DOI: 10.58168/CouForCom2026_226-235
УДК 677.074

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ГИДРОПРИВОДА НОЖЕВОГО ДИСКА РУБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Прокопенко С.В., Платонов А.А., Попиков В.П.
Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия

THEORETICAL STUDY OF THE DYNAMICS OF AN ENERGY SAVING HYDRAULIC DRIVE FOR A CUTTING MACHINE'S BLADES

Prokopenko S.V., Platonov A.A., Popikov V.P.
Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

Аннотация: При производстве топливной щепы, наиболее универсальной является дисковая рубильная машина, обладающая рядом преимуществ, т.к. имеет возможность работать как непосредственно на лесосеке, так и на лесном складе. В рамках настоящего исследования акцент сделан на дисковых рубильных машинах с верхним выбросом щепы, и связан с разработкой энергосберегающего гидропривода ножевого диска для снижения энергозатрат путем аккумулирования энергии торможения диска и возвращения ее в момент его разгона, а также демпфирования динамических нагрузок в момент пуска и снижение вибраций в рабочем режиме.

Abstract: In the production of fuel chips, the most versatile machine is the disc shredder, which has a number of advantages, as it can operate both directly at the logging site and at the forest warehouse. The focus of this study is on disc shredders with top-discharge of chips and is related to the development of an energy-saving hydraulic drive for the cutting disc to reduce energy consumption by accumulating the braking energy of the disc and returning it when the disc accelerates, as well as damping dynamic loads at startup and reducing vibrations in operation.

Ключевые слова: топливная щепа, рубильная машина, демпфирование, энергосберегающий гидропривод.

Keywords: fuel wood chips, chipper, damping, energy-saving hydraulic drive.

На сегодняшний день рубильная машина, служащая для получения экологически чистого и возобновляемого вида топлива, является актуальной. Из перечня технических средств, используемых в цепочке производства топливной щепы, рубильная машина является наиболее энергоемкой, сложной и дорогостоящей. Существует большое разнообразие конструктивных схем рубильных машин. Наиболее универсальной (имеет возможность работать как непосред-

© Прокопенко С. В., Платонов А. А., Попиков В. П., 2026

ственно на лесосеке, так и на лесном складе) является дисковая рубильная машина, обладающая рядом преимуществ.

Исследования Германовича А.О. направлены на изучение процесса измельчения древесного сырья в топливную щепу с применением мобильной рубильной машины с автономным приводом, который сопровождается вибрацией ее агрегатов и модулей, учет которой необходим при проектировании данной техники [1].

Лой В.Н указал в своей работе на то, что мобильная рубильная машина представляет сложную конструкцию взаимосвязанных между собой узлов и механизмов. Все они, как правило, приводятся в действие от автономного двигателя через механические (ножевой барабан, вентилятор, винтовой конвейер) и гидравлические (механизм подачи (подающий транспортер, вальцы) передачи [2].

Голякевичем С.А. [3]. приводятся итоги исследований эффективности эксплуатации рубильной машины на операции измельчения древесины. Описаны потенциальные условия эксплуатации машин на нижних складах, лесосеках и при изменяющихся условиях. В своих исследованиях он определил, что в последнее время помимо высокой мощности и производительности, переработчики хотят получить и высокую степень мобильности со снижением затрат на перегоны. Если предполагается работа в условиях рассредоточенной сырьевой базы (в нескольких областях, снабжая щепой несколько энергообъектов либо работа на услугах) и пробегах в месяц более 1000…1500 км – выбирают рубильную машину на базе шасси грузовых автомобилей

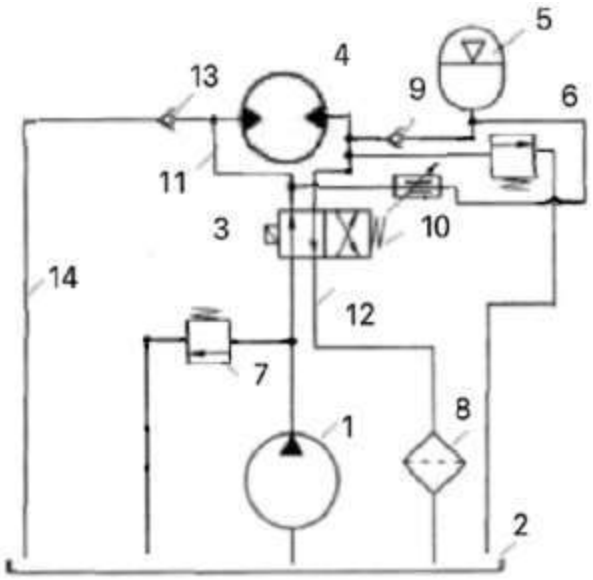
Процесс работы мобильной дисковой рубильной машины состоит из повторяющегося цикла, который включает два наиболее энергозатратных всплеска давления в гидросистеме. Первая составляющая представляет собой непосредственно сам процесс пуска привода рубильной машины, когда происходит резкий скачек давления в гидросистеме. Второй составляющей является процесс измельчения древесного сырья в щепу [4].

