

На правах рукописи



МИНДРОВ Константин Анатольевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
СЕГМЕНТНОЙ КОСИЛКИ С ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ
ДЛИНОЙ ШАТУНА**

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации
сельского хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

САРАНСК – 2020

Работа выполнена на кафедре теплоэнергетических систем федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва» (ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва»).

Научный руководитель: **Левцев Алексей Павлович,**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Алдошин Николай Васильевич,**
доктор технических наук, профессор,
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева», заведующий кафедрой «Сельскохозяйственные машины»;

Алатырев Сергей Сергеевич,
доктор технических наук, доцент,
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ»

Защита состоится 27 марта 2020 г. в 10 ч 00 мин на заседании диссертационного совета Д 212.117.06 в ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» по адресу: 430005, г. Саранск, ул. Большевистская, д. 68, ауд. 706.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке им. М. М. Бахтина ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» и на сайте www.mrsu.ru/ru/diss/diss.php?ELEMENT_ID=73644

Автореферат разослан «___» _____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Купряшкин Владимир Федорович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В соответствии с современными тенденциями энергоэффективности развитие режущих аппаратов сегментно-пальцевых косилок идет по пути снижения удельных энергозатрат, что в свою очередь требует создания оптимальных режимов при повышении скорости резания. Однако увеличение скорости резания при неизменных параметрах привода ножа сегментно-пальцевой косилки требует поддержания более высоких оборотов двигателя мобильного энергетического средства (МЭС), что увеличивает удельные энергозатраты на единицу скашиваемой площади в 1,3 раза и более.

Поддерживать рациональную скорость резания сегментно-пальцевой косилки независимо от оборотов ДВС можно с использованием независимого электропривода. Однако для питания электропривода косилки МЭС должно быть оборудовано электрическим источником мощностью не менее 5 кВт. Другим методом увеличения скорости ножа сегментно-пальцевой косилки в широком диапазоне частоты вращения вала отбора мощности (ВОМ) является периодическое изменение длины гидрораздвижного шатуна (ГРШ) за счет генерирования колебаний масла в замкнутом контуре в определенной зоне периода движения ножа. При наложении колебаний к ГРШ сегментно-пальцевой косилки можно добиться дополнительного приращения скорости ножа на требуемом промежутке периода его движения. Это можно достигнуть при создании импульсного режима движения масла в замкнутом контуре, который создается за счет прерывания потока масла с помощью ударного узла синхронизированного с периодом работы ножа косилки. Использование импульсного режима в гидродинамических подъемных устройствах выявило их значительный потенциал в части генерирования импульсов давления. Таким образом, исследование, посвященное генерированию колебаний давления в замкнутом гидравлическом контуре для обеспечения требуемого приращения длины ГРШ, а следовательно, и скорости ножа сегментно-пальцевой косилки, является актуальным и практически значимым.

Степень разработанности темы. Существенный вклад в повышение качества резания и снижение энергозатрат кормоуборочных сельскохозяйственных агрегатов (СХА), в том числе кормоуборочных машин, внесли известные ученые: С. С. Алатырев, Н. В. Алдошин, Ю. А. Вантюсов, В. П. Горячкин, В. А. Желиговский, А. П. Иншаков, В. И. Славкин, Н. П. Ларюшин, А. П. Савельев, А. П. Левцев, Н. Е. Резник, М. Н. Чаткин и др.

Диссертационная работа выполнена согласно плану НИОКР по программе развития АПК Республики Мордовия до 2020 года «Разработка методов и средств контроля энергопотребления сельскохозяйственных агрегатов» и плану научных исследований ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарева».

Цель исследования – повышение энергоэффективности сегментно-пальцевой косилки при скашивании трав на основе приращения скорости резания за счет периодического изменения длины гидрораздвижного шатуна при генерировании колебаний давления масла в замкнутом контуре.

Задачи исследования:

– провести анализ энергозатрат на привод ножа сегментно-пальцевой косилки при резании трав в зависимости от сопротивлений косилки, МЭС при обеспечении качества резания;

– предложить способ и схемное решение для увеличения скорости перемещения ножа сегментно-пальцевой косилки с периодическим изменением длины гидрораздвижного шатуна, позволяющее снизить удельные энергозатраты на привод;

– разработать математические модели функционирования кривошипно-ползунного механизма с периодически изменяющейся длиной шатуна сегментно-пальцевого режущего аппарата и приращения длины гидрораздвижного шатуна при различных колебаниях давления масла в замкнутом гидравлическом контуре;

– разработать устройство для создания колебаний давления в замкнутом гидравлическом контуре, обеспечивающее требуемое приращение длины гидрораздвижного шатуна;

– провести эксплуатационные испытания сельскохозяйственного агрегата для кошения трав на базе сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 и трактора класса 1,4 с периодически изменяющейся длиной ГРШ, обосновать рациональные режимы работы и оценить их энергозатраты.

Объект исследования – сегментно-пальцевая косилка с изменяющейся длиной шатуна в составе СХА на базе МЭС класса 1,4.

Предмет исследований – энергоэффективные режимы работы СХА с сегментно-пальцевой косилкой при резании трав с изменяющейся длиной гидрораздвижного шатуна под действием колебаний давления масла в замкнутом контуре.

Научная новизна результатов исследования:

– предложены способ и схемное решение увеличения скорости ножа сегментно-пальцевой косилки с гидрораздвижным шатуном под действием колебаний давления масла в замкнутом контуре;

– разработаны математические модели функционирования кривошипно-ползунного механизма с периодически изменяющейся длиной шатуна сегментно-пальцевого режущего аппарата и приращения длины гидрораздвижного шатуна при различных колебаниях давления масла в замкнутом контуре;

– разработана методика оценки энергетических затрат сельскохозяйственного агрегата для кошения трав на базе сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна.

Практическая значимость работы:

– схема замкнутого гидравлического контура для генерирования импульсов давления;

– конструкции гидрораздвижного шатуна с воздушным упругим звеном и ударного узла для создания колебаний давления в замкнутом гидравлическом контуре;

– энергоэффективные режимы работы СХА на базе МЭС класса 1,4 и сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна под действием колебаний давления в замкнутом гидравлическом контуре.

Новизна и промышленная применимость таких устройств подтверждена патентом на полезную модель.

Методы исследования. Теоретические исследования проведены с использованием дифференциальных уравнений в математическом моделировании гидродинамики и кинематики основаны на теории дифференциальной геометрии и энергетических цепей. Физическое моделирование включает проведение исследо-

вания сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 с гидродинамическим приращением длины гидрораздвижного шатуна с использованием платы ЦАП/АЦП РСІ-6009 производства National Instruments.

Степень достоверности и апробация работы подтверждена адекватностью математического и физического моделирования (расхождение не более 10 %), а также применением в экспериментальных исследованиях современного оборудования и программного обеспечения. Результаты работы прошли апробацию в печати и на научно-практических конференциях.

Основные положения исследований и их результаты докладывались и обсуждались на Международной научно-технической конференции «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве» (Москва, 2008 г.); Международной научно-практической конференции «Ресурсосберегающие экологически безопасные технологии производства и переработки сельскохозяйственной продукции» (Саранск, 2012 г.); Международной научно-практической конференции, посвященной памяти доктора технических наук, профессора Ф. Х. Бурумкулова (Саранск, 2016 г.); Международной научно-технической конференции «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы» (Саранск, 2019 г.).

Положения, выносимые на защиту:

– способ увеличения скорости ножа сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной гидрораздвижного шатуна под действием колебаний давления масла в замкнутом контуре;

– математические модели кривошипно-ползунного механизма с изменяющейся длиной шатуна сегментно-пальцевого режущего аппарата и приращением длины ГРШ при различных колебаниях давления масла в замкнутом гидравлическом контуре;

– методика оценки энергетических затрат сельскохозяйственного агрегата для кошения трав на базе сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна.

