

Т.А. Охупкин, А.В. Андронов, В.А. Кацадзе, В.А. Кондратюк

СРАВНЕНИЕ И АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА ХАРВЕСТЕРНЫХ ГОЛОВОК

Введение. Почти все харвестерные головки, представленные на рынке в настоящее время, имеют принципиально схожие конструкции. Однако из-за неоднородности условий эксплуатации, различного состава древостоя, а также из-за необходимости сочетать надежность и точность выполнения операций с простотой и дешевизной устройств разрабатываются различные виды отдельных механизмов харвестерных головок. Если, например, пильный механизм или механизм протяжки имеют небольшое количество вариаций, то механизм захвата, играющий важную роль во всех операциях по заготовке дерева, имеет большее количество видов, изучению которых не уделяется должного внимания [Laurier, 2010]. Об основных типах захватного механизма, за исключением гибридного механизма захватного устройства, пойдет речь в данной статье. В российском научном поле работ по данной теме не представлено.

Целью исследования является анализ различных типов захватных устройств (ЗУ) харвестерных головок, их кинематических схем и выявление принципиальных отличий в усилии протяжки, необходимом для успешной протяжки обрабатываемого дерева в головках с концентрическим и линейным механизмами ЗУ.

Материалы и методология исследования. Исследование проводилось с использованием документов, мануалов и изображений из сети Интернет, а также посредством изучения натуральных образцов устройств.

Результаты исследования. Теоретическая часть исследования. Лесозаготовка сортиментным способом предполагает использование специализированного технологического оборудования – харвестерной головки. Это орган лесозаготовительной машины, который осуществляет захват дерева, его валку, обрезку сучьев и раскряжевку на сортименты необходимой длины.

Если рассматривать вышеуказанные операции более подробно и деконструировать их, можно заметить, насколько большую роль в работе харвестерной головки играет захватывание дерева (рис. 1).

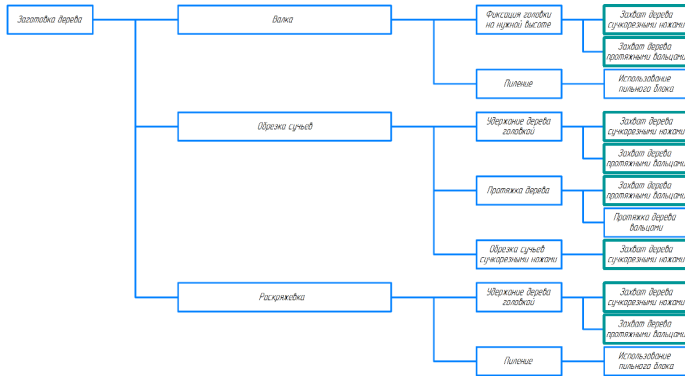


Рис. 1. Схема деконструкции операций заготовки дерева
 Fig. 1. Simplified FAST diagram of logging operations

Захватное устройство харвестерной головки состоит из сучкорезных ножей и протяжных вальцов, установленных на рычаги. Захватное устройство при помощи гидроцилиндров и системы тяг обеспечивает нагрузку, направленную нормально к поверхности дерева при захвате ствола, его удерживании и протяжке. Усилия, обеспечиваемые вальцами и ножами, позволяют дереву совершать поступательное движение при обрезке сучьев так, чтобы ножи срезали сучья как можно ближе к стволу и не врезались в сам ствол [Goubet et al., 2013].

Нормальная нагрузка позволяет протяжным вальцам, вращаясь, оказывать тангенциальную нагрузку на дерево и протягивать его, а ножам – срезать сучья у основания.

В существующих моделях харвестерных головок применяются три механизма захватного устройства [Goubet et al., 2013]:

- концентрический механизм;
- линейный механизм;
- гибридный механизм.

Данные типы механизмов, в свою очередь, имеют ряд подвидов. Они будут рассмотрены ниже.

Гибридный механизм ЗУ – вид ЗУ, призванный сочетать преимущества концентрического и линейного захватных механизмов. В силу своей сложности и сравнительно небольшой распространенности он не будет рассматриваться в рамках статьи.

Концентрический механизм ЗУ – это вид механизма ЗУ, в котором рабочие органы харвестерной головки совершают движение в плоскости ZY , перпендикулярной оси вращения данных рабочих органов (рис. 2).

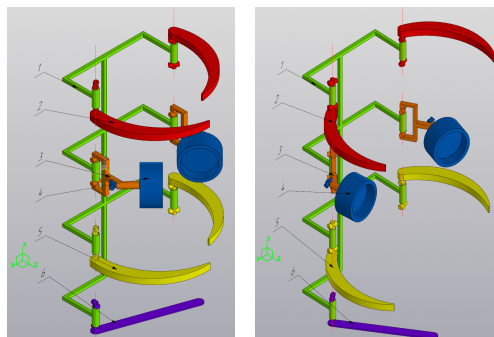


Рис. 2. Упрощенная схема концентрического захватного механизма харвестерной головки: 1 – рама, 2 – верхние сучкорезные ножи, 3 – рычаги протяжных вальцов, 4 – протяжные вальцы, 5 – нижние сучкорезные ножи, 6 – пильный блок

Fig. 2. Simplified model of a concentric gripping mechanism: 1 – frame, 2 – upper delimbing knives, 3 – feed rollers arms, 4 – feed rollers, 5 – lower delimbing knives, 6 – chain saw

В такой конструкции элемент рабочего органа ЗУ (сучкорезный нож или рычаг протяжного вальца) составляет шарнирное соединение стержня с неподвижной опорой (рамой), которое осуществляет движение только в одной плоскости.

Концентрический механизм, принципиально отличающийся от прочих вариантов механизма ЗУ своей геометрией движения рабочих органов, имеет несколько вариаций системы привода движения.

Концентрический механизм с одним приводным элементом является наиболее простой по конструкции вариацией концентрического механизма. Схема такого механизма изображена на рис. 3. В таком механизме привод рабочего органа харвестерной головки осуществляется при помощи одного приводного элемента (гидроцилиндра).

Механизм, по сути, представляет из себя четырехзвенный механизм с четырьмя кинематическими парами пятого класса, число степеней свободы механизма $W = 1$. При этом, когда захват смыкается на дереве, число степеней свободы механизма $W = 0$.

