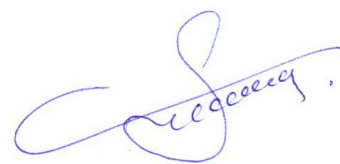


На правах рукописи



Мартыненко Дмитрий Сергеевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ
ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ
РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРИВОДА РЕШЕТ И ТРАНСПОРТНОЙ
ДОСКИ**

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Тюмень – 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Государственный аграрный университет Северного Зауралья»

Научный руководитель:

Смолин Николай Иванович

кандидат технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Лесного хозяйства,
технологии деревообработки и прикладной
механики»

ФГБОУ ВПО «Государственный аграрный
университет Северного Зауралья»

Официальные оппоненты:

Шепелев Сергей Дмитриевич,

доктор технических наук, доцент, декан
Инженерно-технического факультета ФГБОУ
ВО «Южно-Уральский государственный
аграрный университет»

Сороченко Сергей Федорович

кандидат технических наук, доцент,
ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный
технический университет им. И.И. Ползунова»

Ведущая организация

Государственное научное учреждение
Сибирский научно-исследовательский
институт механизации и электрификации
сельского хозяйства Сибирского отделения
Российской сельскохозяйственной академии

Защита диссертации состоится «2» декабря 2015 г. в 13 часов на заседании диссертационного совета Д 212.004.02 при ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова» по адресу: 656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46, тел/факс 8(3852) 367129, <http://www.altstu.ru>; elnis@inbox.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова и на сайте» <http://www.altstu.ru/media/f/Disertaciya-Martynenko-DS.pdf>...

Автореферат разослан «__» октября 2015 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета
д.т.н., профессор



Куликова Лидия Васильевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы.

Повышение производительности осуществляется прежде всего за счет увеличения мощности двигателя комбайна, скорости движения, ширины жатки, объема бункера, площади решет системы очистки.

Для повышения качества работы воздушно-решетной системы очистки комбайна, необходимо адаптировать систему к повышенной загрузке зерновым ворохом. Интенсификация процесса сепарации зерна возможна за счет новых технических решений, обеспечивающих оптимальные кинематические и динамические параметры движения транспортной доски, верхнего и нижнего решета, и способствующих быстрому перераспределению частиц зернового вороха для улучшения сепарации воздушным потоком.

Недостаточно изучена проблема использования накопителей потенциальной энергии (упругих элементов, пружин) для снижения динамических нагрузок, возникающих при работе системы очистки, и улучшения качества сепарации при повышенной подаче вороха.

Для устранения этих недостатков необходима разработка новых конструктивных решений, обеспечивающих снижение динамических нагрузок при одновременном повышении качественных показателей работы системы очистки.

Научная гипотеза заключается в том, что применение рекуперативного привода решет и транспортной доски системы очистки зерноуборочного комбайна приведет к снижению динамических нагрузок, действующих со стороны неуравновешенных сил механизма очистки, и повышению качественных показателей работы системы.

Объект исследования – технологический процесс сепарации зернового вороха в системе очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски.

Предмет исследования – закономерности влияния параметров рекуперативного привода решет и транспортной доски системы очистки зерноуборочного комбайна на процесс сепарации зернового вороха.

Цель работы – повышение эффективности системы очистки зерноуборочного комбайна путем применения рекуперативного привода решет и транспортной доски.

Для достижения указанной цели на основании выдвинутой гипотезы необходимо решить следующие **задачи**:

Задачи исследования:

1. Разработать систему очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски.
2. Разработать механико-математическую модель механизма очистки с рекуперативным приводом решет и транспортной доски и обосновать

параметры рекуперативного привода с учетом динамических параметров механизма и качественных показателей работы.

3. Провести экспериментальные исследования с целью проверки выдвинутых теоретических положений и оценки эффективности предложенной системы очистки.

4. Рассчитать технико-экономические показатели работы комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски.

Научную новизну работы представляют:

1. Конструкция рекуперативного привода решет и транспортной доски зерноуборочного комбайна.
2. Механико-математическая модель системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски.
3. Результаты теоретических исследований влияния конструктивных параметров рекуперативного привода на динамические параметры механизма системы очистки, энергоёмкость процесса и качественные показатели работы очистки.
4. Уравнения регрессии, раскрывающие взаимосвязь параметров рекуперативного привода, режимов работы с критериями эффективности, характеризующими динамические параметры механизма системы очистки, энергоёмкость процесса и качественные показатели работы очистки.

Теоретическая и практическая значимость. Предложена конструкция рекуперативного привода. На основании проведённых теоретических и экспериментальных исследований определены рациональные конструктивные параметры и режимы работы, которые обеспечивают снижение динамических нагрузок, энергоёмкости процесса при одновременном улучшении качественных показателей работы. Разработано прикладное программное обеспечение для расчета кинематических и динамических параметров системы.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования выполнялись с использованием основных положений, законов и методов классической механики, теории механизмов и машин, планирования экспериментов, математики и статистики.