Реализация результатов исследования. Разработанная конструкция гидромеханического привода сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 на основе циклических приращений ГРШ под действием колебаний давления масла в замкнутом контуре принята к внедрению Мордовским НИИСХ – филиалом ФГБНУ ФАНЦ Северо-Востока. Разработанные энергоэффективные режимы работы СХА на базе МЭС класса 1,4 и сегментно-пальцевой косилки с ГРШ внедрены в филиале ФГБУ «Государственная комиссия Российской Федерации по испытанию и охране селекционных достижений» Мордовской государственной сортоиспытательной станции Старосиндровского государственного сортоиспытательного участка, и КФХ «Перякин И. Д.».

Результаты исследований используются при проведении занятий с бакалаврами и магистрантами по направлению подготовки «Агроинженерия», «Теплоэнергетика и теплотехника» в ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарева».

Публикации. Основные положения диссертационной работы отражены в 13 научных публикациях, включая 6 статей в журналах, рекомендованных ВАК, 1 патенте на полезную модель.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, 4 глав, общих выводов и приложения, изложена на 138 страницах, включает 13 таблиц, 94 рисунка и список литературы из 121 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении охарактеризованы основные направления повышения производительности сегментно-пальцевых косилок, выполнен анализ энергозатрат сельскохозяйственного агрегата при кошении трав, оценен потенциал их снижения, обоснованы актуальность темы, ее практическая значимость, цель и задачи исследования, а также сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава «Состояние проблемы и постановка задач исследования» посвящена анализу состояния вопроса по повышению производительности и эффективности сельскохозяйственных агрегатов с сегментно-пальцевым режущим аппаратом и постановке задач исследования.

Проведенный анализ научных публикаций позволил определить потенциал повышения производительности и эффективности сельскохозяйственных агрегатов с сегментно-пальцевым режущим аппаратом за счет оптимизации режимов их работы, а также расширение их использования при увеличении скоростей резания. В процессе анализа выяснилось отсутствие методик для расчета оптимальных режимов работы сельскохозяйственных агрегатов с сегментно-пальцевым режущим аппаратом с увеличенными скоростями резания за счет использования гидродинамических сил.

На основании всестороннего анализа ранее выполненных работ определены основные направления повышения производительности сельскохозяйственных агрегатов с сегментно-пальцевым режущим аппаратом, сформулированы цели и задачи исследования.

Вторая глава «Теоретические исследования» посвящена динамике привода ножа сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна, что потребовало разработки математических моделей кривошипно-ползунного механизма с изменяющейся длиной шатуна сегментно-пальцевого режущего аппарата и приращения длины шатуна при различных колебаниях давления масла в замкнутом гидравлическом контуре. Математические модели представлены в виде дифференциальных уравнений.

Предложенная в работе модернизация привода сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 на основе периодического изменения длины ГРШ позволяет увеличивать скорость ножа в зависимости от начального давления масла и оборотов ВОМ. Прогнозировать скорость и ускорение движения ножа в зависимости от указанных факторов и производить их настройку целесообразно на математической модели. Для этого рассмотрим схему сил привода ножа кривошипно-ползунного механизма с изменяющейся длиной шатуна применительно к точке А (рисунок 1).

Схема, приведенная на рисунке 1, соответствует движению ножа в отрицательную часть оси OX и поэтому $v_A < 0$, когда $0 < \varphi < \pi$; $v_A > 0$, когда $\pi < \varphi < 2\pi$.

С учетом знаков φ и α из $\triangle OMA$ находится связь

$$\frac{b}{\sin(\varphi)} = -\frac{\alpha}{\sin(\alpha)} \Leftrightarrow b \sin(\alpha) = -\alpha \sin(\varphi), \quad (1)$$

$$\begin{aligned}\vec{OA} &= x_A \vec{i} = \vec{OM} + \vec{MA} = a\vec{e}(\varphi) + b\vec{e}(\alpha) = \\ &= (a \cos(\varphi) + b \cos(\alpha))\vec{i} + (a \sin(\varphi) + b \sin(\alpha))\vec{j}.\end{aligned}$$

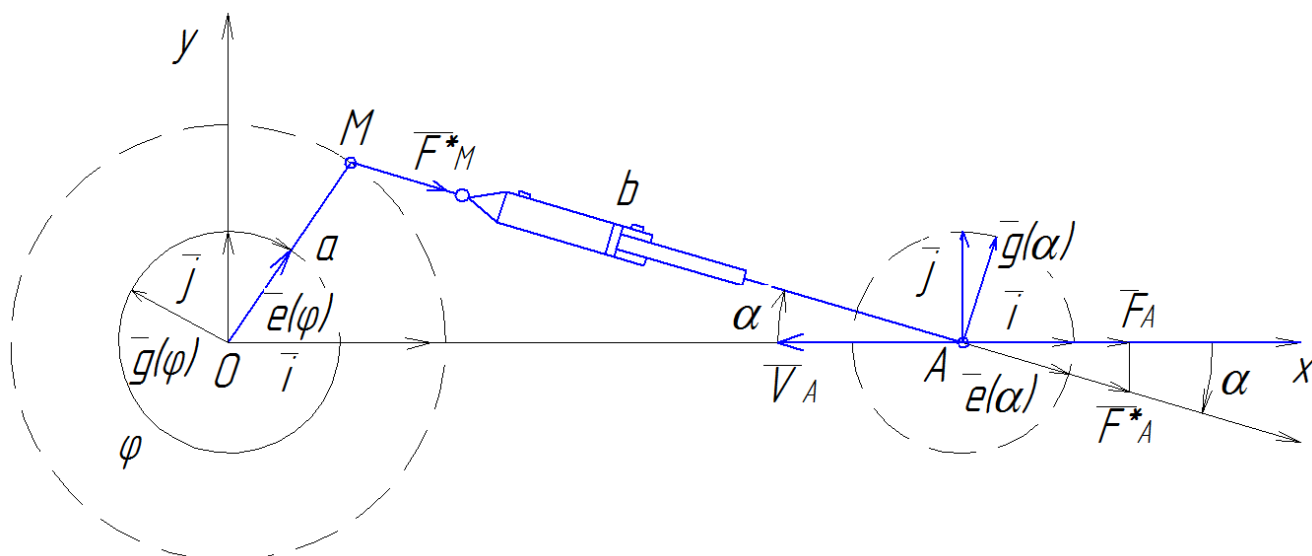


Рисунок 1 – Схема сил привода ножа кривошипно-ползунного механизма с изменяющейся длиной шатуна: \vec{V}_A – скорость, м/с; \vec{F}_A^* – сила, действующая по оси шатуна, Н; \vec{F}_A – проекция силы \vec{F}_A^* , Н; a – радиус кривошипного вала, м; ω – угловая скорость, рад/с; α – угол между осевой линией шатуна и осью абсцисс, рад; φ – угол поворота кривошипа, рад; $\{i, j, k\}$ – неподвижный базис; $\{\bar{e}, \bar{g}, \bar{k}\}$ – подвижный базис; $\bar{e}(\varphi)$, $\bar{g}(\varphi)$ – векторная круговая функция и ее производная в точке O ; $\bar{e}(\alpha)$, $\bar{g}(\alpha)$ – векторная круговая функция и ее производная в точке A

Условие (1) равносильно условию $\vec{OA} = x_A \vec{i}$ и

$$x_A = a \cos(\varphi) + b \cos(\alpha). \quad (2)$$

Отсюда находится значение линейной скорости в точке A :

$$v_A = \dot{x}_A = -a\omega \sin(\varphi) - b\dot{\alpha} \sin(\alpha) + \dot{b} \cos(\alpha). \quad (3)$$

Выбрав гладкую функцию на $[\varphi_1, \varphi_2]$ (рис. 2), приращение шатуна

$$\Delta b = \frac{l_0}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_2} \right), \quad (4)$$

так как $b = b_0 + \Delta b$, то

$$\frac{db}{d\varphi} = -\frac{l_0 \pi}{2(\varphi_0 - \varphi_2)} \sin \left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_2} \right)$$

на участке $[\varphi_1, \varphi_2]$ $\varphi_0 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}$,

вне участка $[\varphi_1, \varphi_2]$ $\Delta b = 0$, $\frac{db}{d\varphi} = 0$.