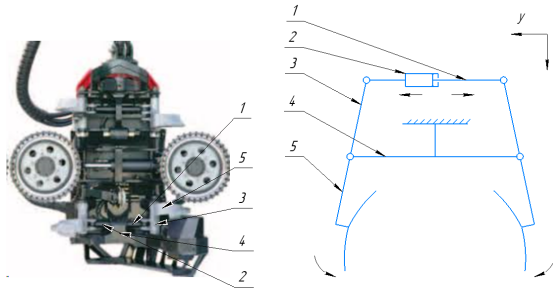


Рис. 3. Харвестерная головка Valmet 370.2 (слева) [Valmet..., 2012] и кинематическая схема механизма нижних сучкорезных ножей с одним приводным элементом (справа): 1 – шток гидроцилиндра, 2 – корпус гидроцилиндра, 3 – рычаг сучкорезного ножа, 4 – рама, 5 – сучкорезный нож

Fig. 3. The Valmet 370.2 harvester head (left) and the kinematic diagram of the mechanism of the lower delimbing knives with a single actuator (right): 1 – hydraulic cylinder rod, 2 – hydraulic cylinder housing, 3 – delimbing knife lever, 4 – frame, 5 – delimbing knife

В связи с этим движение рабочих органов – сучкорезных ножей или рычагов протяжных вальцов – несимметрично, что может приводить к захвату дерева, при котором дерево расположено не ровно посередине относительно рабочих органов головки, что может привести к некачественной обработке дерева и непредусмотренным нагрузкам на рабочие органы.

Для предотвращения возникновения такого явления плоскость рамы, к которой прижимается ствол обрабатываемого дерева, выполняют по форме похожей на латинскую букву «V», что обеспечивает правильное позиционирование дерева в захвате.

В силу вышеуказанных обстоятельств такой вид механизма не применяется в конструкциях привода рычагов протяжных вальцов в существующих харвестерных головках.

Концентрический механизм захватного устройства с двумя приводными элементами, в отличие от предыдущего рассмотренного механизма, использует два независимых приводных элемента (гидроцилиндра). Схема данного механизма представлена на рис. 4.

Механизм можно рассматривать как два механизма, состоящие из четырех кинематических пар пятого класса, результирующее количество степеней свободы механизма $W = 1$, как и у концентрического механизма с

одним приводным элементом. Однако в данном механизме отсутствует несимметричность движения рабочих органов благодаря специфической гидравлической системе, обеспечивающей симметричность движения рабочих органов.

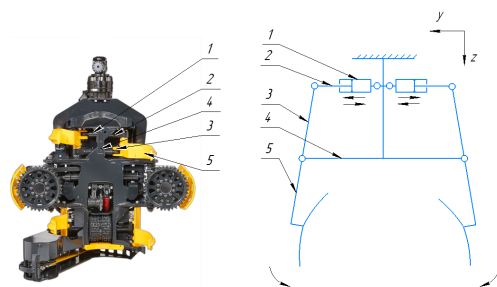


Рис. 4. Харвестерная головка PONSSE H8 (слева) [PONSSE..., 2012] и кинематическая схема механизма верхних сучкорезных ножей с двумя приводными элементами (справа): 1 – корпус гидроцилиндра, 2 – шток гидроцилиндра, 3 – рычаг сучкорезного ножа, 4 – рама, 5 – сучкорезный нож

Fig. 4. Harvester head PONSSE H8 (left) and the kinematic diagram of the mechanism of upper delimbing knives with two actuators (right): 1 – hydraulic cylinder housing, 2 – hydraulic cylinder rod, 3 – delimbing knife lever, 4 – frame, 5 – delimbing knife

Гидравлическая схема изображена на рис. 5. Ключевым элементом в работе схемы является трехсекционный гидравлический распределитель, который посылает гидравлическую жидкость одновременно в оба приводных гидроцилиндра, что обеспечивает синхронность работы приводимых в движение элементов [Best..., 2005].

Когда распределитель находится в центральном положении, и подача гидравлической жидкости перекрыта, она может переходить из одного цилиндра в другой таким образом, что при выдвижении штока одного из цилиндров шток другого движется в обратном направлении. Данный механизм создает большее усилие при удержании дерева, а также обладает большей безопасностью, так как гидросистема спроектирована так, что при выходе из строя одного цилиндра второй продолжает работать и оператор может перенести и положить обрабатываемое дерево. Также, благодаря симметричности движения рабочих органов, данный механизм используется в механизме привода рычагов протяжных валцов (рис. 6) [Васильев, 2024].

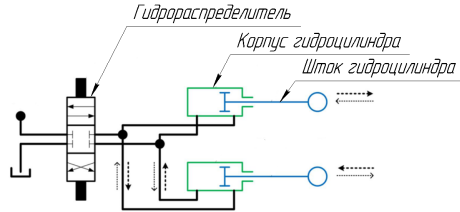


Рис. 5. Гидравлическая схема привода концентрического механизма ЗУ с двумя приводными элементами

Fig. 5. Hydraulic diagram of the concentric gripping mechanism with two actuators

0

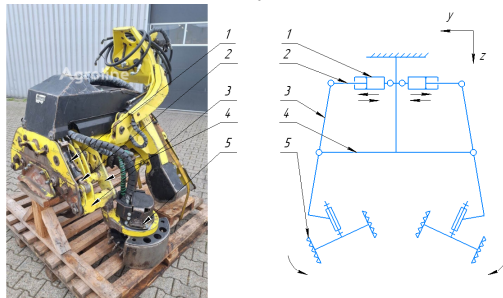


Рис. 6. Харвестерная головка John Deere H480C (слева) [Best..., 2005] и кинематическая схема механизма рычагов протяжных вальцов (справа): 1 – корпус гидроцилиндра, 2 – шток гидроцилиндра, 3 – рычаг протяжного вальца, 4 – рама, 5 – протяжной валец

Fig. 6. The John Deere H480C harvester head (left) and the kinematic diagram of the feed roller lever mechanism (right): 1 – hydraulic cylinder housing, 2 – hydraulic cylinder rod, 3 – feed roller lever, 4 – frame, 5 – feed roller

Концентрический механизм с одним приводным элементом и соединительной тягой – третий вид концентрического механизма, представлен на рис. 7.

Данный вид механизма сочетает в себе большую простоту конструкции, системы управления, похожие на первый рассмотренный вид механизма ЗУ, и улучшенную по сравнению с первым видом механизма симметричность движения рабочих органов. Механизм состоит из шести кинематических пар пятого класса, благодаря соединительной тяге результирующая степень свободы механизма $W = 0$, что делает позиционирование дерева в ЗУ более точным.

