DOI: 10.58168/PBHT2026_60-71
УДК 630.363.7

# ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА НОЖЕВОГО ДИСКА РУБИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

THEORETICAL STUDY OF THE DYNAMICS OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE CUTTING MACHINE'S KNIFE DISK

**Прокопенко С.В.,** соискатель ученой степени кандидата технических наук, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», Воронеж, Россия

**Prokopenko S.V.,** Applicant for the degree of PhD in Technical Sciences, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

**Попиков В.П.,** кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры ландшафтной архитектуры и почвоведения, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», Воронеж, Россия

**Popikov V.P.,** PhD in Technical Sciences, Docent, Associate Professor of the Landscape Architecture and Soil Science Department, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

**Платонов А.А.,** кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», Воронеж, Россия

**Platonov A.A.,** PhD in Technical Sciences, Docent, Associate Professor of the Forestry Mechanization and Machine Design Department, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

**Аннотация**. При производстве топливной щепы, наиболее универсальной (имеет возможность работать как непосредственно на лесосеке, так и на лесном складе) является дисковая рубильная машина, обладающая рядом преимуществ. В рамках настоящего исследования акцент сделан на дисковых рубительных машинах с верхним выбросом щепы и связан с разработкой энергосберегающего гидропривода ножевого диска для снижения вибраций и энергозатрат путем демпфирования в момент пуска.

**Ключевые слова**: топливная щепа, рубильные машины, привод рубильных машин, демпфирование, гидропривод.

**Abstract**. In the production of fuel chips, the most versatile (has the ability to work both directly in the logging area and in the forest warehouse) is the disc chopping machine, which has a number of advantages. In this study, the focus is on disc chopping machines with upper chip discharge, and it is related to the development of an energy-saving hydraulic drive for the knife disc to reduce vibrations and energy consumption by damping during startup.

**Keywords**: fuel chips, chipping machines, chipping machine drive, damping, hydraulic drive.

На сегодняшний день задача совершенствования рубильных машин, служащих для получения экологически чистого и возобновляемого вида топлива, является актуальной. Из перечня технических средств, используемых в цепочке производства топливной щепы,

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

рубильная машина наиболее энергоемкая, сложная и дорогостоящая [1]. Существует большое разнообразие конструктивных схем рубильных машин. Наиболее универсальной (имеет возможность работать как непосредственно на лесосеке, так и на лесном складе) является дисковая рубильная машина, обладающая рядом преимуществ.

Решению технических проблем, возникающих при работе мобильной рубительной машины, посвящен ряд научных работ. Например, исследование Германовича А.О. [1] направлено на изучение процесса измельчения древесного сырья в топливную щепу с применением мобильной рубильной машины с автономным приводом, работа которой сопровождается вибрацией ее агрегатов и модулей, что необходимо учитывать при проектировании данной техники. В статье Лоя В.Н. и др. [2] указано, 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. Голякевичем С.А. описаны итоги исследований эффективности эксплуатации рубильной машины на операции измельчения древесины и потенциальные условия эксплуатации машин на нижних складах, лесосеках и при изменяющихся условиях [3]. Обзор опубликованных научных трудов, посвященных изучению рабочего процесса привода рубильных машин, показал, что до сих пор недостаточно внимания уделялось рассмотрению вопросов, связанных с разработкой энергосберегающего гидропривода ножевого диска для снижения вибраций и энергозатрат путем демпфирования в момент пуска.

Целью настоящей работы является теоретическое исследование динамики гидропривода ножевого диска рубительной машины.

Процесс работы мобильной дисковой рубильной машины состоит из повторяющегося цикла, который включает два наиболее энергозатратных всплеска давления в гидросистеме [4]. 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.

Рассмотрим процесс демпфирования с применением гидроаккумулятора. При резком включении привода (например, при подаче рабочей жидкости к гидромотору) возникает гидравлический удар – резкий скачок давления, который может повредить элементы гидросистемы [4]. В схеме, представленной на рисунке 1, гидроаккамулятор выполняет функцию компенсатора утечек и поддерживает постоянным давление в гидроприводе ротора для снижения вибраций. При всплеске давления в гидросистеме в момент запуска клапан 2 разгружен, а требуемое давление в рабочей полости гидроцилиндра 6 поддерживается гидроаккамулятором. Обратный клапан 8 в этой схеме блокирует аккумулятор от линии слива при разгруженном насосе. Распределитель 1 под управлением клапана 2 включается от реле давления 7, которое настраивают на рабочее давление. Давление в системе растет плавно, поглощая энергию удара. Дроссель 3 служит для регулирования расхода при разрядке аккумулятора. Зарядка аккумулятора происходит через обратный клапан 4 по окончанию процесса торможения ротора [5]. В схеме, показанной на рисунке 2, гидроаккамулятор выполняет функцию демпфера, сглаживая всплески давления в гидросистеме привода.