На основании проведенных исследований научных трудов, посвященных изучениению рабочего процесса привода рубильных машин [9, 10] можно сделать вывод о том, что до сих пор недостаточно внимания уделялось рассмотрению вопросов, связанных с разработкой энергосберегающего гидропривода ножевого диска для снижения энергозатрат путем аккумулирования энергии торможения ножевого диска момент остановки рубильной машины при окончании рабочего цикла или стопорении рабочего органа при забивании, в этот момент возникает гидравлический удар при этом резкий скачок давления может повредить элементы гидросистемы.

Нами разработана гидровлическая схема рубильной машины с ножевым диском с приводом от гидромотора, подключенного к гидросистеме трактора МТЗ-82 (рисунок 1). В рабочем режиме насос 1 приводиться в действие от двигателя трактора и подает рабочую жидкость по магистрали 2 из бака через распределитель 3 в гидромотор 4, который вращает режущий диск рубильной машины и измельчает древисину в щепу для биотоплива. В момент выключения распределителя 3, при остановке рубильной машины, гидропневмоаккумулятор

5 выполняет роль тормоза, поглощая энергию торможения. В этом случае режущий диск продолжает вращаться по инерции, а гидромотор 4 работает в режиме насоса и нагнетает жидкость, а гидропневмоаккумулятор 5 до полной его зарядки, а затем срабатывает предохранительный клапан 6 и сбрасывает излишек рабочей жидкости в бак 2. В моменты разгона и торможения диска гидропневмоаккумулятор 5 также работает в качестве демпфера и гасит всплески давления. При повторном пуске рубильной машины, рабочая жидкость насосом 1 подается через распределитель в гидромотор 3 и одновременно через регулируемый дроссель 6 рабочая жидкость подается из полностью заряженного гидропневмоаккумулятор 5 в гидромотор 3 и снижает энергозатраты на разгон режущего диска. Насос 1 защищен от перегрузок предохранительным клапаном 7. Фильтр 8 установлен на сливной гидролинии в гидробаке.

Ниже представлена математическая модель разгона режущего диска рубительной машины с приводом от гидромотора, подключенного к гидросистеме трактора МТЗ-82, в которой гидроаккумулятор выполняет роль демпфера, сглаживая всплески давления в гидросистеме привода в момент пуска.



(1 – гидронасос; 2, 11, 12, 14 – магистраль гидролинии; 3 – распределитель; 4 – гидромотор; 5 – гидропневмоаакумулятор; 6,7 – предохранительный клапан; 8 – фильтр; 9,13 – обратный клапан; 10 – дроссель).

Рисунок 1 – Гидравлическая схема рубильной машины с ножевым диском с приводом от гидромотора, подключенного к гидросистеме трактора МТЗ-82

Уравнение вращательного движения режущего диска:

$$J\frac{d\omega}{dt} = M\text{гидр}(t) - M\text{тр}(\omega) - M\text{рез}(\omega) \qquad (1)$$

где J – момент инерции режущего диска, кг· м^2 (оценка для диска Ø600 мм); ω – угловая скорость вращения гидромотора, с$^{-1}$; $M_{гидр}$ – движущий момент гидромотора, Нм; $M_{тр}$ – момент трения, Нм; $M_{рез}$ – момент резания, Нм.

Момент инерции режущего диска определятся по формуле:

$$J = \frac{1}{2} m_{disk} R^2 \tag{2}$$

Принимаем: $m_{disk} \approx 120$ кг .

$$J = 0{,}5 \cdot 120 \cdot 0{,}3^2 = 5{,}4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Движущий момент гидромотора:

$$M_{гидр}(t) = \frac{Vm}{2\pi} \cdot \eta m \cdot (p_{нас}(t) - p_{др}) \tag{3}$$

где Vm – рабочий объем гидромотора, м^3/об; $p_{нас}$ – давление на выходе насоса с учетом демпфирования, Па; ηm – механический КПД гидромотора (в двигательном режиме, обычно 0.9–0.95); $p_{др}$ – давление в дренажной линии (обычно ≈ 0).