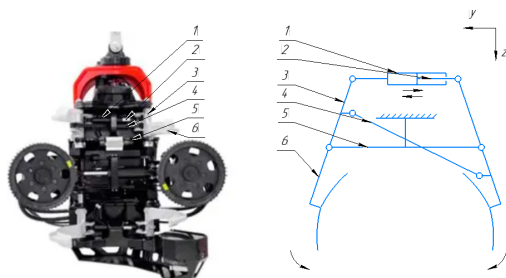


Рис. 7. Харвестерная головка Komatsu 370E (слева) [KOMATSU..., 2012] и кинематическая схема механизма верхних сучкорезных ножей с одним приводным элементом и соединительной тягой (справа): 1 – корпус гидроцилиндра, 2 – шток гидроцилиндра, 3 – рычаг сучкорезного ножа, 4 – соединительная тяга, 5 – рама, 6 – сучкорезный нож

Fig. 7. The Komatsu 370E harvester head (left) and the kinematic diagram of the mechanism of the upper delimbing knives with a single actuator and a coupling bar (right): 1 – hydraulic cylinder housing, 2 – hydraulic cylinder rod, 3 – delimbing knife lever, 4 – coupling bar, 5 – frame, 6 – delimbing knife

Такой вид механизма также используется в конструкции привода рычагов протяжных вальцов (рис. 8).

Концентрический механизм 3У является распространенным типом конструкции захватного устройства и используется на большом количестве моделей харвестерных головок. Среди его преимуществ выделяется относительная простота конструкции, а также высокое усилие прижатия ствола обрабатываемого дерева к раме харвестерной головки. Однако механизм такой конструкции в силу геометрического строения и высокой силы прижатия дерева к раме харвестерной головки не может применяться для обработки стволов деревьев, имеющих непрямую форму или высокую гибкость ствола. Более того, в силу особенности конструкции при полном закрытии вальцов и сучкорезных ножей между рабочими органами и рамой остается свободное пространство треугольной формы, что говорит о невозможности обработки слишком тонких стволов деревьев [Angulo, 2016].

Недостатки концентрического механизма захватного устройства могут не иметь большого влияния на работу харвестерной головки, однако в силу

разнообразия условий лесозаготовки, в частности состава древостоя, могут серьезно повлиять на качество обработки дерева и ресурс рабочих органов устройства.

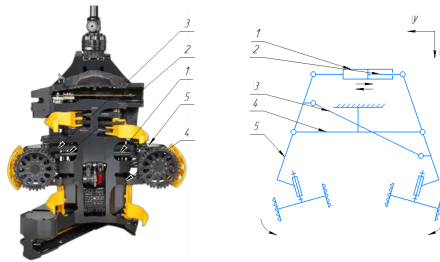


Рис. 8. Харвестерная головка PONSSE H8 HD (слева) [PONSSE..., 2012] и кинематическая схема механизма рычагов протяжных вальцов с одним приводным элементом и соединительной тягой (справа): 1 – корпус гидроцилиндра, 2 – шток гидроцилиндра, 3 – соединительная тяга, 4 – рама, 5 – рычаг протяжного вальца

Fig. 8. The PONSSE H8 HD harvester head (left) and the kinematic diagram of the feed roller lever mechanism with a single actuator and a coupling bar (right): 1 – hydraulic cylinder housing, 2 – hydraulic cylinder rod, 3 – coupling bar, 4 – frame, 5 – feed roller lever

Именно для таких условий работы разработан линейный захватный механизм. Упрощенная кинематическая схема такого типа захватного механизма изображена на рис. 9. Механизм применяется только в конструкции привода рычагов протяжных вальцов, и главным его отличием от концентрического является то, что рычаги протяжных вальцов совершают вращательное движение при захвате по оси, лежащей в плоскости XY , перпендикулярной к плоскости перемещения сучкорезных ножей.

Линейный механизм ЗУ также имеет несколько вариаций, о которых будет сказано ниже. Стоит отметить, что линейный механизм ЗУ используется только в конструкции рычагов протяжных вальцов, так как для сучкорезных ножей он конструктивно неприменим.

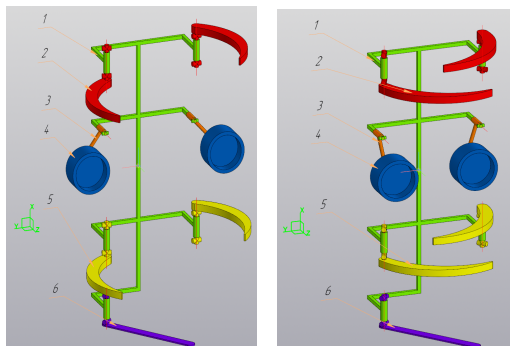


Рис. 9. Упрощенная схема линейного механизма захватного устройства: 1 – рама, 2 – верхний сучкорезный нож, 3 – рычаг протяжного вальца, 4 – протяжной валец, 5 – нижний сучкорезный нож, 6 – пильный блок

Fig. 9. Simplified model of a linear gripping mechanism: 1 – frame, 2 – upper delimbing knives, 3 – feed rollers arms, 4 – feed rollers, 5 – lower delimbing knives, 6 – chain saw

Линейный механизм ЗУ с одним приводным элементом представлен на рис. 10. Аналогично концентрическому механизму он представляет из себя четырехзвенный механизм с количеством степеней свободы $W = 1$. Однако при захвате ствола обрабатываемого дерева имеющаяся степень свободы не исчезает, что позволяет харвестерной головке обрабатывать искривленные и гибкие деревья.

Линейный механизм с двумя приводными элементами представлен на рис. 11.

Линейный механизм с двумя приводными элементами по структуре аналогичен концентрическому механизму с двумя приводными элементами, однако, имеющаяся степень свободы при захвате ствола обрабатываемого дерева не исчезает, что, в сочетании с двумя приводными элементами, позволяет обрабатывать не только искривленные и слишком гибкие деревья, но и деревья с дефектами, вызывающими неравномерные расширения ствола. То есть, протяжные вальцы всегда остаются в зацеплении с поверхностью ствола дерева [Angulo, 2016].

Расчетная часть исследования. В ходе исследования был проведен анализ с целью установить различия в усилиях, необходимом для протяжки дерева через харвестерные головки с концентрическим и линейным механизмами рычагов вальцов.