Выполнив соответствующие замены в (3), получим приближенные выражения для скорости резания.

Вне зоны $[\varphi_1, \varphi_2]$ приращения длины шатуна $\frac{db}{d\alpha} = 0$ и

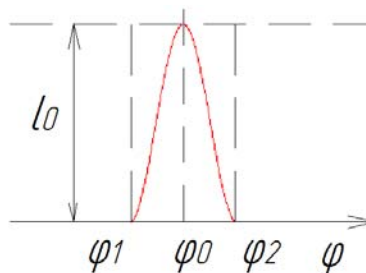


Рисунок 2 – Характер изменения длины шатуна

$$\frac{d\alpha}{d\varphi} = -\frac{a \cos(\varphi)}{b_0 \cos(\alpha)} = -\frac{a \cos(\varphi)}{\sqrt{b_0^2 - a^2 \sin^2(\varphi)}} \approx -\frac{a}{b_0} \cos(\varphi); \quad (5)$$

$$v_A \approx a\omega \left(-\frac{a}{b_0} \cos(\varphi) - 1 \right) \sin(\varphi) = -a\omega \sin(\varphi) \left(1 + \frac{a}{b_0} \cos(\varphi) \right). \quad (6)$$

Приращение скорости резания на участке $[\varphi_1, \varphi_2]$

$$\Delta v_A = -\frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_0 - \varphi_2)} \sin \frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_2} (1 + a^2 \omega \sin^2(\varphi)). \quad (7)$$

Аналогично получены выражения для определения ускорения ножа:

вне зоны $[\varphi_1, \varphi_2]$

$$a_A = \omega^2 a \left(\frac{a}{b} - \cos(\varphi) - \frac{2a}{b} \cos^2(\varphi) - \frac{a^3}{b^3} \sin(\varphi) \cos^2(\varphi) \right). \quad (8)$$

на участке $[\varphi_1, \varphi_2]$

$$\Delta a_A = \omega^2 \left[b'' \left(1 + \frac{a^2}{b^2} \sin^2(\varphi) \right) - \frac{a^4 b'^2}{b^5} \sin^3(\varphi) + \frac{a^3 b'}{b^3} \sin(2\varphi) \right], \quad (9)$$

где на участке приращения шатуна $[\varphi_1, \varphi_2]$

$$b' = -\frac{l\pi}{2(\varphi_1 - \varphi_0)} \sin \left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_0} \right); \quad b'' = -\frac{l\pi^2}{2(\varphi_1 - \varphi_0)^2} \cos \left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_0} \right).$$

Полученные выражения для расчета скорости резания проверялись экспериментально в лабораторных и производственных условиях на семи различных режимах на модернизированной сегментно-пальцевой косилке КС-2,1. Наибольший интерес представляют результаты скорости резания, полученной на пониженных частотах вращения ВОМ. На рисунках 3 и 4 приведено наложение экспериментальных кривых скорости резания и ускорения модернизированной сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 на расчетные при дополнительном ходе шатуна $l_0 = 0,015$ м.

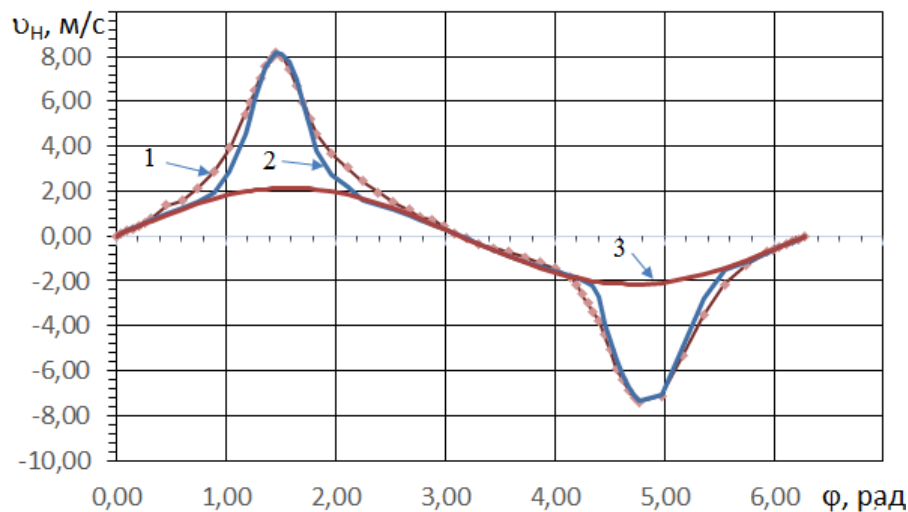


Рисунок 3 – Графики изменения скорости резания модернизированной сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 (382 мин^{-1} ; $\varphi_1 = 0,85\pi$; $\varphi_0 = \pi$): 1 – экспериментальная с модернизированным шатуном; 2 – расчетная; 3 – экспериментальная со штатным шатуном

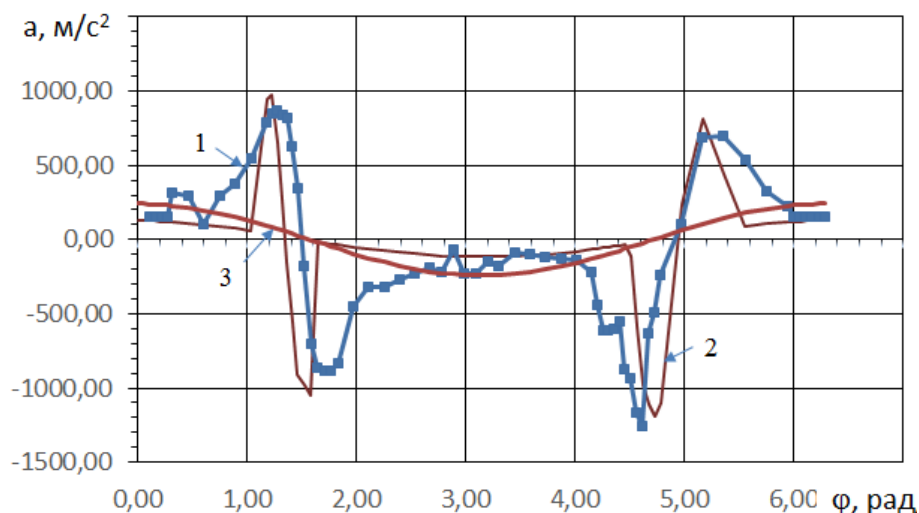


Рисунок 4 – Графики изменения ускорения резания модернизированной сегментно-пальцевой косилки КС-2,1: 1 – экспериментальная с модернизированным шатуном; 2 – расчетная; 3 – экспериментальная со штатным шатуном

Как видно из приведенных графиков, они имеют достаточно высокую сходимость при максимальных амплитудных значениях и некоторое расхождение при значениях скорости, близких к нулю. С уменьшением вылета шатуна на 20 % амплитудное значение скорости снижается на 6 %. Амплитуды ускорения ножа при приращении длины шатуна увеличиваются с ростом скорости вращения вала привода до 110 м/с^2 .

Данный способ увеличения скорости резания за счет кратковременного приращения длины шатуна вносит изменения в диаграмму резания (рисунок 5). На данной диаграмме наложены скорости движения сегмента при частоте вращения ВОМ 382 мин^{-1} и скорости агрегата 12 км/ч , обычный режим показан пунктирными линиями, модернизированный – сплошными.

