связанных с геометрией рычага и определяющих характер нагрузок при захвате дерева: для снижения среднего уровня нагрузок рычаг должен быть как можно ближе к прямой форме, а для снижения пульсации нагрузок иметь угол наклона к вертикали, по возможности приближающийся к β_{opt} (рис. 5). Эти факторы определяют критерий оптимальности формы рычага.

β_{opt} – угол между касательной к валцу и вертикалью в точке k контакта дерева с валцом.

Согласно [3] оптимальное значение угла равно $\beta_{opt} = 52...57^\circ$, т. к. при его уменьшении возрастает пульсация нагрузок, а при увеличении растет сопротивление сдвигу дерева.

Таким образом, угол обхвата β дерева максимального диаметра определяется на ККС с учетом угла β_{opt} .

Угол обхвата α дерева минимального диаметра также задается на ККС. $\alpha = 3...10^\circ$. При контакте вальца с деревом минимального диаметра (см. рис. 5) в точке 1 следует захватные рычаги располагать на двух уровнях, а в точке 2 – на одном уровне, т. к. перекрытия рычагов захватов не будет.

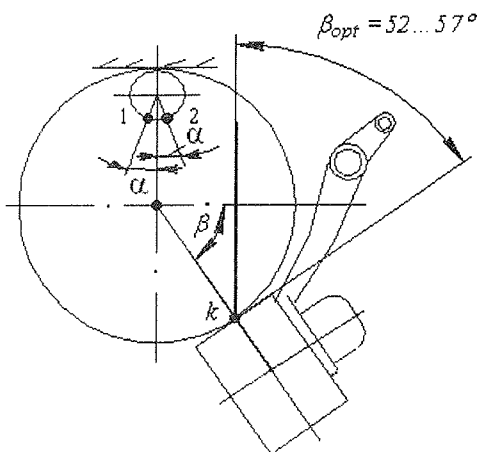


Рис. 5. Расчетная схема

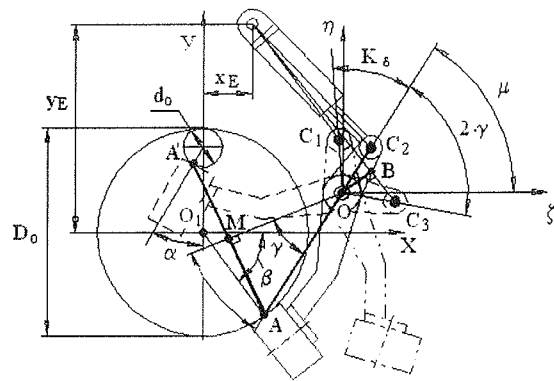


Рис. 6. Построение ККС

Алгоритм поиска решения

1. Вводятся ограничения на координату O шарнира подвеса рычага (рис. 6):

$$OO_1 \geq \frac{D_0}{2} + a_k, \tag{1}$$

где

D_0 – диаметр дерева в плоскости среза;

a_k – некоторый конструктивный размер, учитывающий технологический зазор между проушиной рычага и поверхностью ствола дерева, высоту самой проушины и радиус пальца или втулки пальца шарнира.

Диаметр дерева в плоскости среза определится по формуле [4]:

$$D_0 = q_0 D_{1,3}, \tag{2}$$

где q_0 – поправочный коэффициент формы ствола;

$D_{1,3}$ – диаметр дерева на высоте груди.

2. Определяются координаты точек A, M, O в среде MathCAD и начинается построение ККС графически.

Определение значения координат:

$$x_A = \frac{D_0}{2} \cos(\beta), \tag{3}$$

$$y_A = -\frac{D_0}{2} \sin(\beta), \tag{4}$$

$$x'_A = -\frac{d_0}{2} \sin(\alpha), \tag{5}$$

$$y'_A = \frac{D_0}{2} - \frac{d_0}{2} (1 + \cos(\alpha)). \tag{6}$$

Координаты центра отрезка AA' точки $M(x_M, y_M)$ рассчитываются согласно [5].

$$x_M = \frac{x_A + x_{A'}}{2}, \quad (7)$$

$$y_M = \frac{D_0(1 - \sin(\beta)) - d_0(1 + \cos(\alpha))}{4}. \quad (8)$$

Координаты точки $O(x_O, y_O)$ определяются при решении системы уравнений:

$$y_O - y_M = -\frac{1}{a}(x_O - x_M), \quad (9)$$

$$x_O^2 + y_O^2 = \left(\frac{D_0}{2} + a_k\right)^2, \quad (10)$$

$$y_O = y_M - \frac{d_0 \sin(\alpha) + D_0 \cos(\beta)}{d_0(1 + \cos(\alpha)) - D_0(1 + \sin(\beta))} \cdot (x_O - x_M). \quad (11)$$

Уравнение (9) описывает прямую, проходящую через точки O и M .