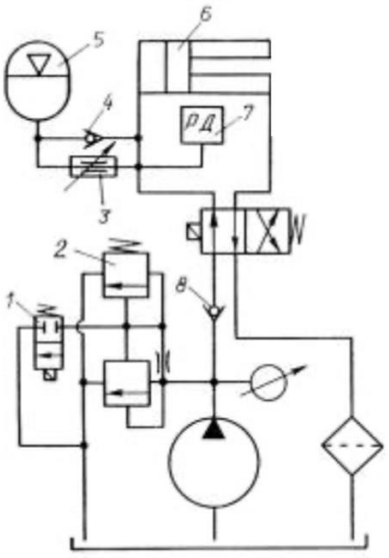



Рисунок 1 – Схема включения гидроаккумулятора для компенсации утечек:
(1 – распределитель; 2 – предохранительный клапан не прямого действия; 3 – дроссель;
4, 8 – обратный клапан; 5 – гидроаккумулятор; 6 – гидроцилиндр; 7 – реле давления)

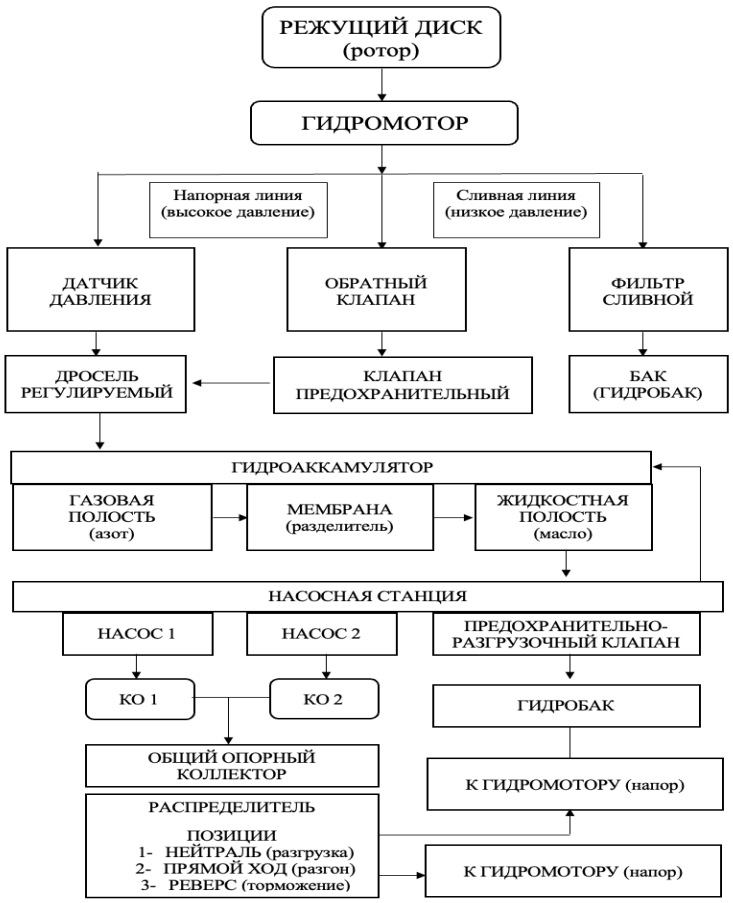



Рисунок 2 – Структурная функциональная схема гидропривода рубильной машины
(с демпфирующим гидроаккумулятором в напорной линии)

Гидроаккумулятор, установленный в напорной магистрали, работает следующим образом (Рис. 2).

1. В момент пуска насос начинает подавать жидкость. Оператор переключает распределитель (Р) в позицию «ПРЯМОЙ ХОД». Аккумулятор (газовый или пружинный) первоначально сжат. В период времени 0 < t < 0,05 с – насосы (Н, Н2) подают масло в напорную магистраль.

2. Через 0,05 с – возникает пик давления (гидравлический удар). При резком повышении давления часть жидкости поступает в аккумулятор, сжимая газ или пружину, что поглощает энергию скачка.