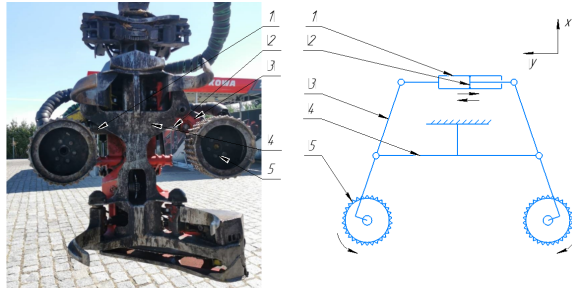


Рис. 10. Харвестерная головка Waratah HTH250 (слева) и кинематическая схема механизма протяжных вальцов с одним приводным элементом (справа): 1 – корпус гидроцилиндра, 2 – шток гидроцилиндра, 3 – рычаг протяжного вальца, 4 – рама, 5 – протяжной валец

Fig. 10. The Waratah HTH250 harvester head (left) and the kinematic diagram of the feed roller mechanism with a single actuator: 1 – hydraulic cylinder housing, 2 – hydraulic cylinder rod, 3 – feed roller lever, 4 – frame, 5 – feed roller

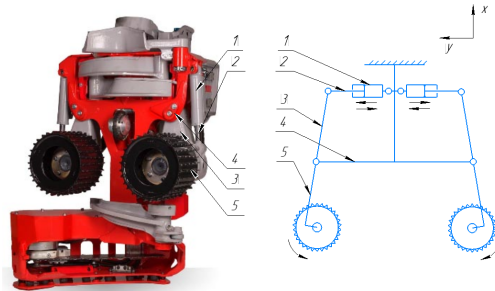


Рис. 11. Харвестерная головка LogMax 4000T (слева) [Log Max..., 2012] и кинематическая схема механизма протяжных вальцов с двумя приводными элементами (справа): 1 – корпус гидроцилиндра, 2 – шток гидроцилиндра, 3 – рычаг протяжного вальца, 4 – рама, 5 – протяжной валец

Fig. 11. The LogMax 4000T harvester head (left) and the kinematic diagram of the feed roller mechanism with two actuators: 1 – hydraulic cylinder housing, 2 – hydraulic cylinder rod, 3 – feed roller lever, 4 – frame, 5 – feed roller

Рассмотрим схемы двух харвестерных головок. Примем ряд допущений к расчету: головки имеют одинаковые по форме, размеру и материалу протяжные вальцы и сучкорезные ножи, обрабатываемое дерево в обоих случаях имеет одинаковый диаметр, кинематика привода рабочих органов принимается условной.

За основу принимается компоновка харвестерной головки с двумя протяжными вальцами и четырьмя сучкорезными ножами, аналогично изображенному на рис. 2 и 9. Схема системы сил в концентрическом механизме представлена на рис. 12, 13.

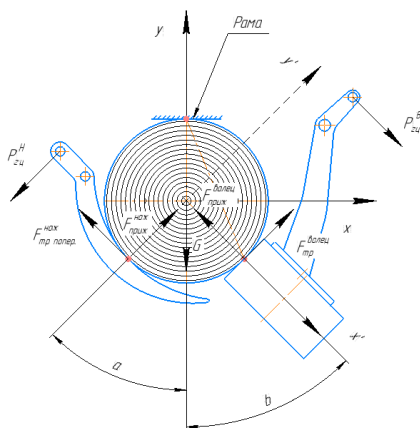


Рис. 12. Схема системы сил в поперечной плоскости

Fig. 12. Diagram of the force system in the transverse plane

Для наглядности на рис. 12 изображен один из двух вальцов и один из четырех сучкорезных ножей. Из схемы на рис. 12 видно, что дерево удерживается в захватном устройстве силой, с которой его прижимает рычаг протяжного вальца $\overline{F_{валец_приж}}$, силой, с которой дерево прижимает сучкорезный нож $\overline{F_{нож_приж}}$, силой трения ствола дерева об валец $\overline{F_{валец_тр}}$ и силой трения дерева о сучкорезный нож в плоскости $Ox'y'$ $\overline{F_{нож_тр_попер}}$.

Вес дерева $\overline{G}$ при этом направлен вертикально вниз, так как протяжка дерева осуществляется в горизонтальном положении. Для удобства введем систему координат $Ox'y'$, где ось x' совпадает с вектором силы $\overline{F_{валец_приж}}$, и

построим проекцию схемы в плоскости $Ox'z'$ (рис. 13). Вектор $\vec{v}$ указывает на направление протяжки ствола дерева, вектор силы протяжки $\overline{F_{\text{прот}}^{\text{валец}}}$ имеет то же направление. Силы сопротивления протяжке составляют сила трения ствола дерева о раму $\overline{F_{\text{тр}}^{\text{рама}}}$ и общая сила сопротивления движению, оказываемая сучкорезными ножами $\overline{F_{\text{тр}}^{\text{нож}}}$, в которую входят сила трения о ножи и сила резания обрезки сучьев. [Базаров и др., 2021]

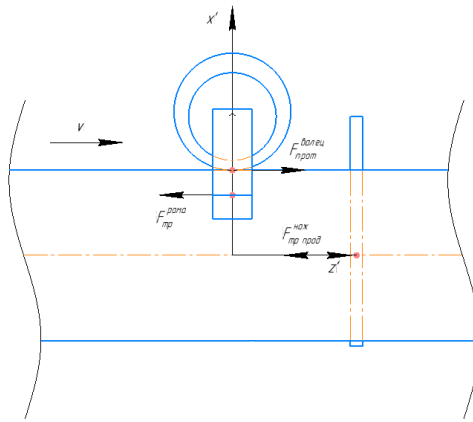


Рис. 13. Схема системы сил в продольной плоскости

Fig. 13. Diagram of the force system in the longitudinal plane

Соответственно, усилие протяжки должно быть больше, чем силы сопротивления протяжке:

$$\overline{F_{\text{прот}}^{\text{валец}}} > \overline{F_{\text{тр}}^{\text{рама}}} + \overline{F_{\text{тр}}^{\text{нож}}}, \text{ кН.} \quad (1)$$

В проекции на ось:

$$Oz': F_{\text{прот}}^{\text{валец}} - F_{\text{тр}}^{\text{рама}} - F_{\text{тр}}^{\text{нож}} > 0, \text{ кН.}$$

Проекция сил, удерживающих дерево в захвате:

$$\begin{cases} Ox': -F_{\text{приж}}^{\text{валец}} - F_{\text{тр попер.}}^{\text{нож}} + G \cos b = 0, \\ Oy': F_{\text{приж}}^{\text{нож}} + F_{\text{тр}}^{\text{валец}} - G \cos a = 0. \end{cases}$$

Итоговая система имеет вид

$$\begin{cases} Ox': F_{\text{приж}}^{\text{валец}} + F_{\text{тр попер.}}^{\text{нож}} = G \cos b, \\ Oy': F_{\text{приж}}^{\text{нож}} + F_{\text{тр}}^{\text{валец}} = G \cos a, \\ Oz': F_{\text{прот}}^{\text{валец}} - F_{\text{тр}}^{\text{рама}} - F_{\text{тр}}^{\text{нож}} > 0. \end{cases} \quad (2)$$

Далее рассмотрим схемы системы сил для линейного механизма захватного устройства (рис. 14,15).