Угловым коэффициентом a отрезка AA' равен:

$$a = \frac{d_0(1 + \cos(\alpha)) - D_0(1 + \sin(\beta))}{d_0 \sin(\alpha) + D_0 \cos(\beta)}. \quad (12)$$

3. Рассчитываются углы поворота захватного рычага, $2 \cdot \gamma$ и K_δ :

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\sqrt{(x_A - x_{A'})^2 + (y_A - y_{A'})^2}}{2\sqrt{(x_A - x_A')^2 + (y_A - y_A')^2}}\right). \quad (13)$$

Учитывая запас открытия рычагов $K = 1, 2 \dots 1, 4$,

$$K_\delta = (1, 2 \dots 1, 4)\delta. \quad (14)$$

$$\delta = \frac{\frac{D_0}{2}(1 - \cos(\beta))}{\sqrt{(x_A - x_O)^2 + (y_A - y_O)^2}}. \quad (15)$$

4. Как показано на рисунке 6, ход штока должен реализовываться при повороте захватного рыча-

га на угол $2 \cdot \gamma + K_\delta$. Значение хода штока должно попадать в стандартный ряд ходов штоков гидроцилиндров. Одновременно необходимо задаться длиной рычага гидроцилиндра ρ (OC) на ККС и определить значение угла μ по ККС (угол между осью OZ и линией OC , где OC является продолжением линии AO).

5. Рассчитываются координаты точек C_1, C_2, C_3 рычага гидроцилиндра OC в MathCAD.

$$\zeta_{C_1} = \rho \cos(\mu + \kappa \cdot \delta), \quad (16)$$

$$\zeta_{C_2} = \rho \cos(\mu), \quad (17)$$

$$\zeta_{C_3} = \rho \cos(\mu - 2 \cdot \gamma), \quad (18)$$

$$\eta_{C_1} = \rho \sin(\mu + \kappa \cdot \delta), \quad (19)$$

$$\eta_{C_2} = \rho \sin(\mu), \quad (20)$$

$$\eta_{C_3} = \rho \sin(\mu - 2 \cdot \gamma). \quad (21)$$

6. Определяется координата $E(x_E, y_E)$ подвеса предварительно выбранного гидроцилиндра к корпусу по максимальному плечу усилия на штоке гидроцилиндра.

Координаты x_E и y_E определяются следующим образом:

- вращением гидроцилиндра относительно точки C_3 на ККС определяется положение точки E ;
- точка E опишет дугу, координаты которой x_E и y_E определяются на ККС.

В соответствии с поставленными задачами стремимся создать как можно более компактную схему ЗУ харвестерной головки и одновременно увеличить плечо усилия на штоке гидроцилиндра.

Значение плеча усилия H на штоке гидроцилиндра равно:

$$H(x_E, y_E) = \frac{|(x_E - x_O)\rho \sin(\mu) - (y_E - y_O) \cdot \rho \cos(\mu)|}{\sqrt{(x_E - x_O - \rho \cos(\mu))^2 + (y_E - y_O - \rho \sin(\mu))^2}}. \quad (22)$$

Полученное значение будет представлено в виде таблиц при предварительном задании значения координат x_E и y_E последовательно с заданным шагом.

Например, с шагом 0,01.

Пусть $x_E = 0,17, 0,18 \dots 0,24$;

$$y_E = 0.39, 0.40, 0.42.$$

Тогда

$$y_E = H(y_E, 0.17)$$

0.39	0.051
0.4	0.054
0.41	0.056
0.42	0.057

$$H(y_E, 0.18) = H(y_E, 0.19)$$

0.042	0.034
0.046	0.039
0.049	0.043
0.051	0.046

и т. д.

Максимальным будет плечо усилия на штоке гидроцилиндра $H = 0,057$ м при $y_E = 0,42$ м и $x_E = 0,17$ м.