3. Происходит активация демпфера – избыточный поток устремляется в гидроаккумулятор через дроссель, по мере заполнения которого давление в системе нарастает плавно, а не скачкообразно, поглощая энергию удара.

4. При снижении давления аккумулятор отдает накопленную жидкость обратно в систему, поддерживая давление и предотвращая обратные удары. Давление в системе стабилизируется на уровне 18 – 20 МПа.

5. Гидромотор разгоняет режущий диск до 1000 об/мин.

Таким образом, гидроаккумулятор вносит в систему дополнительную емкость, которая изменяет динамику нарастания давления.

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 [6].

Уравнение вращательного движения режущего диска имеет вид

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

где $J$ – момент инерции режущего диска, кг· м$^2$;

$\omega$ – 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

$$J = \frac{1}{2}m_{disk}R^2\ . \qquad (2)$$

Принимаем в (2) $m_{di\,sk} \approx 120$ кг , диаметр 600 мм, тогда

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

Движущий момент гидромотора оцениваем по соотношению

$$M_{\text{гидр}}(t) = \frac{Vm}{2\pi}\cdot\eta_m\cdot(p_{\text{нас}}(t) - p_{\text{др}})\ , \qquad (3)$$

где $Vm$ – рабочий объем гидромотора, м$^3$/об;

$p_{нас}$ – давление на выходе насоса с учетом демпфирования, Па;

$\eta_m$ – механический КПД гидромотора (в двигательном режиме, обычно 0.9 – 0.95);

$p_{др}$ – давление в дренажной линии.

Давление в аккумуляторе при расширении газа определяем для политропного процесса [5]:

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

где $p_{ак}$ – давление в аккумуляторе, Па;

$V$газ – рабочий объем газа в гидромоторе, м$^3$/об;

$V$масла – рабочий объем масла в гидромоторе, м$^3$/об;

Оценим расход рабочей жидкости из аккумулятора:

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

где $\eta_{об}$ – объемный КПД гидромашины (в двигательном режиме, обычно 0.9 – 0.95);

$V_m$ – рабочий объем гидромотора, м$^3$/об;

$\omega$ – угловая скорость вращения гидромотора, с$^{-1}$.

Отрицательный знак означает то, что рабочая жидкость убывает из аккумулятора.

Рассмотрим такое ключевое уравнение, как давление с демпфером [5]. В момент пуска рубильной машины гидроаккумулятор забирает часть расхода, сглаживая пик давления:

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

где $Q_{мотор}$ – расход жидкости гидромотора, л/мин;

$Q_{ак}$ – расход жидкости гидроаккумулятора, л/мин.

Тогда расход в аккумуляторе можно определить как

$$Q_{ак}(t) = \frac{V_0}{np_0^{1/n}}\cdot \frac{d}{dt}(p_{ак}^{1/n}) \ , \quad (7)$$

где $V_0$ – начальный объем газа;

$n$ – показатель политропы (для быстрых процессов ≈ 1.3 – 1.4);

$p_{ак}$ – давление в аккумуляторе, Па.

Из (7) следует, что:

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

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

$$p_{нас}(t) = p_{ак}(t) + R_{др}\cdot Q_{ак}(t)^2 \ , \quad (9)$$

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

Модель гидроаккумулятора-демпфера, может быть представлена следующим образом. При пуске аккумулятор работает в режиме демпфирования пульсаций:

$$p_{ак}\cdot V_{газа}^n = const \ , \quad (10)$$

$$V_{газа}(t) = V_0 - \int_0^t Q_{ак}(\tau)\,d\tau \ , \quad (11)$$

где $V_0$ – начальный объем газа при $p_0$;

$n$ – показатель политропы (для быстрых процессов $n$ ≈ 1.3–1.4);

$Q_{ак}(t)$ – расход жидкости через гидромашину, л/мин.

Рекомендуемое значение предварительного давления заряда должно составлять 90 % от минимального рабочего давления $p_{min}^{раб}$:

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

Для расчетов принимаем следующие характеристики: $p_{min}^{раб}$ = 8 МПа; $p_0^{зар}$ = 7,2 МПа; $V_0$ =1 л (малый аккумулятор для демпфирования).

Для оценки динамики давления при пуске учтем, что классическая модель демпфирования пуска [5] имеет вид:

$$p_{\text{нас}}(t) = p_{\text{уст}}\,(1 - e^{-t/\tau_{\text{демп}}})\,, \tag{13}$$

где $\tau_{\text{демп}}$ – постоянная времени демпфера, с;

$p_{\text{уст}}$ – давление, установленное в аккумуляторе, Па.