При перемещении сегмента от первоначального положения

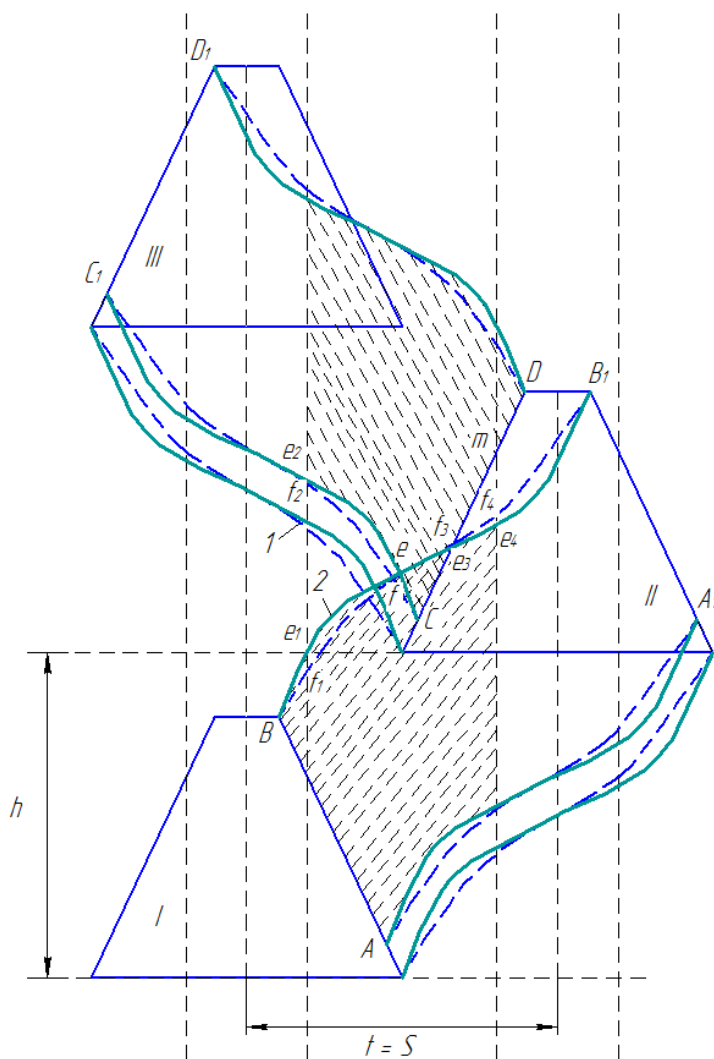


Рисунок 5 – Диаграмма резания сегментно-пальцевой косилки КС-2,1: 1 – стандартный режим при 540 мин^{-1} ВОМ; 2 – предлагаемый режим

I до положения *II* и *III* его лезвия *AB* и *CD* охватывают площадки *ABB₁A₁* и *CC₁D₁D*. На диаграмме, сплошными линиями показаны траектории лезвий сегмента при использовании приращения длины шатуна за счет гидропривода и пунктирными – траектории лезвий при механическом приводе.

Во время перемещения сегмента при прямом и обратном ходе ножа с гидравлическим приводом шатуна не захватываемая площадка *e₁e₂* становится меньше, а *e₃e₄* возрастает. Площадка *e₅e₆* захватывается два раза, как и площадка *сff₃* при механическом приводе, при этом площадь двойного среза уменьшается при гидроприводе до 9,4 %, что позволяет увеличить поступательную скорость агрегата, не снижая качественных показателей режущего аппарата. При этом для обеспечения одинакового качества среза при гидравлическом приводе требуется меньшее число двойных ходов ножа, чем при работе с механическим приводом.

Простейшей схемой создания колебаний в системе привода ножа сегментно-пальцевой косилки является врезка в шатун гидроцилиндра с упругим звеном, подача масла в который осуществляется с одной стороны поршня, при этом с другой стороны присутствует давление воздуха (рисунок 5). При подаче импульса масла длина хода шатуна получит приращение:

$$l = l_0 \pm \Delta l. \quad (10)$$

При этом изменение объема ΔV в гидравлической системе и приращение хода шатуна Δl будут связаны соотношением

$$\Delta V = \frac{\pi D^2}{4} \Delta l, \quad (11)$$

где D – внутренний диаметр гидроцилиндра, м.

Приращение объема жидкости в момент колебаний удобно создавать за счет прерывания потока масла с созданием гидроудара. При этом изменение объема ΔV будет зависеть от массы движущегося масла и податливых свойств системы. Прогнозировать поведение такой системы можно с использованием энергетической цепи (рисунок 6).

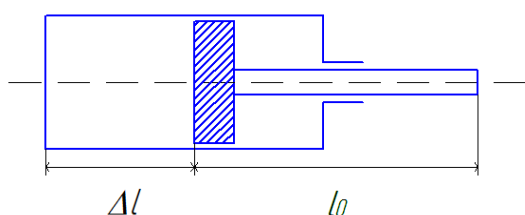


Рисунок 6 – Схема гидроцилиндра с упругим звеном

Энергетическая цепь колебательного контура включает три звена (рисунок 7). Первое звено гидравлическое, отражает изменение давлений и расходов в гидравлической цепи, включает активное сопротивление r_1 , учитывающее потери на трение в трубопроводах гидросистемы, и массу m_1 масла в трубопроводах, а также податливость l_1 , учитывающую

упругие свойства шлангов и самого масла. Второе звено преобразовательное, преобразует давление P_2 и расход V_1 , в силу f и скорость \mathcal{Q} . Третье звено механическое, включает массу подвижных частей m_2 , податливость воздуха l_2 , и активное сопротивление трению r_2 .

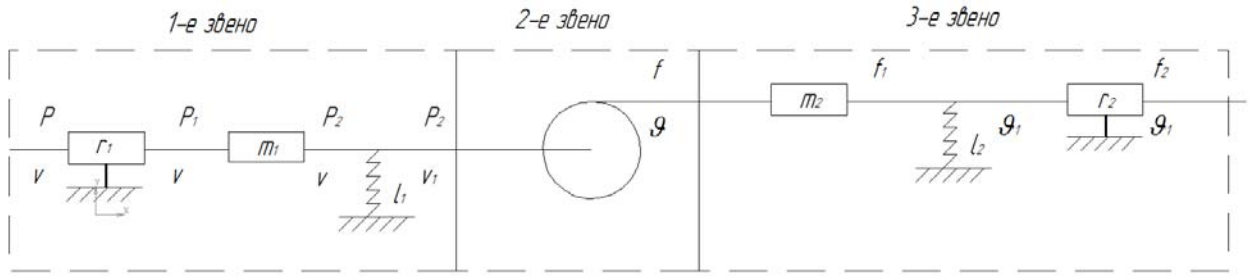


Рисунок 7 – Энергетическая цепь колебательного контура

Уравнение звеньев цепи:

$$\begin{array}{l}
 \text{1-е:} \\
 \left\{ \begin{array}{l} P = r_1 \dot{V}^2 - m_1 \dot{V} + P_2, \\ V = l_1 \dot{P}_2 + V_1; \end{array} \right. \\
 \text{2-е:} \\
 \left\{ \begin{array}{l} f = P_2 S, \\ g = \frac{1}{S} V_1; \end{array} \right. \\
 \text{3-е:} \\
 \left\{ \begin{array}{l} f = m_2 \dot{g} + r_2 g_1 + f_2, \\ g = l_2 \dot{f}_2 + g_1. \end{array} \right.
 \end{array} \quad (12)$$

Уравнение (12) в начале цепи с учетом коэффициентов запишется так:

$$\begin{aligned}
 f_2 &= -a_1 \ddot{V} + a_2 \dot{V} + a_3 \dot{V} + a_4 V_0 - b_1 \ddot{P} - b_2 \dot{P} + b_3 \bar{P} + b_4 P_0, \\
 -a_1 \ddot{V} + a_2 \dot{V} + a_3 \dot{V} + a_4 V_0 &= b_1 \ddot{P} + b_2 \dot{P} - b_3 \bar{P} - b_4 P_0.
 \end{aligned}$$