7. Проверяется условие реализации хода штока гидроцилиндра. Подбираются такая длина рычага ρ или угол K_8 , чтобы выполнялось условие $EC_3 = EC_3$.
В этом случае пересчитываются координаты точек C_1, C_2, C_3, E и вносятся изменения на ККС (см. пункт 5);

Максимальная длина гидроцилиндра с полностью выдвинутым штоком

$$EC_3 = l_1 + L + S. \quad (23)$$

Максимальная длина гидроцилиндра в системе координат $\eta O \zeta$ запишется в следующем виде:

$$EC_3 = \sqrt{(\zeta_E - \zeta_{C_3})^2 + (\eta_E - \eta_{C_3})^2}, \quad (24)$$

где

$$\zeta_E = x_E - x_O, \quad (25)$$

$$\eta_E = y_E - y_O. \quad (26)$$

8. Рассчитывают ограничение OB' (см. рис. 6), которое исключает пересечение штока выбранного гидроцилиндра с втулкой рычага (точка O) на всем рабочем ходу штока;

$$OB \geq r_{от} + r_{шт}, \quad (27)$$

где $r_{от}$ – радиус втулки шарнира O ;

$r_{шт}$ – радиус штока гидроцилиндра.

$$OB' = \frac{|\zeta_E \eta_{C_3} - \eta_E \zeta_{C_3}|}{Ec_3} > OB. \quad (28)$$

Если условие выполняется, то оставляем предварительно выбранный гидроцилиндр. Если нет, то следует изменить координаты подвеса гидроцилиндра x_E и y_E и снова выполнить пересчет по пункту 6.

9. Выбран предварительно гидроцилиндр привода рычага. Теперь следует проверить, является ли данный гидроцилиндр оптимальным либо следует его поменять. Для этого определяется момент $M1$, необходимый для надежного удержания дерева, и момент Mg , развиваемый приводом (предварительно выбранным гидроцилиндром). Принимается тот гидроцилиндр, у которого момент Mg больше момента $M1$ на всем диапазоне изменения диаметров от d_0 до D_0 , но момент Mg минимальный. Если ранее принятый гидроцилиндр не удовлетворяет данному условию, то необходимо принять другой гидроцилиндр с тем же ходом штока. Последующий пересчет ведется с пункта 6 по 9.

В общем случае достичь полного совпадения максимального момента гидроцилиндра Mg и максимально возможного потребного момента $M1$ (верхней границы моментов) для всех положений захватных рычагов не удастся из-за ограниченного числа варьируемых параметров, конструктивных ограничений и дискретности стандартного ряда типоразмеров гидроцилиндров. **Поставленную задачу оптимальной компоновки захватных рычагов можно сформулировать как оптимизационную.** Аналогично задаче, решаемой при проектировании манипулятора [6, 7], необходимо найти такие значения параметров механизма, при которых максимальное значение отношения развиваемого приводом момента к максимально возможному потребному моменту на всем диапазоне изменений диаметров было бы наименьшим при условии, что это отношение не становится меньше единицы:

$$\min(\max \frac{Mg(D)}{M1(D)} - 1 > 0),$$

$$\bar{s}, \bar{d}, \bar{x}, \bar{y}, \quad (29)$$

$$d_0 < D < D_0,$$

где $Mg(D)$ – функция развиваемого гидроцилиндром момента;

$M1(D)$ – функция верхней границы моментов;

s – ход штока гидроцилиндра;

d – диаметр поршневой или штоковой полости гидроцилиндра;

x, y – координаты подвеса опор гидроцилиндра и размеры элементарного рычажного механизма;

D – диапазон изменений диаметров деревьев.

При решении поставленной задачи на управляемые параметры (компоненты векторов S, d, x, y), исходя из конструктивных соображений и нормативных материалов, необходимо наложить соответствующие областные и функциональные ограничения.

Для определения верхней границы моментов механизма управления рычагами рассчитывается **потребный момент**, действующий относительно шарнира соединения рычага и корпуса (см. точка O на рис. 7). Он действует в плоскости движения рычага, при этом наибольший момент будет соответствовать захвату дерева максимального диаметра:

$$M1 = N \cdot h_N - T \cdot h_T, \quad (30)$$

где N – максимальная потребная сила нормального давления рычага на ствол;

T – сила трения рычага о ствол;

h_N и h_T – плечи действия силы N и T (определяется из ККС).

Сила трения рычага о ствол определится по следующей формуле:

$$T = N \cdot \tan \lambda, \quad (31)$$

где угол λ измеряется по ККС (см. рис. 7).