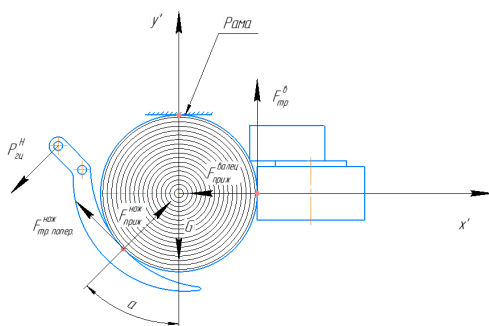


Рис. 14. Схема системы сил в поперечной плоскости

Fig. 14. Diagram of the force system in the transverse plane

Главное отличие схемы на рис. 14 от схемы на рис. 12 состоит в том, что дерево в захвате удерживают только сила, с которой нож прижимает дерево $\overline{F_{\text{приж}}^{\text{нож}}}$, сила трения дерева о нож в плоскости $Ox'y'$ $\overline{F_{\text{тр попер.}}^{\text{нож}}}$ и сила трения ствола дерева о валец $\overline{F_{\text{тр}}^{\text{валец}}}$. Вектор силы, с которой валец прижимает дерево $\overline{F_{\text{приж}}^{\text{валец}}}$, действует под прямым углом к вектору силы $\overline{G}$, проекция этой силы на Oy' равна нулю.

Составим систему уравнений проекций сил на оси, чтобы выполнялось условие удержания дерева в захвате и протяжки ствола через харвестерную головку:

$$\begin{cases} Ox': F_{\text{приж}}^{\text{валец}} + F_{\text{тр попер.}}^{\text{нож}} \cos a = F_{\text{приж}}^{\text{нож}} \sin a, \\ Oy': F_{\text{тр}}^{\text{валец}} + F_{\text{приж}}^{\text{нож}} \cos a = G, \\ Oz': F_{\text{прот}}^{\text{валец}} - F_{\text{тр}}^{\text{рама}} - F_{\text{тр}}^{\text{нож}} > 0. \end{cases} \quad (3)$$

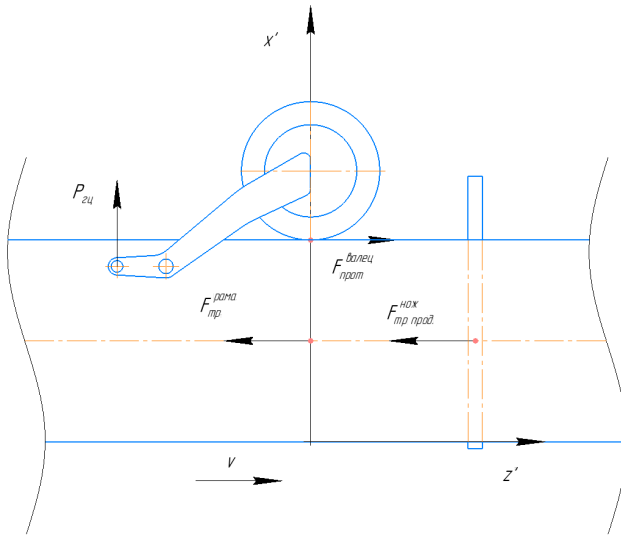


Рис. 15. Схема системы сил в продольной плоскости
Fig. 15. Diagram of the force system in the longitudinal plane

Для того, чтобы оценить, имеется ли какая-либо разница между усилием, необходимым для протяжки дерева в зависимости от захватного механизма, необходимо анализировать силы, которые оказывают сопротивление усилию протяжки, а именно сумму $F_{тр}^{рама} + F_{тр}^{нож}$.

В соответствии с формулой сила сопротивления движению тела по некоторой поверхности равна произведению силы, оказываемой со стороны поверхности на данное тело, и коэффициента сопротивления. В нашем случае, примем допущение, что коэффициент сопротивления для всех поверхностей и видов сопротивления одинаков и равен μ . Отсюда:

$$F_{тр}^{рама} = \mu N^{рама}, \text{ кН.} \quad (4)$$

$$F_{тр}^{нож} = \mu N^{нож}, \text{ кН} \quad (5)$$

Далее, если обратиться к схемам на рис. 12 и 14, можно обратить внимание, что составляющие сил прижатия вальцом и ножом дерева прижимают его к раме. В соответствии с этим схемы можно дополнить (рис. 16, 17).

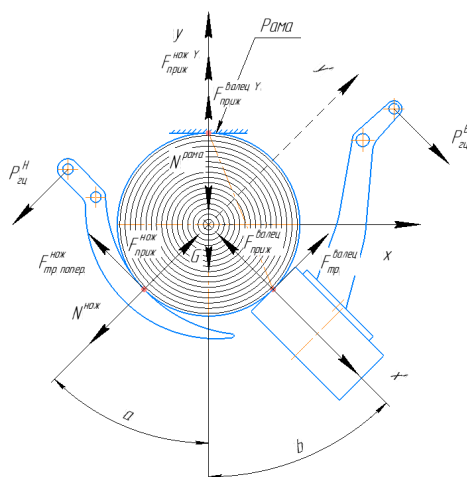


Рис. 16. Дополненная система сил концентрического механизма

Fig. 16. Extended force system of the concentric mechanism

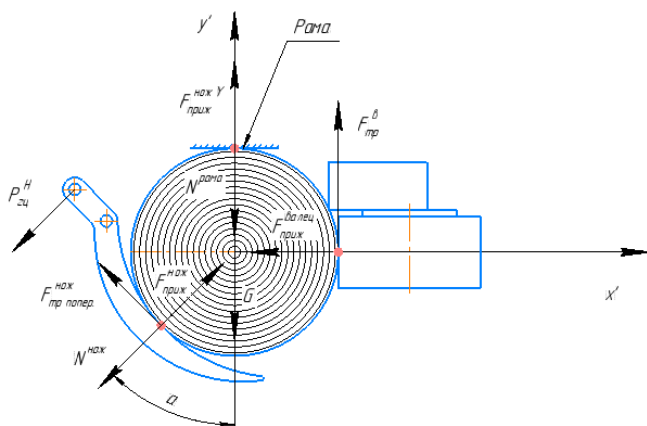


Рис. 17. Дополненная система сил линейного механизма

Fig. 17. Extended force system of the linear mechanism

Исходя из дополненных схем уравнения (4) и (5) можно записать:

– для концентрического механизма:

$$F_{тр}^{рама} = \mu \left(F_{приж}^{валец Y} + F_{приж}^{нож Y} \right), \text{ кН},$$

$$F_{тр}^{нож} = \mu F_{приж}^{нож}, \text{ кН};$$

– для линейного механизма:

$$F_{тр}^{рама} = \mu F_{приж}^{нож Y}, \text{ кН},$$

$$F_{тр}^{нож} = \mu F_{приж}^{нож}, \text{ кН}.$$

Конечные выражения для оценки сил сопротивления протяжке будут иметь вид:

$$\Sigma F_{сопрот}^{концентр} = \mu \left(F_{приж}^{валец Y} + F_{приж}^{нож Y} + F_{приж}^{нож} \right), \quad (6)$$

$$\Sigma F_{сопрот}^{линейн} = \mu \left(F_{приж}^{нож Y} + F_{приж}^{нож} \right). \quad (7)$$

Исходя из данных выражений, невозможно утверждать, в каком случае сумма сил сопротивления будет больше, так как в обоих случаях вес дерева G одинаков по величине и направлению вектора, и в обоих случаях дерево удерживается головкой.

Рассмотрим проекции сил на оси Ox' и Oy' из систем (2) и (3):

– для концентрического механизма:

$$\begin{cases} F_{приж}^{валец} + F_{тр попер.}^{нож} = G \cos b, \\ F_{приж}^{нож} + F_{тр}^{валец} = G \cos a; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{F_{приж}^{валец} + F_{тр попер.}^{нож}}{\cos b} = G, \\ \frac{F_{приж}^{нож} + F_{тр}^{валец}}{\cos a} = G; \end{cases}$$

– для линейного механизма:

$$\begin{cases} F_{приж}^{валец} + F_{тр попер.}^{нож} \cos a = F_{приж}^{нож} \sin a, \\ F_{тр}^{валец} + F_{приж}^{нож} \cos a = G. \end{cases}$$

Исходя из данных систем, можно сделать вывод, что в линейном механизме ЗУ (учитывая то, что силы, с которой сучкорезные ножи и валцы

прижимают дерево, задаются характеристиками приводных гидроцилиндров каждой головки) при изменении значения веса обрабатываемого дерева G будет изменяться значение $\cos \alpha$ и, как следствие, сам угол α приложения сил сучкорезных ножей. В то же время в концентрическом механизме при изменении величины G будут изменяться углы α и β приложения сил, с которыми вальцы и сучкорезные ножи прижимают дерево. То есть, в концентрическом механизме, в отличие от линейного, угол приложения силы прижима вальцов будет изменяться с изменениями веса дерева, то есть, при одинаковой влажности и породе дерева, с изменениями диаметра обрабатываемого дерева.

Рассмотрим схемы захватных устройств для разных диаметров обрабатываемого дерева (рис. 18, 19).

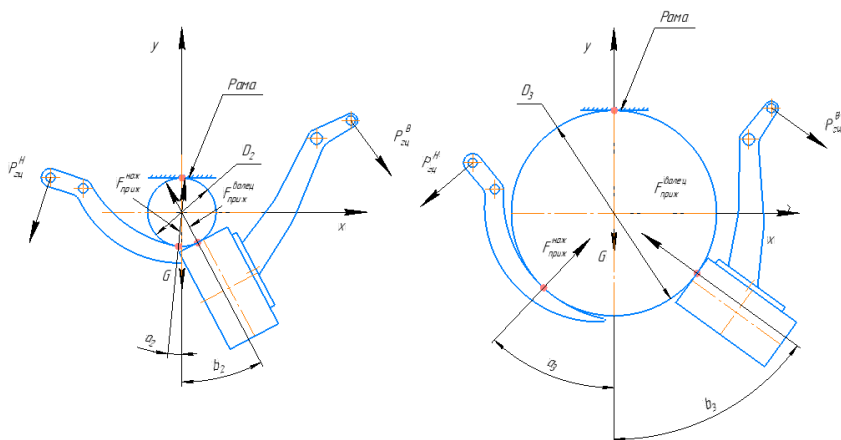


Рис. 18. Схема зависимости угла приложения сил от диаметра обрабатываемого дерева в харвестерной головке с концентрическим механизмом ЗУ

Fig. 18. Diagram of the dependence of the force application angle on the diameter of the processed tree in a harvester head with a concentric gripping mechanism

На рисунках изображены схемы захвата деревьев различных диаметров D_2 и D_3 , отличных от диаметра дерева, рассматривавшегося на рис 12 – 17. Можно видеть, как существенно изменяется угол приложения силы $F_{\text{вальц приж}}$ в концентрическом механизме, тогда как в линейном механизме сила всегда приложена под прямым углом к Oy . Из этого следует, что в концентрическом механизме при изменении диаметра дерева изменяется Y – составляющая

силы $F_{\text{валец приж}}$, которая является составляющей выражения (6). Это значит, что при изменении диаметра обрабатываемого дерева $\Sigma F_{\text{сопрот}}^{\text{концентр}} \leq$ будет изменяться значительно более хаотично, нежели $\Sigma F_{\text{сопрот}}^{\text{линейн}}$, что говорит о постоянном изменении силы, необходимой для протяжки дерева харвестерной головкой с концентрическим механизмом.