Уравнение на изображение в операторной форме

$$(-a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S) V(S) = (b_1 S^2 + b_2 S - b_3) P(S). \quad (13)$$

После соответствующих преобразований комплексное сопротивление цепи запишется в следующем виде:

$$Z(s) = \frac{V(S)}{P(S)} = \frac{b_1 S^2 + b_2 S - b_3}{-a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S}. \quad (14)$$

Частотная функция цепи

$$Z(j\Omega) = \frac{-b_1 a_2 \Omega^4 + b_2 a_2 j \Omega^3 - a_2 b_3 \Omega^2 + b_1 a_1 j \Omega^5 - b_2 a_1 \Omega^4 + b_3 a_1 j \Omega^3 + b_1 a_3 j \Omega^3 - b_2 a_3 \Omega^2 + b_3 a_3 j \Omega}{(a_2 \Omega^2)^2 + (a_1 \Omega^3 + a_3 \Omega)^2}.$$

Действительная часть частотной функции

$$U(\Omega) = \frac{-b_1 a_2 \Omega^4 - a_2 b_3 \Omega^2 - b_2 a_1 \Omega^4 - b_2 a_3 \Omega^2}{(a_2 \Omega^2)^2 + (a_1 \Omega^3 + a_3 \Omega)^2}. \quad (15)$$

Мнимая часть частотной функции

$$V(\Omega) = \frac{b_2 a_2 \Omega^3 + b_1 a_1 \Omega^5 + b_3 a_1 \Omega^3 + b_1 a_3 \Omega^3 + b_3 a_3 \Omega}{(a_2 \Omega^2)^2 + (a_1 \Omega^3 + a_3 \Omega)^2} j. \quad (16)$$

Амплитудно-частотная характеристика цепи (АЧХ)

$$A(\Omega) = \sqrt{(U(\Omega))^2 + (V(\Omega))^2}. \quad (17)$$

По формуле (17) исследовалось поведение частотных характеристик в зависимости от изменения отдельных параметров по отношению к базовым значениям. В таблице 1 представлены исходные параметры, а на рисунках 8 и 9 их частотные характеристики при изменении r_1 , Па с²/м⁶, и m_1 , кг.

Из полученных АЧХ следует, что с ростом приращения частоты колебаний давления в масляном контуре приращение объемного расхода уменьшается независимо от шероховатости сегментов. С увеличением массы масла в замкнутом контуре свыше 4 кг амплитуда давления существенно снижается, поэтому длина

соединительных шлангов должна быть не более 6 м. В связи с этим рабочая зона частот должна находиться в пределах от 1 до 10 Гц.

Таблица 1 – Исходные параметры цепи для пяти вариантов

№ п/п	r_1 , Па·с ² /м ⁶	m_1 , кг	l_1 , м ³ /МПа	S , м ²	m_2 , кг	l_2 , м/Н	r_2 , Н·с/м	V_0 , м ³ /с
1	$500 \cdot 10^6$	3	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
2	$100 \cdot 10^6$	3	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
3	$200 \cdot 10^6$	3	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
4	$700 \cdot 10^6$	3	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
5	$900 \cdot 10^6$	3	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
6	$500 \cdot 10^6$	3	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
7	$500 \cdot 10^6$	1	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
8	$500 \cdot 10^6$	4	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
9	$500 \cdot 10^6$	8	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005
10	$500 \cdot 10^6$	10	500	0,0005	6	$0,1 \cdot 10^{-3}$	10	0,0005

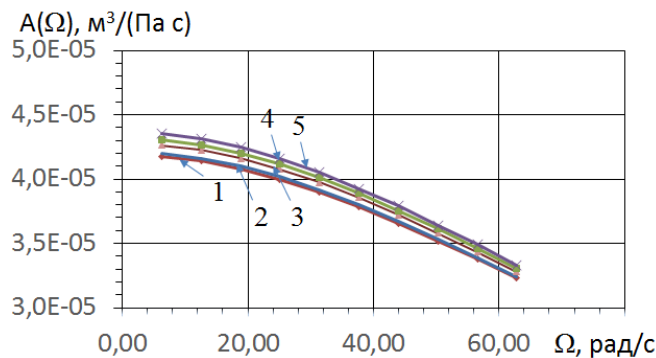


Рисунок 8 – Амплитудно-частотные характеристики цепи при изменении активного сопротивления r_1 , учитывающего потери на трение в трубопроводах гидросистемы:

- 1 – $r_1 = 100$ Па·с²/м⁶; 2 – $r_1 = 200$ Па·с²/м⁶;
- 3 – $r_1 = 500$ Па·с²/м⁶; 4 – $r_1 = 700$ Па·с²/м⁶;
- 5 – $r_1 = 900$ Па·с²/м⁶

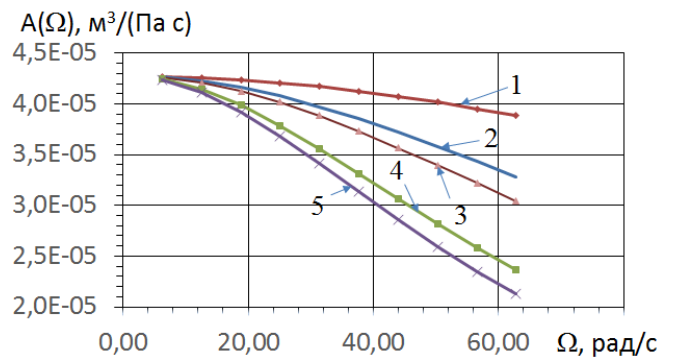


Рисунок 9 – Амплитудно-частотная характеристика цепи при изменении массы m_1 масла в трубопроводах: 1 – $m_1 = 1$ кг; 2 – $m_1 = 3$ кг; 3 – $m_1 = 4$ кг; 4 – $m_1 = 8$ кг; 5 – $m_1 = 10$ кг

Проверка адекватности полученных выражений для расчета скорости резания и энергетических цепей осуществлялась на экспериментальной установке в лабораторных и эксплуатационных условиях. На рисунке 10 приведены графики нарастания давления масла на гидроцилиндре при гидроударе. Кривая 1 получена в результате численного решения уравнения (12) методом Рунге–Кутты четвертого порядка. Кривая 2 построена в результате замеров давления в программном комплексе, описанном в главе 3. Сходимость кривых давлений находится в пределах 8 %.

В третьей главе «Экспериментальная установка» приводится описание экспериментального образца сегментно-пальцевой косилки с ГРШ под действием колебаний давления масла в замкнутом контуре. В список решаемых задач, входили следующие:

- экспериментальное определение отдельных параметров энергетической цепи колебательного гидропривода;
- проверка адекватности разработанных математических моделей;

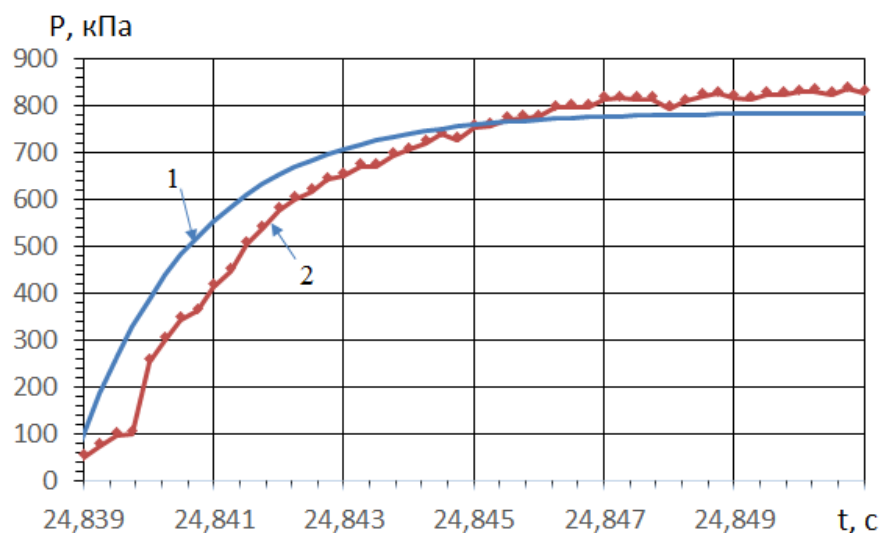


Рисунок 10 – Графики изменения давления масла на гидроцилиндре модернизированной сегментно-пальцевой косилки КС-2,1: 1 – расчетная кривая, кПа; 2 – экспериментальная, кПа

– определение оптимальных режимов резания модернизированной сегментно-пальцевой косилки;

– экспериментальная проверка энергетической эффективности сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна в производственных условиях.