Давление в гидропневмоаккумуляторе при расширении газа (политропный процесс) [5]:

$$P_{ак}(t) = p_{ак}^{max} \left(\frac{V_{газ}^{min}}{V_{газ}^{min} + V_{масла}^{отд}(t)}\right)^n \tag{4}$$

где $p_{ак}$ – давление в гидропневмоаккумуляторе, Па; $V_{газ}$ - объем газа в гидропневмоаккумуляторе, м^3; $V_{масла}$ – объем масла в гидропневмоаккумуляторе, м^3.

Расход рабочей жидкости из гидропневмоаккумулятора равен расходу гидромотора:

$$\frac{dV_{масла}}{dt} = -\eta_{об} \frac{V_m(t)}{2\pi} \omega(t) \tag{5}$$

где $\eta_{об}$ – объемный КПД гидромашины (в двигательном режиме, обычно 0,9…0,95); V_m – рабочий объем гидромотора, м^3/об; ω – угловая скорость вращения гидромотора, с$^{-1}$.

Отрицательный знак означает то, что убывает из аккумулятора.

Уравнение расходов рабочей жидкости в гидроприводе рубильной машины в рабочем режиме [5]:

В момент пуска рубильной машины гидропневмоаккумулятор забирает часть расхода, сглаживая пик давления:

$$Q_{нас} = Q_{мотор}(t) + Q_{ак}(t) \tag{6}$$

где $Q_{мотор}$ – расход жидкости гидромотора м^3/с; $Q_{ак}$ – расход жидкости гидропневмоаккумулятора м^3/с.

Тогда расход в аккумуляторе можно рассчитать:

$$Q_{ак}(t) = \frac{V0}{n p_0^{1/n}} \cdot \frac{d}{dt} \left(p_{ак}^{1/n}\right) \tag{7}$$

где $V0$ – начальный объем газа; n – показатель политропы (для быстрых процессов ≈ 1,3…1,4); $p_{ак}$ – давление в гидропневмоаккумуляторе, Па;
или в дифференциальной форме:

$$\frac{dp_{ак}}{dt} = \frac{n \cdot p_{ак}^{1-1/n} \cdot Q_{ак}(t)}{V_0 / p_0^{1/n}} \tag{8}$$

Давление в системе (с учетом дросселя между насосом и аккумулятором):

$$pсист(t)=p_{ак}(t)+k_{др}\cdot Qак(t)^2 \quad (9)$$

где $k_{др}$ – гидравлическое сопротивление дросселя (настраиваемый параметр).

Модель гидропневмоаккумулятора-демпфера, может быть представлена следующим образом [5].

При пуске гидропневмоаккумулятор работает в режиме демпфирования пульсаций:

$$pак\cdot V_{газа}^{n}=const \quad (10)$$

$$Vгаза(t)=V0-\int_0^t Qак(\tau)d\tau \quad (11)$$

где V0 – начальный объем газа при p0, м^3 ; n – показатель политропы (для быстрых процессов ≈ 1,3…1,4); *Qак* (t) – расход жидкости через гидромотор, м^3/с.

Предварительное давление заряда (рекомендуется 0,9 от минимального рабочего давления):

$$p_0^{зар}=0{,}9\cdot p_{min}^{раб} \quad (12)$$

Для расчетов принимаем следующие характеристики: $p_{min}^{раб}$ = 8 МПа; $p_0^{зар}$=7,2 МПа; V0 =1 л (малый гидропневмоаккумулятор для демпфирования).

Динамика давления при пуске может быть представлена следующим образом:

Классическая модель демпфирования пуска:

$$Pнас(t)=p_{уст}\cdot(1-e^{-t/\tau_{демп}}) \quad (13)$$

где $\tau_{демп}$ – постоянная времени демпфера; $p_{уст}$ – давление установленное в гидропневмоаккумуляторе, Па.

$$\tau_{демп}=\frac{V0}{n\cdot p_0^{1/n}}\cdot\frac{1}{K_{дрос}} \quad (14)$$

Без демпфера ($\tau_{демп}\to 0$) возникает ударный пик давления:

$$pпик\approx p_{уст}+\frac{\rho\cdot\varsigma\cdot\Delta Q}{A_{тр}} \quad (15)$$

где pпик – пиковое давление, Па; pуст – установившееся (рабочее) давление, Па; ρ – плотность рабочей жидкости (гидравлического масла). кг/м^3; ς – скорость распространения ударной волны (или приведенная скорость звука) в гидравлической системе, м/с; ΔQ – изменение (приращение) расхода рабочей жидкости, м^3/с; Aтр – площадь поперечного сечения трубопровода (или проходного сечения), м^2.