Постоянную времени демпфера определим соотношением

$$\tau_{\text{демп}} = \frac{V_0}{n \cdot p_0^{1/n}} \cdot \frac{1}{K_{\text{дрос}}}\,. \tag{14}$$

Без демпфера $\tau_{\text{демп}} \to 0$, возникает ударный пик давления:

$$p_{\text{пик}} \approx p_{\text{уст}} + \frac{\rho \cdot \varsigma \cdot \Delta Q}{A_{\text{тр}}}\,. \tag{15}$$

С демпфером пик «срезается» до безопасного уровня.

Момент сопротивления (резание + трение) оценим из [6]:

$$M_{\text{сопр}}(\omega) = k_{\text{тр}} \cdot \omega + M_{\text{рез}}(\omega)\,, \tag{16}$$

где $M_{\text{рез}}(\omega)$ – момент резания. При пуске без подачи древесины (пуск вхолостую)

$$M_{\text{рез}}(\omega) = 0\,. \tag{17}$$

Момент трения определим по формуле:

$$M_{\text{тр}}(\omega) = k_{\text{тр}} \cdot \omega + M_{\text{сух}}\,, \tag{18}$$

где $M_{\text{сух}}$ – момент страгивания ($M_{\text{сух}} \approx 20$ Н·м);

$k_{\text{тр}}$ – коэффицент трения ($k_{\text{тр}} \approx 0{,}8$ Н·м·с/рад).

Давление в аккумуляторе при расширении газа в приближении политропного процесса найдем из соотношения:

$$p_{\text{ак}}(t) = p_{\text{ак}}^{max}\left(\frac{V_{\text{газ}}^{min}}{V_{\text{газ}}^{min} + V_{\text{масла}}^{\text{отд}}(t)}\right)^n\,, \tag{19}$$

Уравнение расхода масла из аккумулятора имеет вид:

$$\frac{dV_{\text{масла}}}{dt} = -\eta_{\text{об}} \frac{V_m(t)}{2\pi}\omega(t)\,, \tag{20}$$

где $\eta_{\text{об}}$ – обьемный КПД ($\eta_{\text{об}} \approx 0{,}95$). Отрицательный знак означает, что масло убывает из аккумулятора [5].

Объем газа в аккумуляторе [6] определяется суммой:

$$V_{\text{газ}}\,(t) = V_{\text{газ}}^{min} + V_{\text{масла}}^{\text{отд}}(t)\;\,, \tag{21}$$

где $V_{\text{газ}}(0) = V_{\text{газ}}^{min} \approx 1{,}9$ л (сжатый газ);

$V_{\text{масла}}(0) = V_{\text{масла}}^{max} \approx 2{,}1$ л (масло в аккумуляторе).

Тогда полная система уравнений для моделирования разгона режущего диска рубительной машины в гидросистеме привода будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{cases} J\frac{dt}{d\omega} = \frac{V_m}{2\pi} \cdot \eta_m \cdot p_{\text{нас}}(t) - k_{\text{тр}} \cdot \omega - M_{\text{сух}} \\ \frac{dp_{\text{ак}}}{dt} = \frac{n \cdot p_{\text{ак}}^{1-1/n}}{V_0 / p_0^{1/n}} \cdot Q_{\text{ак}}(t) \\ Q_{\text{ак}}(t) = Q_{\text{нас}} - \frac{Vm}{2\pi}\,\eta v \omega(t) \\ p_{\text{сист}}(t) = p_{\text{ак}}(t) + R_{\text{др}} \cdot Q\text{ак}(t)^2 \end{cases}\,, \tag{22}$$

где ачальные условия (после торможения) [9]:

$\omega(0)= 0$ – ротор неподвижен;

$p_{ак}(0)= p_{ак}^{max} \approx 28{,}5$ МПа (конечное давление после торможения).