На рисунке 11 приведена модернизированная конструкция привода сегментно-пальцевой косилки. Она включает кривошип 1, с которым шарнирно связан шатун 2, в разрезе последнего вварен гидроцилиндр 3, шток 4 которого обращен к ножу 5, к гидроцилиндру 3 через штуцер 6 подводится масло, а через штуцер 7 – сжатый воздух. В начальный момент под действием сжатого воздуха шток 4 гидроцилиндра 3 находится в сжатом состоянии. При работе косилки создаются пульсации масла, подводимого к штуцеру 6 с помощью ударного узла 8, и шток 4 выдвигается от 5 до 10 мм в зависимости от начального давления масла в магистрали. Работа ударного узла 8 синхронизирована с положением ножа за счет его жесткого соединения и может регулироваться в пределах 90 градусов.

При проведении измерений с первичных преобразователей, установленных на режущем аппарате, была использована среда графического программирования *LabVIEW*, на базе которой разработано программное обеспечение для сбора данных с первичных измерительных преобразователей. В режиме реального времени осуществляется визуализация сигналов с первичных измерительных преобразователей давления и линейного перемещения КТС-75 и КТС-200, что позволяет оперативно управлять процессами генерирования давления масла в замкнутом контуре. В реальном времени первоначально проводится математическая обработка измеренных значений параметров сигналов. Полученные данные в виде блоков сохраняются каждый в отдельный файл с указанием времени проведения измерений. Частоту съема данных можно изменять перед каждым проводимым опытом. Оптимальной является частота, равная 10 000 Гц, так как объем первичной информации в этом случае наиболее полно отражает весь технологический процесс резания, но при этом нет особых требований к параметрам персонального компьюте-

ра. Программный комплекс выполнен из отдельных модулей: модуль сбора данных; модуль обработки данных; модуль статистической обработки данных и модуль визуализации данных.



Рисунок 11 – Внешний вид модернизированной конструкции привода сегментно-пальцевой косилки КС-2,1: вид со стороны ножа (*a*) и со стороны приводных шкивов (*б*), 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – гидроцилиндр; 4 – шток; 5 – нож; 6 – штуцер для подвода масла; 7 – штуцер для подвода сжатого воздуха; 8 – ударный узел

Основным элементом замкнутого контура для генерирования давления масла является ударный узел. Конструктивное решение ударного узла приведено на рисунке 12.

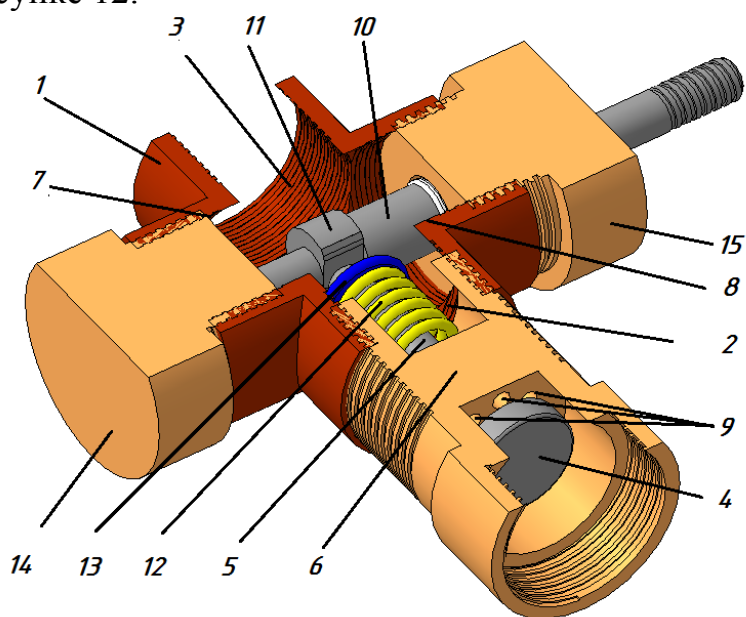


Рисунок 12 – Конструктивное решение ударного узла: 1 – полый корпус; 2 – входное отверстие для подачи рабочей среды; 3 – выходное отверстие для истечения рабочей среды; 4 – ударный клапан; 5 – шток; 6 – втулка; 7 и 8 – два дополнительных соосных отверстия; 9 – сквозные каналы для истечения рабочей среды вдоль штока; 10 – вал; 11 – кулачок; 12 – пружина; 13 – стопорное кольцо; 14 – центрирующая заглушка; 15 – направляющая втулка (Пат.177025)

В программном комплексе были реализованы алгоритмы определения скорости и ускорения резания, в том числе при движении агрегата, энергозатрат при работе сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна и построения переходных и частотных характеристик.

В четвертой главе «Экспериментальные исследования» приведены методики лабораторных и эксплуатационных испытаний экспериментального образца сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна, планирования эксперимента, обработки экспериментальных данных и технико-экономического расчета.

Методика оценки энергозатрат при работе сегментно-пальцевой косилки предполагает определение ряда показателей.

1. В начале определяются активные сопротивления косилки и МЭС:

$$r_{\text{рм}} = r_{\text{рт}} + r_{\text{ра}}, \quad (18)$$

$$r_{\text{мэ}} = r_{\text{дв}} + r_{\text{тр}}, \quad (19)$$

где $r_{\text{рт}}$ – активное сопротивление резанию травы при характерных скоростях движения агрегата и состоянии травостоя, Н·с/м; $r_{\text{ра}}$ – активное сопротивление режущего аппарата косилки, Н·с/м; $r_{\text{дв}}$ – активное сопротивление механических потерь ДВС, Н·м·с/рад; $r_{\text{тр}}$ – активное сопротивление трансмиссии, Н·м·с/рад.

Для конкретных косилок в выражении (18) будет меняться только второе слагаемое ($r_{\text{ра}}$), которое можно легко определить в стендовых условиях. Таким образом, для конкретной косилки величина активного сопротивления

$$r_{\text{м}}' = r_{\text{рт}}' + r_{\text{ра}}'. \quad (20)$$

Поскольку рабочая машина и МЭС относятся к различным механическим подсистемам (первая поступательная, и вторая вращательная) и обладают собственным сопротивлением, то затраты мощности на привод целесообразно рассматривать отдельно.

2. Далее рассчитывается мгновенная мощность, Вт на привод косилки:

$$n_{\text{рм}} = (\dot{v}_{\text{н}} m_{\text{м}} + r_{\text{рм}} v_{\text{н}}) v_{\text{н}}, \quad (21)$$

где $v_{\text{н}}$ – скорость ножа косилки, м/с; $\dot{v}_{\text{н}}$ – ускорение ножа косилки, м·с⁻²; $m_{\text{м}}$ – масса подвижных частей косилки, кг.

3. Оцениваются затраты мощности на привод косилки по усредненной мощности за $\frac{1}{2}$ периода работы:

$$N_{\text{рм}} = \frac{\sum n_{\text{рм}}[i]}{\sum i}, \quad (22)$$

где i – номер отсчета при контроле.