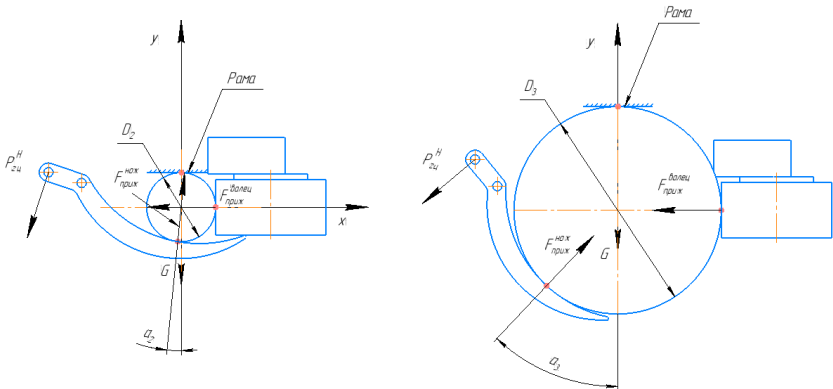


Рис. 19. Схема зависимости угла приложения сил от диаметра обрабатываемого дерева в харвестерной головке с линейным механизмом ЗУ

Fig. 19. Diagram of the dependence of the force application angle on the diameter of the processed tree in a harvester head with a linear gripping mechanism

В результате исследования:

- были рассмотрены кинематические схемы различных видов механизмов захватных устройств харвестерных головок с линейным и концентрическим механизмами ЗУ;
- были разработаны схемы для оценки системы сил, действующих на ствол обрабатываемого дерева в захвате харвестерной головки;
- была произведена оценка усилия, необходимого для протяжки дерева харвестерными головками с различными механизмами ЗУ с учетом допущений, указанных в расчетной части исследования;
- было установлено, что между концентрическим и линейными типами ЗУ харвестерной головки существуют конкретные различия в усилии, необходимом для протяжки обрабатываемого дерева. Нет оснований утверждать, что при указанных допущениях величина усилия протяжки будет

больше/меньше у какого-либо из типов ЗУ, но можно утверждать, что при изменении диаметра дерева усилие протяжки в концентрическом механизме ЗУ изменяет свою величину более хаотично, чем в линейном механизме, где ее оценить проще.

Заключение. Рассмотренные в данной статье механизмы захвата дерева имеют принципиальные различия между собой, так как созданы для разных условий эксплуатации, и некорректно было бы говорить о превосходстве одного механизма над другим. Концентрический механизм более оптимален для обработки прямых массивных деревьев, тогда как линейный механизм захватного устройства лучше себя показывает при обработке деревьев с искривленными стволами или наличием геометрических дефектов, а также для тонкомерных гибких лесоматериалов. Тема механизмов захватных устройств харвестерных головок исследована недостаточно и требует пристального внимания со стороны исследователей. В отечественном научном поле представлено крайне мало исследований по ней. Дальнейшее изучение захватных устройств и прочих механизмов харвестерных головок чрезвычайно важно, так как понимание закономерностей работы данных механизмов позволит развить разработку новейших, наиболее эффективных инженерных решений в сфере технологического оборудования для лесозаготовок и использовать существующие системы наиболее целесообразно. Отечественные предприятия на данный момент в основном занимаются так называемым «реверс-инжинирингом», пытаясь скопировать существующие головки, с момента разработки некоторых из которых прошло уже 10-15 лет. Однако пристальное исследование существующих агрегатов и выведение закономерностей между кинематическими, статическими и динамическими параметрами агрегатов позволит разработать современный агрегат, если не превосходящий существующие аналоги, то обладающий предсказуемым, изученным процессом работы.

Вклад авторов. Охапкин Т.А. – проведение расчетов, составление схем (60%); Андронов А.В. – предоставление литературы, общее руководство работой (20%); Кацадзе В.А. – предоставление изображений и образцов для исследования (10%); Кондратюк В.А. – предоставление данных и величин для исследования (10%).

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список.

Базаров С.М., Бельский Ю.И., Свойкин Ф.В., Свойкин В.Ф., Бальде Т.М.Д. Системный анализ динамики работы харвестерной головки валочно-сучкорезно-

раскряжевой машины (ХГ ВСПМ) // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2021. Вып. 235. С. 150–164. DOI: 10.21266/2079-4304.2021.235.150-164.

Васильев А.С. Модернизированная харвестерная головка // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 251. С. 289–300. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.251.289-300.

Angulo I. Harvester Energy Modelling and Optimization: master's thesis. Stockholm, 2016. 49 p.

Best Practice Guidelines for Mechanised Harvesting and Processing. Rev. ed. FITEC, 2005. 64 p.

Goubet D., Fauroux J.C., Gogu G. Gripping mechanisms in current wood harvesting machines // *Frontiers of Mechanical Engineering*. 2013. Vol. 8. P. 42–61. DOI: 10.1007/s11465-013-0358-3.

KOMATSU 370.2 harvesting head technical description (booklet). 2012. 2 p.

Laurier J.P. Mechanization of wood harvesting in France: state of the art in 2009 // *Forêt Entreprise*. 2010.

Log Max 7000C harvesting head technical description (booklet). 2012. 2 p.

PONSSE H8 harvesting head technical description (booklet). 2012. 21 p.

Valmet 370.2 harvesting head technical description (booklet). 2012. 2 p.

References

Angulo I. Harvester Energy Modelling and Optimization: master's thesis. Stockholm, 2016. 49 p.

Bazarov S.M., Belenkiy Yu.I., Svojkin F.V., Svojkin V.F., Balde T.M.D. System analysis of the dynamics of the harvester head of a felling-delimbing-crosscutting machine. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhnicheskoy Akademii*, 2021, iss. 235, pp. 150–164. DOI: 10.21266/2079-4304.2021.235.150-164. (In Russ.)

Best Practice Guidelines for Mechanised Harvesting and Processing. Rev. ed. FITEC, 2005. 64 p.

Goubet D., Fauroux J.C., Gogu G. Gripping mechanisms in current wood harvesting machines. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2013, vol. 8, pp. 42–61. DOI: 10.1007/s11465-013-0358-3.

KOMATSU 370.2 harvesting head technical description (booklet). 2012. 2 p.

Laurier J.P. Mechanization of wood harvesting in France: state of the art in 2009. *Forêt Entreprise*, 2010.

Log Max 7000C harvesting head technical description (booklet). 2012. 2 p.

PONSSE H8 harvesting head technical description (booklet). 2012. 21 p.

Vasilyev A.S. Modernized Harvester Head. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhnicheskoy Akademii*, 2024, iss. 251, pp. 289–300. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.251.289-300. (In Russ.)

Valmet 370.2 harvesting head technical description (booklet). 2012. 2 p.