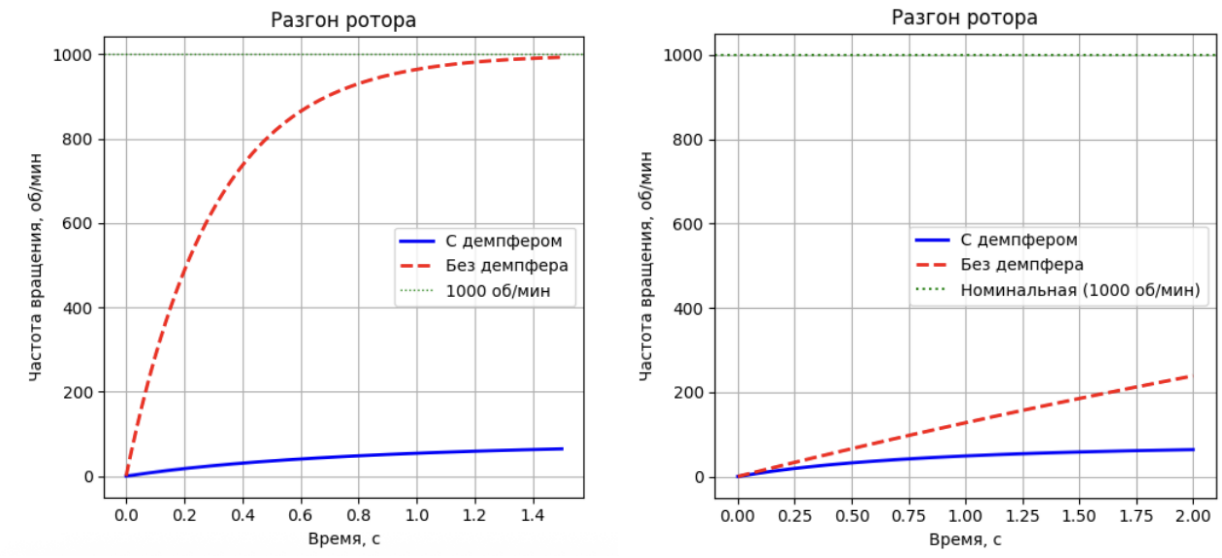
Таблица 1 – Параметры для дисковой рубильной машины (для диска диаметром 600 мм)

| Параметр | Значение | Обозначение |
|---|---|---|
| Момент инерции | 5,4 кг·м² | $J$ |
| Рабочий объем гидромотора | 56 см³/об | $Vm$ |
| Механический КПД | 0,92 | $\eta m$ |
| Объемный КПД | 0,95 | $\eta_{об}$ |
| Номинальный расход насоса | 80 л/мин | $Q$нас |
| Объем аккумулятора | 1,0 л | $V0$ |
| Предварительное давление | 7,2 МПа | $p_0^{зар}$ |
| Показатель политропы | 1,4 | $n$ |
| Коэффициент трения | 0,8 Н·м·с/рад | $k$тр |
| Момент страгивания | 20 Н·м | $M$сух |
| Сопротивление дросселя | 0,05 МПа·с²/л² | $R$др |

Используя програмное моделирование на базе Python, а также программный модуль динамического расчета гидропривода ротора измельчителя древесины [10], введем данные для моделирования разгона режущего диска рубительной машины от гидроаккумулятора ротора. Результаты полученного моделирования разгона режущего диска рубительной машины от гидроаккумулятора ротора представлены ниже и позволяют построить графики разгона ротора, давления в гидроаккамуляторе, расхода масла и баланс моментов (Рис. 2 – 5).

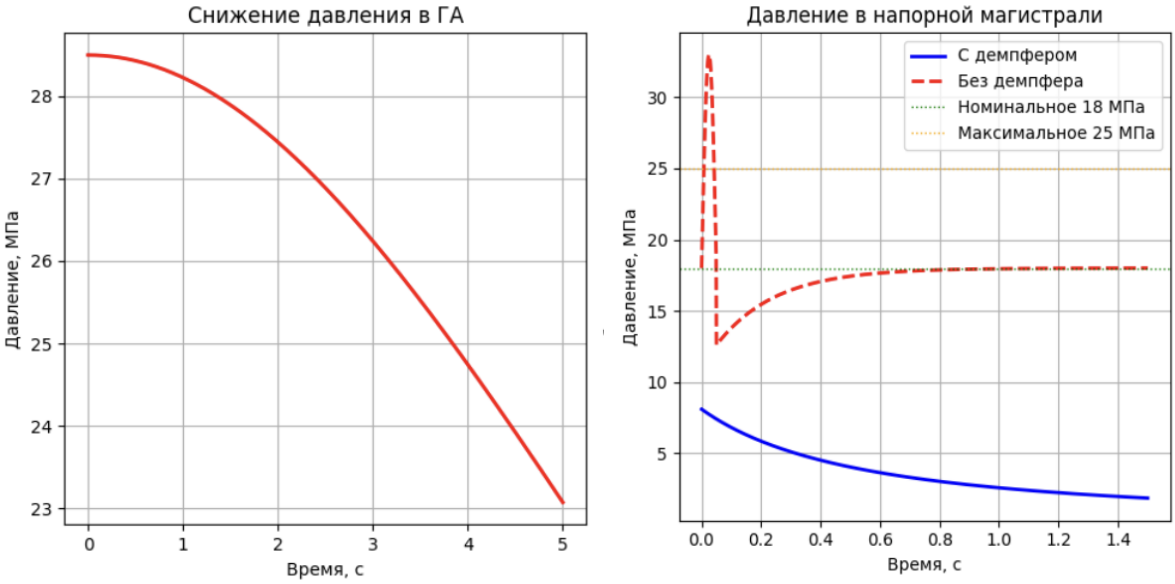
Таблица 2 – Результаты моделирования разгона режущего диска