4. Находится мгновенная мощность МЭС:

$$n_{\text{мэ}} = (1,15 \div 1,2)(r_{\text{дв}} \omega_{\text{д}} + J \dot{\omega}_{\text{д}}), \quad (23)$$

где $\omega_{\text{д}}$ – угловая скорость вращения вала ДВС, рад/с; $\dot{\omega}_{\text{д}}$ – ускорение вала ДВС при изменении режимов, рад/с²; J – момент инерции вращающихся масс, кг·м/с.

5. Определяется усредненная мощность МЭС за половину периода работы косилки:

$$N_{MЭ} = \frac{\sum n_{MЭ}[i]}{\sum i} \quad (24)$$

6. Рассчитывается общая мощность на выполнение технологической операции СХА на базе сегментно-пальцевой косилки за половину периода работы:

$$N_{\Sigma} = N_{рм} + \bar{N}_{MЭ} \quad (25)$$

7. Общая величина энергозатрат СХА на выполнение технологической операции по скашиванию трав оценивается по выражению

$$W_{\Sigma} = (N_{рм} + \bar{N}_{MЭ})\tau, \quad (26)$$

где τ – время работы СХА, с.

На графиках (рисунки 13, 14) показаны расчетные зависимости мощности от частоты вращения ВОМ для экспериментального и базового режимов применительно к конкретной скорости движения СХА (3, 5, 7, 9, 12 км/ч). Базовый режим принимался по равенству скоростей в начале и конце периода резания. Как видно из приведенных графиков, с увеличением скорости движения агрегата энергозатраты увеличиваются на 25 % для экспериментального и на 65 % для базового режимов.

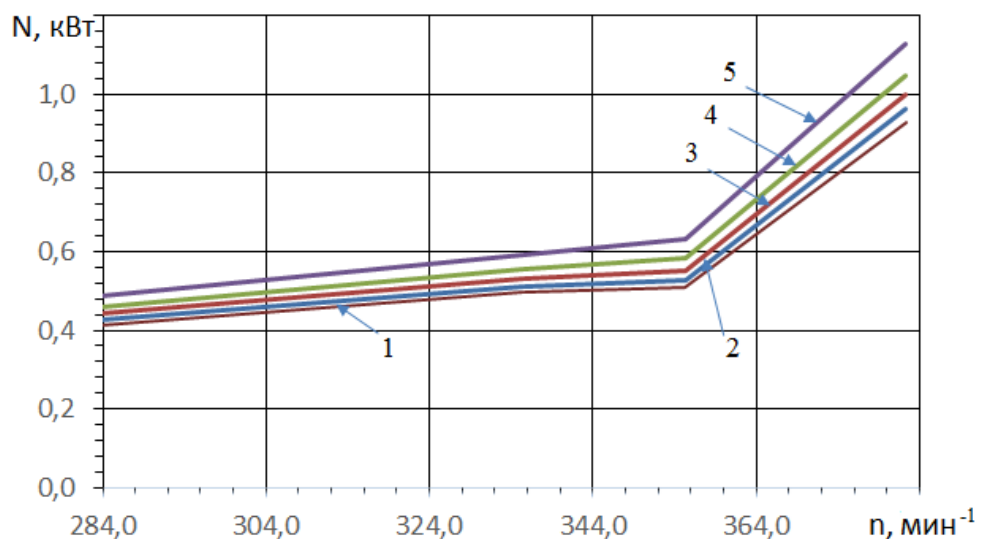


Рисунок 13 – Зависимость усредненной мощности косилки КС-2,1 с циклическим изменением длины шатуна от частоты вращения ВОМ: 1 – $V_M = 3$ км/ч; 2 – $V_M = 5$ км/ч; 3 – $V_M = 7$ км/ч; 4 – $V_M = 9$ км/ч; 5 – $V_M = 12$ км/ч

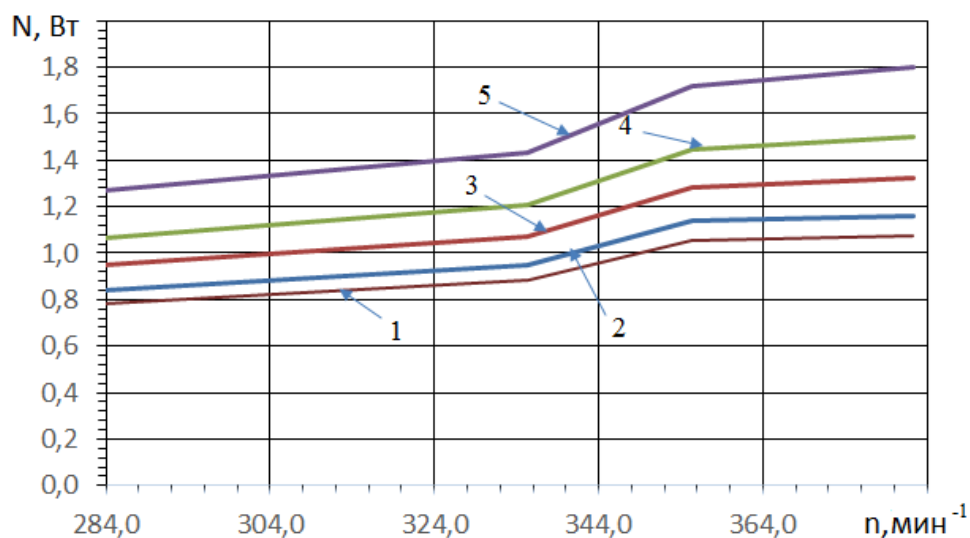


Рисунок 14 – Зависимость усредненной мощности штатной косилки КС-2,1 от частоты вращения ВОМ: 1 – $V_M = 3$ км/ч; 2 – $V_M = 5$ км/ч; 3 – $V_M = 7$ км/ч; 4 – $V_M = 9$ км/ч; 5 – $V_M = 12$ км/ч

На рисунке 15 приведены графики зависимости составляющих энергозатрат в зависимости от скорости движения агрегата (2, 3, 4, 5 и 8-я передачи). Общая мощность на выполнение технологической операции СХА на базе сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна КС-2,1 и МЭС тягового класса 1,4 существенно зависит от конкретной передачи и скорости движения агрегата. Оптимальными являются 3-я и 4-я передачи.

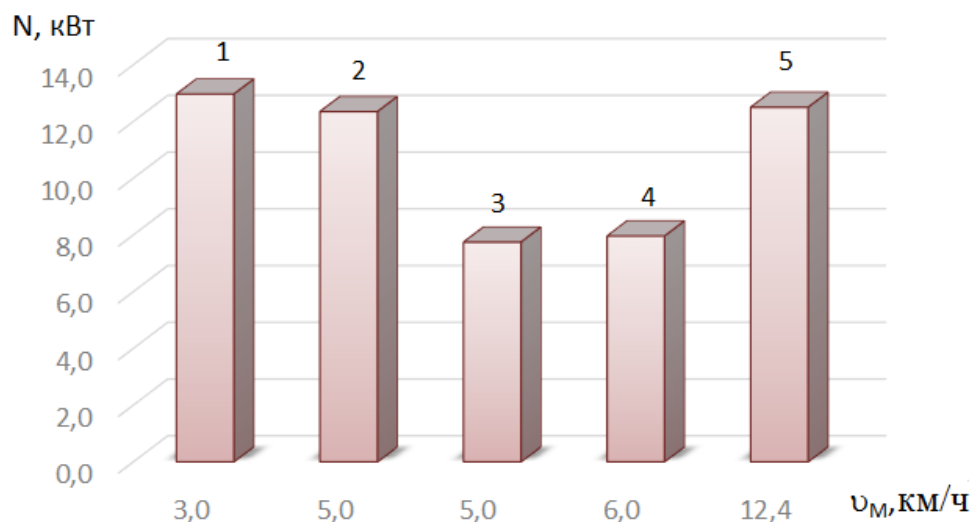


Рисунок 15 – График общей мощности за половину периода работы СХА с сегментно-пальцевой косилкой КС-2,1 в зависимости от скорости движения агрегата: 1 – 2-я передача; 2 – 3-я передача; 3 – 4-я передача; 4 – 5-я передача; 5 – 8-я передача

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработан новый тип привода сегментно-пальцевой косилки с изменяющейся длиной шатуна, подтверждающий снижение энергозатрат и позволяющий расширить диапазон ее использования.