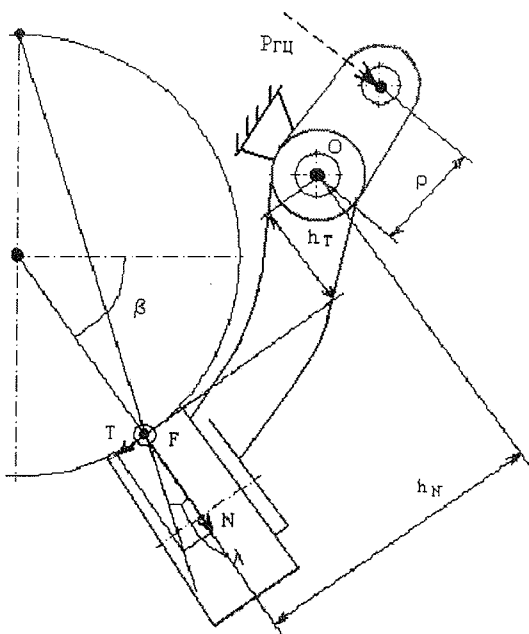


Рис. 7. Схема сил, действующих на захватный рычаг

Момент, развиваемый приводом, определяется по следующей формуле:

$$Mg = F_{гц} \cdot p \cdot h_g \cdot \eta_{кнд}, \quad (32)$$

где $F_{гц}$ – площадь поршневой или штоковой части гидроцилиндра.

При работе гидроцилиндра поршневой полостью на обжим дерева

$$F_{гц} = \pi \frac{D_{порш}^2}{4}, \quad (33)$$

При работе штоковой полостью

$$F_{гц} = \pi \frac{(D_{порш} - d_{шт})^2}{4}, \quad (34)$$

p – давление в гидросистеме;

$\eta_{кнд} = 0,95$ – коэффициент полезного действия;

h_g – плечо действия гидроцилиндра в неподвижной системе координат с началом в точке O

$$h_g = \rho \cos(\gamma). \quad (35)$$

На рисунке 8 представлен график зависимости двух рассмотренных выше моментов от диаметра обхватываемого дерева.

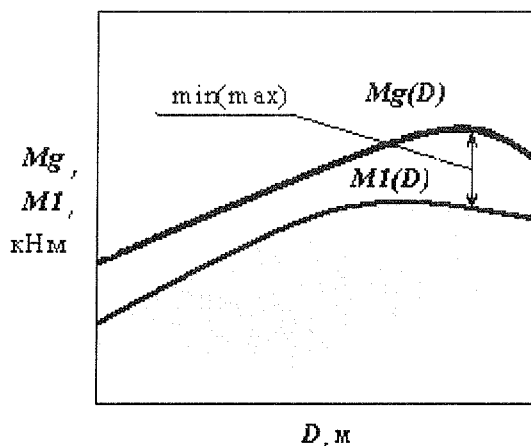


Рис. 8. График зависимости момента, развиваемого гидроцилиндром Mg , и момента $M1$, необходимого для надежного захвата дерева, от диаметра дерева D

ВЫВОДЫ

1. Описанная методика оптимального проектирования захватного устройства позволяет решить все семь поставленных выше задачи.

2. Задавая необходимые значения D_{\max} , D_{\min} , β , α , можно спроектировать захватное устройство харвестерной головки, предназначенной для конкретных видов рубок леса.
3. Реализация теоретических расчетов графически позволяет оперативно вносить изменения на ККС и одновременно вести пересчет в среде MathCAD.
4. Поскольку в методике учитывается значение угла обхвата β , то решается одно из направлений повышения скорости протаскивания деревьев: установка ведущих роликов на рычагах под определенным углом к стволу дерева.
5. Обеспечиваемое при применении данной методики снижение длины захватных рычагов повышает прочность конструкции захватного механизма и облегчает вес всей конструкции.
2. Шимкович Д. Г. Сравнительная оценка методов расчёта нагрузок при зачерпывании круглых лесоматериалов / Д. Г. Шимкович // Лесной журнал. 1990. № 5. С. 51 – 55.
3. Шимкович Д. Г. Оптимизация формы челюстей грейферных механизмов при зачерпывании круглых лесоматериалов / Д. Г. Шимкович // Лесной журнал. 1990. № 6. С. 34 – 38.
4. Сюнёв В. С. Справочные материалы и методические указания для курсового и дипломного проектирования / В. С. Сюнёв, А. В. Родионов. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2001. 37 с.
5. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. 11-е изд. М.: Наука, 1976. 872 с.
6. Герасимов Ю. Ю. Манипуляторные системы лесных машин: проектирование и расчет: Учебное пособие / Ю. Ю. Герасимов, С. А. Кильпейнен, В. М. Костюкевич, В. С. Сюнёв. Петрозаводск; Йоэнсуу, 1994. 96с.
7. Герасимов Ю. Ю. Лесосечные машины для рубок ухода: компьютерная система принятия решений / Ю. Ю. Герасимов, В. С. Сюнёв. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 1998. 236 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баринов К. Н. Проектирование лесопромышленного оборудования: Учебное пособие / К. Н. Баринов, В. А. Александров. Л.: Изд-во ЛГУ, 1988. 240 с.