| 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% |



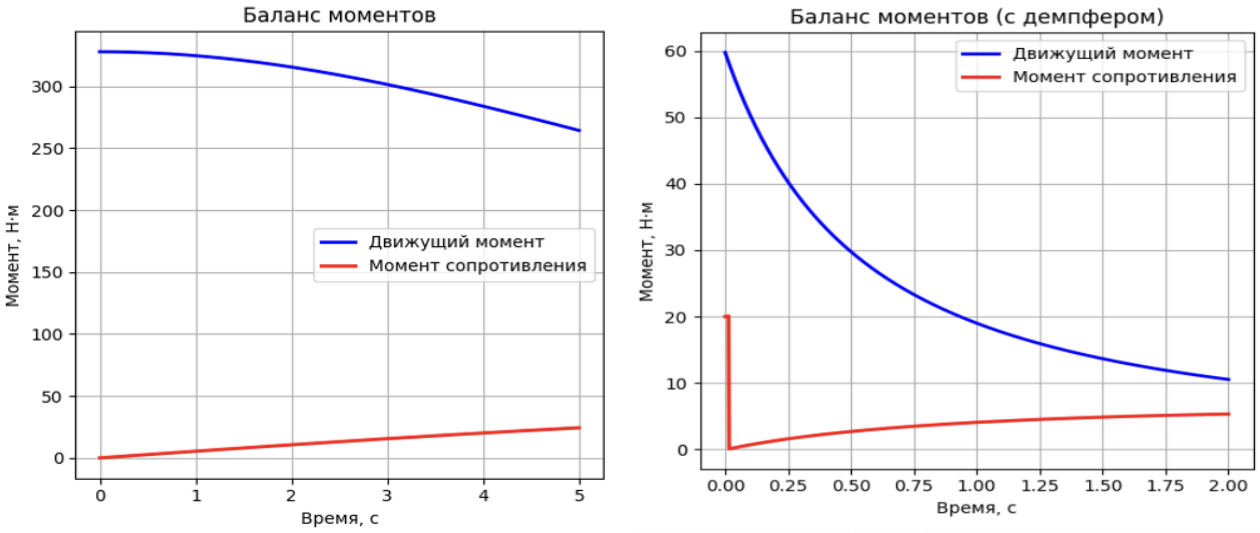

а) б)

Рисунок 2 – Разгон ротора: а) без гидроаккумулятора (красная пунктирная линия) – более быстрый разгон 0,95 с, но с перерегулированием; б) с гидроаккумулятором (синяя кривая) – плавный выход на 1000 об/мин за 1,18 с