Предложенные решения отличаются простотой модернизации штатных систем, незначительными затратами труда и денежных средств. Во всех случаях экономический эффект был получен в результате снижения нерациональных потерь энергии, повышения производительности СХА за счет увеличения скорости резания. Экономический эффект получен путем сопоставления приведенных затрат базового и нового вариантов. На предельной скорости движения (12 км/ч) он составил 30,2 тыс. руб. на один агрегат.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенного исследования сделаны следующие выводы:

1. Анализ энергозатрат сельскохозяйственного агрегата на базе сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 и МЭС класса 1,4 при резании трав показал, что мощность двигателя МЭС затрачивается пропорционально активным сопротивлениям МЭС и косилки в соотношении 4:1 на частичных режимах ДВС. Причем с увеличением оборотов ДВС это соотношение становится равным 6:1. Таким образом, потенциал снижения удельных энергозатрат СХА на базе сегментно-пальцевой косилки при кошении трав можно реализовать за счет увеличения скорости резания на частичных режимах работы двигателя МЭС.

2. Предложены способ и схемное решение привода ножа сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 с приращением длины гидрораздвижного шатуна за счет использования гидродинамических сил при резком прерывании движения потока масла в замкнутом контуре, позволяющие увеличить скорость резания и снизить удельные энергозатраты в два раза и более при снижении частоты вращения привода на 50 %, а также ограничить инерционные составляющие усилий за счет использования податливости воздуха в гидрораздвижном шатуна.

3. Разработана математическая модель кривошипно-шатунного механизма с периодически изменяющейся длиной шатуна сегментно-пальцевого режущего аппарата с учетом соотношения длин кривошипа и шатуна, приращения длины шатуна. Модель позволяет прогнозировать скорость, ускорение и усилие ножа в зависимости от угловой скорости приводного вала и фазы приращения длины шатуна.

4. Разработана математическая модель приращения длины шатуна при различных колебаниях давления масла в замкнутом гидравлическом контуре в виде энергетической цепи, включающей три звена, позволяющих учитывать потери на трение в трубопроводах гидросистемы, массу масла в трубопроводах, а также податливость гидравлического и механического звеньев. Модель позволяет прогнозировать амплитуду приращения длины шатуна в зависимости от начального давления масла в замкнутом контуре и параметров звеньев. Установлено, что с ростом приращения частоты колебаний давления в масляном контуре приращение объемного расхода уменьшается. В связи с этим рабочая зона частот должна находиться в пределах от 1 до 10 Гц.

5. Разработано и запатентовано устройство для создания колебаний давления в замкнутом гидравлическом контуре в виде одноклапанного ударного узла, приводимого от приводного шкива косилки, конструкция которого позволяет осуществлять его синхронизацию с периодом работы ножа в широком диапазоне углов поворота приводного шкива.

6. Получены экспериментальные зависимости скорости движения ножа сегментно-пальцевой косилки с приращением длины шатуна на основных характерных частотах вращения ВОМ. Установлено, что приращение скорости движения ножа зависит только от параметров гидродинамического контура. Экспериментальные зависимости скорости движения ножа сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 согласуются с теоретическими, полученными на модели, в пределах 8 %.

7. Разработана методика оценки удельных энергозатрат СХА на половине периода хода ножа, учитывающая как активные, так и реактивные сопротивления МЭС и сегментно-пальцевой косилки. Оценка энергозатрат производилась на основных характерных частотах вращения ВОМ и скорости движения агрегата.

8. Внедрение СХА в составе сегментно-пальцевой косилки КС-2,1 с изменяющейся длиной шатуна и МЭС тягового класса 1,4 на кошении трав в кормопроизводстве позволило получить экономический эффект в размере 30,2 тыс. руб. на один агрегат в год.

Перспектива дальнейшей разработки темы. Адаптация предлагаемой конструкции привода косилки под другие мобильные энергетические средства.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

Публикации в ведущих рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки России

1. Левцев А. П. Методика оценки энергозатрат агрегата при кошении трав / А. П. Левцев, К. А. Миндров // Сельский механизатор. – 2019. – № 2. – С. 4–5.

2. Левцев А. П. Повышение скорости резания сегментно-пальцевой косилки с колеблющимся шатуном / А. П. Левцев, К. А. Миндров // Сельский механизатор. – 2018. – № 1. – С. 8–9.

3. Левцев А. П. Моделирование скорости ножа сегментно-пальцевой косилки при наложении колебаний к шатуну / А. П. Левцев, К. А. Миндров // Сельский механизатор. – 2018. – №10. – С. 32–34.

4. Левцев А. П. Система управления электромеханической трансмиссией мобильного энерго модуля / А. П. Левцев, К. А. Душутин, С. А. Мальцев, К. А. Миндров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2012. – № 1. – С. 24–26.

5. Левцев А. П. Универсальный электромеханический привод сегментно-пальцевой косилки / А. П. Левцев, К. А. Душутин, К. А. Миндров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 9. – С. 19–23.

6. Левцев А. П. Алгоритм расчета энергетического потенциала СХА / А. П. Левцев А. Г. Ванин С. А. Мальцев, К. А. Миндров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №4. – С. 28–31.

патенты и авторские свидетельства на программы ЭВМ

7. Пат. 177025 Российская Федерация, МПК F15B 21/12, F24D 3/02. Ударный узел / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, А. А. Голянин, К. А. Миндров, патентообладатель ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва». – №2017117262 ; заявл. 18.05.2017.

публикации в сборниках научных трудов и материалов конференций

8. Миндров К. А. Применение многофакторного эксперимента при обосновании оптимальных значений технических параметров экспериментальной косилки / К. А. Миндров // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : сб. науч. тр. Международной научно-практической конференции. / отв. за вып.: В. А. Агеев. – Саранск: Изд-во: ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва», 2019. – С. 329–334.

9. Левцев А. П. Моделирование КПД кривошипно-ползунного механизма на примере сегментно-пальцевой косилки КС-2.1 / А. П. Левцев, К. А. Миндров // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : сб. науч. тр. Международной научно-практической конференции. / отв. за вып.: В. А. Агеев. – Саранск: изд-во: ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва», 2019. – С. 334–337.
10. Левцев А. П. Оценка потенциала малых колебаний в гидроприводах / А. П. Левцев, К. А. Миндров, А. А. Кузнецов // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: сб. науч. тр. международной научно-практической конференции, посвященной памяти доктора технических наук, профессора Ф. Х. Бурумкулова / отв. за вып.: А. В. Столяров. – Саранск: изд-во: ОАО «Типография «Рузаевский печатник», 2016. – С. 511–516.
11. Левцев А. П. Энергетический модуль с бесступенчатой трансмиссией / А. П. Левцев, К. А. Миндров, Ю. А. Вантюсов // Ресурсосберегающие экологически безопасные технологии производства и переработки сельскохозяйственной продукции : Материалы VIII Международной научно-практической конференции, посвящается памяти заслуженного деятеля науки Российской Федерации и Республики Мордовия доктора сельскохозяйственных наук профессора С. А. Лапшина : межвуз. сб. науч. тр. – Саранск : Изд-во: ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва», 2012. – С. 460–462.
12. Левцев А. П. Оценка энергоэффективности приводов сегментно-пальцевых косилок / А. П. Левцев, К. А. Душутин, К. А. Миндров // Сборник научных докладов ВИМ. – 2010. – Т. 1. – С. 386–392.
13. Левцев А. П. Автоматизированная система контроля и оценки энергетических параметров сельскохозяйственных агрегатов / А. П. Левцев, К. А. Миндров // Труды Международной научно-технической конференции «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве». – 2008. – Т. 2. – С. 12–19.