С демпфером пик «срезается» до безопасного уровня.

Давление в гидропневмоаккумуляторе [6] при расширении газа (политропный процесс):

$$pак(t)=p_{ак}^{max}\left(\frac{V_{газ}^{min}}{V_{газ}^{min}+V_{масла}^{отд}(t)}\right)^n \quad (16)$$

Объем газа в аккумуляторе:

$$V_{газ}(t)=V_{газ}^{min}+V_{масла}^{отд}(t) \quad (17)$$

где $\boldsymbol{V}_{\text{газ}}(\mathbf{0})= \boldsymbol{V}_{\text{газ}}^{\boldsymbol{min}} \approx 1{,}9$ л (сжатый газ); $\boldsymbol{V}_{\text{масла}}(\mathbf{0})= \boldsymbol{V}_{\text{масла}}^{\boldsymbol{max}} \approx 2{,}1$ л (масло в аккумуляторе).

Представим систему дифференциальных уравнений для моделирования разгона режущего диска рубильной машины в гидросистеме привода будет выглядеть:

$$\begin{cases} J\frac{d\omega}{dt} = \frac{Vm}{2\pi} \cdot \eta m \cdot p\text{нас}(t) - k\text{тр} \cdot \omega - M\text{сух} \\ \frac{dp\text{ак}}{dt} = \frac{n \cdot p_{\text{ак}}^{1-1/n}}{V_0/p_0^{1/n}} \cdot Q\text{ак}(t) \\ Q\text{ак}(t) = Q\text{нас} - \frac{Vm}{2\pi}\,\eta v\,\omega(t) \\ p\text{сист}(t) = p\text{ак}(t) + k\text{др} \cdot Q\text{ак}(t)^2 \end{cases} \quad (18)$$

Начальные условия (после торможения) где $\boldsymbol{\omega}(\mathbf{0})= 0$ – ротор неподвижен; $\boldsymbol{p}\text{ак}(\mathbf{0})= \boldsymbol{p}_{\text{ак}}^{\boldsymbol{max}} \approx 28{,}5$ МПа (конечное давление после торможения).

Таблица 1 – Параметры дисковой рубильной машины (для диска Ø600 мм)

Параметр	**Значение**	**Обозначение**
Момент инерции	5,4 кг·м²	J
Рабочий объем гидромотора	56 см³/об	Vm
Механический КПД	0,92	ηm
Объемный КПД	0,95	$\eta_{\text{об}}$
Номинальный расход насоса	80 л/мин	Qнас
Объем аккумулятора	1,0 л	V0
Предварительное давление	7,2 МПа	$p_0^{\text{зар}}$
Показатель политропы	1,4	n
Коэффициент трения	0,8 Н·м·с/рад	kтр
Момент страгивания	20 Н·м	Mсух
Коэффициент сопротивление дросселя	0,05 МПа·с²/л²	kдр

Используя программное моделирование на базе Python, а так же программный модуль динамического расчета гидропривода ротора измельчителя древесины [7], введем данные для моделирования разгона режущего диска рубильной машины от ротора гидропневмоаккумулятора.

Результаты полученного моделирования разгона режущего диска рубильной машины от ротора гидропневмоаккумулятора представлены ниже и позволяют построить графики разгона ротора и давления в гидропневмоаккумуляторе (рис. 2, 3).

Таблица 2 – Результаты моделирования разгона режущего диска

Параметр	**Значение**
Время разгона до 1000 об/мин	3.2 с
Максимальная частота вращения	1000 об/мин
Начальное давление в ГА	8 МПа
Конечное давление в ГА	12.3 МПа
Расход рабочей жидкости	2.05 л (из 2.1 л)
Энергия, отданная ГА	89.7 кДж
Кинетическая энергия ротора	72.4 кДж
Эффективность разгона	80.7%