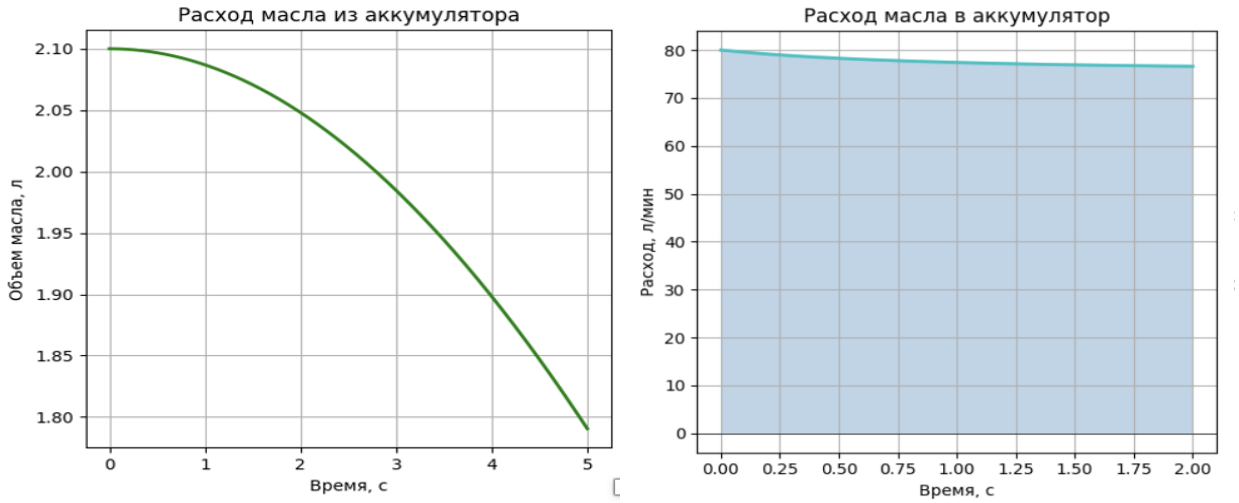

а) б)

Рисунок 3 – Давление в гидроаккумуляторе: а) при разрядке; б) в напорной магистрали: красная пунктирная кривая – без демпфера (острый пик до 32,8 МПа (гидроудар), превышение $p_{\text{ак}}^{max}$ на 30%); синяя кривая – с демпфером (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)




а) б)

Рисунок 4 – Баланс моментов: а) без гидроаккумулятора; б) с гидроаккумулятором: – движущий момент (старт 330Н·м → падение до 260 Н·м); – момент сопротивления (растет плавно от 0 до 20 Н·м)




а) б)

Рисунок 5 – Расход рабочей жидкости, л/мин: а) расход в гидромоторе (линейное убывание с 2,1 л до 0,05 л; полное опорожнение через 4.5 с; пик расхода жидкости до 20 л/мин в первые 0,2 с, затем расход снижается до нуля); б) в гидроаккумуляторе.

Влияние объема гидроаккамулятора на давление в системе гидромотра рассмотрено в таблице 3. Рекомендуемый объем для дисковой рубильной машины составляет 1,0 – 1,5 л (оптимальный баланс цены и эффективности).

Сравнение моментов разгона режущего диска рубительной машины с гидроаккумулятором и без него по результатам моделирования показано в таблице 4.

Таблица 3 – Влияние объема аккумулятора на эффективность демпфирования

| Объем ГА, л | Пиковое давление, МПа | Эффективность демпфирования |
|---|---|---|
| 0,5 | 22,8 МПа | 20% |
| 1,0 | 19,2 МПа | 33% |
| 1,5 | 17,5 МПа | 39% |
| 2,0 | 16,8 МПа | 41% |
| 3,0 | 16,1 МПа | 44% |

Таблица 4 – Результаты моделирования разгона режущего диска рубильной машины (для диска диаметром 600 мм)

| Параметр | Без гидроаккумулятора | С гидроаккумулятором | Улучшение |
|---|---|---|---|
| Время разгона до 1000 об/мин | 0,95 с | 1,18 с | +24% (плавнее) |
| Пиковое давление | 28,5 МПа | 19,2 МПа | -33% |
| Максимальный момент | 620 Н·м | 380 Н·м | -39% |
| Перерегулирование по скорости | 12% | 3% | -75% |

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Разработана математическая модель рабочего процесса 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.

2. Проведенный анализ моделирования разгона режущего диска рубительной машины от гидроаккумулятора ротора показал, что по сравнению с безаккумуляторным рассмотренный гидропривод может быть более экономичным, так как потребляемая мощность будет меньше за счет уменьшения времени работа насоса под нагрузкой. Гидроаккумулятор эффективно демпфирует пусковые пики давления, снижая их на 30-40%.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Германович, А. О. Технологические процессы заготовки топливной щепы мобильными рубильными машинами / А. О. Германович // Современные технологии деревообрабатывающей промышленности : материалы международной научной онлайн-конференции, Минск, 2018 г. – 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 // Лесная инженерия, материаловедение и дизайн :

материалы 85-й научно-технической конференции с международным участием, Минск, 2021 г. – Минск : БГТУ, 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 // StudFiles : [сайт]. – URL: https://studfile.net/preview/5701312/page:3/ – С. 20-22.