Материал поступил в редакцию 21.11.2025

Охапкин Т.А., Андронов А.В., Кацадзе В.А., Кондратюк В.А. Сравнение и анализ различных механизмов захватного устройства харвестерных головок // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2026. Вып. 259. С. 322–344. DOI: 10.21266/2079-4304.2026.259.322–344

В настоящее время на рынке технологического оборудования для лесозаготовки представлен широкий спектр моделей харвестерных головок различных производителей. Данные харвестерные головки различаются не только по эксплуатационным параметрам, но и по конструктивным особенностям механизмов. Даже если рассматривать те конструктивные особенности, которые принципиально не изменяют процесс обработки дерева, они могут иметь серьезное влияние на эффективность применения устройства. Одной из особенностей конструкции харвестерной головки является механизм захватного устройства. Обзор литературы показал, что в западном научном поле представлен ряд работ, посвященный различным механизмам захватного устройства харвестерных головок, однако количество исследований, посвященных конкретным различиям этих механизмов, мало. В отечественной науке исследования, посвященные этой теме, не представлены. Данная статья посвящено изучению двух типов механизма захватного устройства – концентрического и линейного – и определению возможных различий между ними, в частности расчету необходимого усилия протяжки ствола дерева одного диаметра. В исследовании были рассмотрены кинематические схемы типов концентрических и линейных механизмов, а также произведен статический расчет усилий, воздействующих на ствол обрабатываемого дерева, для установления возможного различия в усилиях, необходимом для протяжки дерева, при определенных допущениях, например, при равенстве формы, размера и материала протяжных вальцов и сучкорезных ножей, геометрических и механических свойств обрабатываемого дерева и т. д. Результаты исследования показали, что при принятых допущениях невозможно утверждать о наличии конкретных различий в усилиях протяжки в концентрическом и линейном механизмах захватного устройства харвестерной головки. Однако при изменении диаметра дерева при обработке харвестерной головкой с концентрическим механизмом усилие, необходимое для протяжки дерева, изменяется по более сложной зависимости, чем при обработке харвестерной головкой с линейным механизмом. Данные выводы могут помочь в исследовании процесса работы харвестерной головки и понимания различных зависимостей, связанных с характеристиками харвестерных головок. Это позволит сделать работу агрегатов более прогнозируемой и даст необходимые обоснования для применения тех или иных конструктивных решений при проектировании отечественных образцов оборудования.

Ключевые слова: захватное устройство, механизм, концентрический, линейный, кинематическая схема, усилие протяжки.

Okhapkin T.A., Andronov A.V., Katsadze V.A., Kondratyuk V.A. Comparison and analysis of various mechanisms of the gripping device of harvester heads. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhniceskoj Akademii*, 2026, iss. 259, pp. 322–344 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2026.259.322-344

At the moment there is great number of different models of harvester heads present on the market of technological equipment for woodcutting. Those harvester heads differ not only in their operational parameters, but also in constructive features of their systems and mechanisms. Even if the features that change the process of woodcutting fundamentally are not taken into consideration, there is plenty of those which have a serious influence on the effectiveness of the harvester head use. One of the constructive features of a harvester head is a type of gripping mechanism. The literature review showed that the science field of western countries a row of works on the topic is present, but there is few that focus on the differences of the types of gripping mechanisms. In the Russian science field studies on the topic are not present. The study is dedicated to the research of two types of gripping mechanisms – concentric and linear – and the determination of their possible differences, especially a calculation of feed force necessary for processing of a trunk of same diameter. The study examined the kinematic schemes of concentric and linear mechanisms and performed a static calculation of the forces acting on the processed tree trunk to establish possible differences in the force required for tree feeding, under certain assumptions (e.g., equality in the shape, size, and material of the feed rollers and delimbing knives, equality in the geometric and mechanical properties of the processed tree, etc.). The results showed that, under the adopted assumptions, it is impossible to assert specific differences in the feeding force between concentric and linear mechanisms of the harvester head's gripping device. However, when the tree diameter changes during processing with a harvester head featuring a concentric mechanism, the required feeding force follows a more complex relationship compared to processing with a harvester head equipped with a linear mechanism. These findings can aid in researching the harvester head's operation and understanding various dependencies related to harvester head characteristics. This will make the performance of such machinery more predictable and provide necessary justifications for applying specific design solutions when developing domestic equipment models.

Key words: gripping mechanism, concentric, linear, kinematic diagram, feed force.

ОХАПКИН Тимофей Антонович – аспирант кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова,

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: okhapkin01@mail.ru

ОКНАПКИН Timofey A. – PhD student, Department of Forestry Machinery, Service and Repair, St.Petersburg State Forest Technical University.

194021. Institute per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: okhapkin01@mail.ru

АНДРОНОВ Александр Вячеславович – доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, исполнительный директор Центра лесного машиностроения Инжинирингового научного центра лесного комплекса (ИНЦ ЛПК), доктор технических наук. SPIN-код: 8345-3722. ORCID: 0000-0002-1035-9231.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: andronovalexandr@gmail.com

ANDRONOV Aleksandr V. – DSc (Technical), Associate Professor, Department of Forestry Machinery, Service and Repair of St.Petersburg State Forest Technical University; Executive Director, Engineering Research Center of the Timber Industry Complex (ERC TIC). SPIN-code: 8345-3722. ORCID: 0000-0002-1035-9231.

194021. Institute per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: andronovalexandr@gmail.com

КАЦАДЗЕ Владимир Аркадьевич – доцент кафедры технологии лесозаготовительных производств Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, директор Инжинирингового научного центра лесного комплекса (ИНЦ ЛПК), кандидат технических наук. SPIN-код: 3205-0333. ORCID: 0000-0002-2997-4947.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: tlzp@mail.ru

KATSADZE Vladimir A. – PhD (Technical), Associate Professor, Department of Forestry Engineering, Service and Repair, St.Petersburg State Forest Technical University; Director, Engineering Research Center of the Timber Industry Complex (ERC TIC). SPIN-code: 3205-0333. ORCID: 0000-0002-2997-4947.

194021. Institute per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: tlzp@mail.ru

КОНДРАТЮК Владимир Александрович – заместитель директора Инжинирингового научного центра лесного комплекса (ИНЦ ЛПК), доктор экономических наук.

194021, Институтский пер., д. 5, лит. У, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: konva2011@mail.ru

KONDRATYUK Vladimir A. – PhD (Economical), Deputy Director, Engineering Research Center of the Timber Industry Complex (ERC TIC).

194021. Institute per. 5. Let. U. St. Petersburg. Russia. E-mail: konva2011@mail.ru