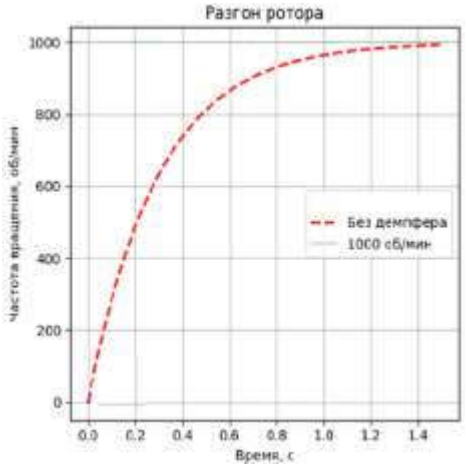


Рисунок 2 – Зависимость частоты вращения режущего диска рубительной машины при разгоне от времени

- красная пунктирная (без гидропневмоаккумулятора): разгон 0,95 с., но необходимо перерегулирование.

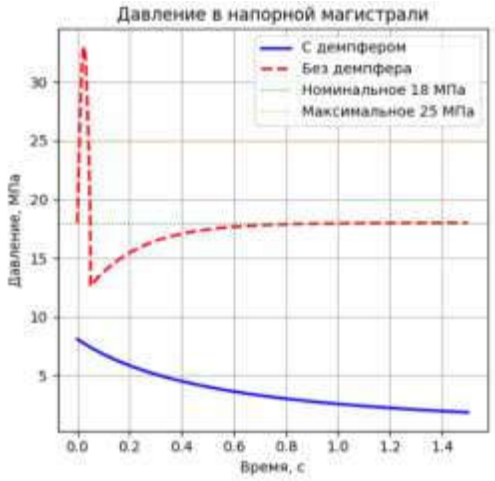


Рисунок 3 – Зависимость давления в гидроприводе от времени

- без гидропневмоаккумулятора: острый пик до 32,8 МПа (гидроудар) (превышение $p_{\text{ак}}^{max}$ на 30%);

- с гидропневмоаккумулятором: плавный подъем до 19,2 МПа, затем стабилизация на 18 МПа

- экспоненциальное снижение с 28.5 до 12.3 МПа;

- наиболее интенсивное падение в первые 2 секунды.

По результатам моделирования сравним момент разгона режущего диска рубильной машины от гидропневмоаккумулятора и без него (табл. 3).

Таблица 3 – Результаты моделирования разгона режущего диска рубильной машины (для диска Ø600 мм)

Параметр	**Без гидропневмоаккумулятора**	**С гидропневмоаккумулятором**	**Улучшение**
Время разгона до 1000 об/мин	0,95 с	1,18 с	+24% (плавнее)
Пиковое давление	28,5 МПа	19,2 МПа	-33%

Из таблицы 3 следует, что при подключенном гидропневмоаккумуляторе 5, в момент пуска часть рабочей жидкости поступает через регулируемый дроссель 10 в гидропневмоаккумулятор и пиковое давление снижается на 33%, а время разгона диска увеличивается на 24 %, т.е. происходит более плавный разгон.

Выводы

1. Разработана принципиальная схема энергосберегающего гидропривода мобильной рубильной машины, подключенного к гидросистеме трактора МТЗ-82, в которой гидропневмоаккумулятор запасает энергию торможения диска и отдает ее при его разгоне, а также выполняет роль демпфера, сглаживая всплески давления в гидросистеме привода в момент пуска и в рабочем режиме.

2. Разработана математическая модель рабочего процесса режущего диска рубильной машины с приводом от гидромотора. Выведена система уравнений, описывающая динамику работы в момент разгона режущего диска рубильной машины от гидроаккумулятора ротора. Система состоит из уравнения вращательного движения режущего диска, уравнение расхода жидкости с гидроаккумулятором.

3. При подключенном гидропневмоаккумулятора в момент пуска часть рабочей жидкости поступает через регулируемый дроссель в гидропневмоаккумулятор и пиковое давление снижается на 33%, а время разгона диска увеличивается на 24 %, т.е. происходит более плавный разгон.

Список литературы

1. Германович А.О. Технологические процессы заготовки топливной щепы мобильными рубильными машинами / А.О. Германович // Междунар. науч. онлайн-конф.: Современные технологии деревообрабатывающей промышленности. Минск: Белорусский государственный технологический университет, 2018. С. 209–214.

2. Лой В.Н. Компоновочные схемы самоходных рубильных машин / В.Н. Лой, А.О. Германович, В.В. Чернявский // Мат-лы 85-й науч.-технич. конф. с междунар. участием: Лесная инженерия, материаловедение и дизайн. Минск, 2021. С. 40–41.