5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов, О. В. Байбаков, Ю. Л. Кирилловский. – 2-е изд., перераб. – Москва : Альянс, 2022. – 422 с. – 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. Böhlenius, N. Liming increases early growth of poplars on forest sites with low soil pH / N. Böhlenius, U. Nilsson, C. Salk // Biomass and Bioenergy. – 2020. – Vol. 138. – Art. No. 105572.

8. Djordjevich, S. J. Assessment of Conditions and Experience for Plantation of Agro-Energy Crops on Degraded Agricultural Land in Serbia / S. J. Djordjevich, S. B. Djordjevich-Miloshevich, S. M. Miloshevich // World Academy of Science, Engineering and Technology: International Journal of Agricultural and Biosystems Engineering. – 2016. – Vol. 10 (7). – P. 447-450.

9. Ljubojev, N. Renewable energy resources in agriculture: potential and legal framework in the Republic of Serbia / N. Ljubojev, M. Dukić-Mijatović, Z. Vojinovic // Economics of Agriculture. – 2018. – Vol. 65 (3). – P. 1227–1239. – doi: 10.5937/ekoPolj1803227.

10. Программный модуль динамического расчета гидропривода ротора измельчителя древесины : № 2025669616 Российская Федерация : программа для ЭВМ : № 2025665809 : заявл. 02.07.2025 : опубл. 29.07.2025 / С. В. Прокопенко, А. А. Платонов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова».

11. 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.

## REFERENCES

1. Germanovich, A. O. Technological processes for harvesting fuel chips using mobile chipping machines / A. O. Germanovich // Modern technologies of the woodworking industry: Proceedings of the international scientific online conference, Minsk, 2018. – Minsk: Belarusian State Technological University, 2018. – P. 209-214.

2. Loy, V. N. Layout schemes of self-propelled chipping machines / V. N. Loy, A. O. Germanovich, V. V. Chernyavsky // Forest engineering, materials science and design:

Proceedings of the 85th scientific and technical conference with international participation, Minsk, 2021. – Minsk: BSTU, 2021. – P. 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, Nature Management and Processing of Renewable Resources. – 2021. – No. 2 (246). – P. 188-195.

4. Sheinman, L. E. Hydraulic and Pneumatic Drives: Lecture Course / L. E. Sheinman // StudFiles: [website]. – URL: https://studfile.net/preview/5701312/page:3/ – P. 20-22.

5. Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives: a textbook for mechanical engineering universities / T. M. Bashta, S. S. Rudnev, B. B. Nekrasov, O. V. Baibakov, Yu. L. Kirillovsky. – 2nd ed., revised. – Moscow: Alliance, 2022. – 422 p. – P. 34-68.

6. Sagdatullin, A. M. Development of a mathematical model of an automated electromechanical complex of a pumping station / A. M. Sagdatullin // Mathematical modeling. – 2015. – Vol. 27, No. 4. – P. 3-15.

7. Böhlenius, N. Liming increases early growth of poplars on forest sites with low soil pH / N. Böhlenius, U. Nilsson, C. Salk // Biomass and Bioenergy. – 2020. – Vol. 138. – Art. No. 105572.

8. Djordjevich, S. J. Assessment of Conditions and Experience for Plantation of Agro-Energy Crops on Degraded Agricultural Land in Serbia / S. J. Djordjevich, S. B. Djordjevich-Miloshevich, S. M. Miloshevich // World Academy of Science, Engineering and Technology: International Journal of Agricultural and Biosystems Engineering. – 2016. – Vol. 10 (7). – P. 447-450.

9. Ljubojev, N. Renewable energy resources in agriculture: potential and legal framework in the Republic of Serbia / N. Ljubojev, M. Dukić-Mijatović, Z. Vojinovic // Economics of Agriculture. – 2018. – Vol. 65 (3). – P. 1227–1239. – doi: 10.5937/ekoPolj1803227.

10. Software module for dynamic calculation of a wood chipper rotor hydraulic drive: No. 2025669616 Russian Federation: computer program: No. 2025665809: declared 02.07.2025: published 29.07.2025 / S. V. Prokopenko, A. A. Platonov; applicant Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education " Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov ".

11. Prokopenko, S. V. Improving the efficiency of chipping machines in wood processing / S. V. Prokopenko, P. I. Popikov, A. A. Platonov // Technologies in bioeconomics: 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. – P. 291-297. – DOI 10.58168/TBiEc2025_291-297.