3. Голякевич С.А. Анализ и перспективы использования лесозаготовительной техники в природно-производственных условиях Республики Беларусь / С.А. Голякевич // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2021. № 2 (246). С. 188-195.

4. Шейнман Л.Е. Гидравлические и пневматические приводы: курс лекций / Л.Е. Шейнман. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – 82 с.

5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – М.: Альянс, 2022. – С. 34-68.

6. Сагдатуллин А.М. Разработка математической модели автоматизированного электромеханического комплекса насосной станции / А.М. Сагдатуллин // Математическое моделирование. – 2015. – Т. 27, № 4. – С. 3-15.

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2025669616 Российская Федерация. Программный модуль динамического расчета гидропривода ротора измельчителя древесины: заявл. 02.07.2025 : опубл. 29.07.2025 / С.В. Прокопенко, А.А. Платонов.

8. Прокопенко С.В. Повышение эффективности рубильных машин при переработке древесины / С.В. Прокопенко, П.И. Попиков, А.А. Платонов // Технологии в биоэкономике: инновации и вызовы в XXI веке: Материалы Международного форума, Воронеж, 28-30 мая 2025 года. – Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, 2025. – С. 291-297. – DOI: 10.58168/TBiEc2025_291-297.

9. Патент на полезную модель № 234571 U1 Российская Федерация, МПК B27L 11/00. Устройство для измельчения порубочных остатков: заявл. 15.02.2025: опубл. 02.06.2025 / М.В. Драпалюк, А.А. Платонов, П.И. Попиков; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова».

10. Платонов А.А. Исследование и систематизация существующих технологических процессов удаления нежелательной растительности / А.А. Платонов // Системы. Методы. Технологии. – 2020. – № 3(47). – С. 63-73. – DOI: 10.18324/2077-5415-2020-3-63-73.

References

1. Germanovich A.O. Technological processes of harvesting fuel chips by mobile chopping machines / A.O. Germanovich // International Scientific Journal. online conference: Modern technologies of the woodworking industry. Minsk: Belarusian State Technological University, 2018. pp. 209-214.

2. Loy V.N. Layout schemes of self-propelled chopping machines / V.N. Loy, A.O. Germanovich, V.V. Chernyavsky // Proceedings of the 85th Scientific and

Technical Conference with International Participation: Forest Engineering, Materials Science, and Design. Minsk, 2021. pp. 40-41.

3. Golyakevich S.A. Analysis and Prospects of Using Logging Equipment in the Natural and Industrial Conditions of the Republic of Belarus / S.A. Golyakevich // Proceedings of BSTU. Series 1: Forestry, Environmental Management, and Processing of Renewable Resources. 2021. № 2 (246). – pp. 188–195.

4. Sheinman L.E. Hydraulic and pneumatic drives: a course of lectures / L.E. Sheinman. – Izhevsk: IzhSTU Publishing House, 2006. – 82 p.

5. Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives: Textbook for Engineering Universities / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov [et al]. – Moscow: Alliance, 2022. pp. 34-68.

6. Sagdatullin A.M. Development of a mathematical model for the automated electromechanical system of a pumping station / A.M. Sagdatullin // Mathematical Modeling. – 2015. – Vol. 27, № 4. – pp. 3-15.

7. Certificate of State Registration of a Computer Program No. 2025669616, Russian Federation. Software module for dynamic calculation of the hydraulic drive of the wood shredder rotor : applied for 02.07.2025: published on 29.07.2025 / S.V. Prokopenko, A.A. Platonov.

8. Prokopenko, S.V. Improving the Efficiency of Chopping Machines in Wood Processing / S.V. Prokopenko, P.I. Popikov, A.A. Platonov // Technologies in Bioeconomy: Innovations and Challenges in the 21st Century: Proceedings of the International Forum, Voronezh, May 28-30, 2025. – Voronezh: Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, 2025. – pp. 291-297. – DOI6 10.58168/TBiEc2025_291-297.

9. Utility Model Patent № 234571 U1 (Russian Federation), IPC B27L 11/00. Device for comminuting logging residues: application filed 15.02.2025; published 02.06.2025 / M.V. Drapalyuk, A.A. Platonov, P.I. Popikov; applicant: Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov».

10. Platonov A.A. Research and systematization of existing technological processes for the removal of unwanted vegetation / A.A. Platonov // Systems. Methods. Technologies. – 2020. – No. 3(47). – P. 63–73. – DOI: 10.18324/2077-5415-2020-3-63-73.