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях на основе общепринятых методик. Основные расчёты и обработка результатов экспериментов выполнялись с использованием программного комплекса «MATLAB».

Положения, выносимые на защиту:

- конструкция системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски;
- математические модели системы очистки с рекуперативным приводом решет и транспортной доски;
- результаты теоретического анализа факторов, влияющих на работу предлагаемой системы и рациональные параметры рекуперативного привода решет и транспортной доски зерноуборочного комбайна;

- уравнения регрессии, учитывающие взаимосвязь критериев эффективности работы системы очистки от конструктивно-режимных параметров привода;
- результаты экспериментальных исследований.

Достоверность полученных результатов обеспечивалась применением статистических методов оценки погрешности измерений экспериментальных данных, что обеспечило сходимость теоретических положений с результатами экспериментов.

Апробация результатов исследований. Основные материалы диссертационной работы доложены и обсуждены на I и II международных научно-технических конференциях «Достижения науки – агропромышленному производству» (Челябинск: ЧГАА, 2011, 2012); на Международной научно-практической конференции «Интеграция науки и бизнеса в агропромышленном комплексе» (Курган, 24-25 апреля 2014 г.); на Международной научно-практической конференции (Челябинск, ЧГАА, 2014 г.); на объединённом заседании кафедр Механико-технологического института «ФБГОУ ВПО «Государственный аграрный университет Северного Зауралья» (г. Тюмень).

Реализация результатов исследований. Результаты, полученные в ходе исследований, используются в учебном процессе ФБГОУ ВПО «ГАУ Северного Зауралья», ФГУП «Учебно-опытное хозяйство Тюменской ГСХА».

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 7 научных статей, в том числе 2 — в изданиях, рекомендованных ВАК, 1 патент на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, общих выводов, списка литературы из 110 наименований и приложений. Работа содержит 170 страниц, 62 рисунка, 13 таблиц и 6 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко изложено современное состояние проблемы, обоснована актуальность темы исследования, сформулированы цель работы и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «Состояние вопроса и задачи исследования» приведён анализ научно-исследовательской и патентной литературы, обзор существующих типов систем очистки зерноуборочных комбайнов и технических решений приводов механизмов систем очистки.

При обосновании направления исследования учтены труды С.А. Алферова, В.П. Горячкина, В.П. Жарова, Г.Д. Терского, Н.И. Косилова, П.Н. Лапшина, Г.Ф. Серого, Э.В. Жалнина, С.Ф. Сороченко, Радина В.В., Исоева У.П., Далальянц А.А. и других авторов.

На основании обзора технических решений механизмов предложена классификация приводных механизмов транспортной доски и решет систем очистки зерноуборочных комбайнов (рисунок 1).



Рисунок 1 – Классификация приводных механизмов решет и транспортной доски систем очистки зерноуборочных комбайнов

Сформулирована научная гипотеза о возможности снижения динамических нагрузок, действующих со стороны неуравновешенных сил механизма очистки, и повышению качественных показателей работы системы за счет применения рекуперативного привода решет и транспортной доски системы очистки зерноуборочного комбайна.

Для системы очистки зерноуборочного комбайна, предлагается применить рекуперативный привод, предусматривающий установку на верхних концах двуплечих рычагов очистки (в месте крепления шатунов) пружин растяжения-сжатия (пружинных аккумуляторов, с двумя точками неустойчивого равновесия). Причем на каждом из двух двуплечих рычагов закреплены два пружинных аккумулятора, представляющих собой пружины растяжения-сжатия. Один конец пружинного аккумулятора закреплен при помощи кронштейна на двуплечем рычаге, другой крепится на кронштейне механизма натяжения, позволяющего регулировать натяжение каждого пружинного аккумулятора.

Во второй главе «Теоретическое обоснование применения рекуперативного привода решет и транспортной доски зерноуборочного комбайна» приведены расчетная схема предлагаемой системы очистки с рекуперативным приводом (рисунок 2).

Аналитическим способом выполнен кинематический анализ механизма очистки зерноуборочного комбайна, определены кинематические параметры и передаточные отношения скоростей и ускорений звеньев механизма.

Расчетная схема системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски представлена на рисунке 2.

В результате кинематического анализа определены длины упругих связей l_{11}, l_{12} :

$$l_{11} = \frac{l_{O_6O_2} \cos \alpha_{11} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3)}{\cos \varphi_{11}}, \quad (1)$$

$$l_{12} = \frac{l_{O_2O_7} \cos \alpha_{12} - l_3' \cos(\pi - \varphi_3)}{\sin(\pi - \varphi_{12})}, \quad (2)$$

где $l_{O_6O_2}$ – расстояние между опорами O_2O_7 , $l_3' = l_{O_2K}$ – длина плеча O_2K , φ_3 – угол поворота двуплечего рычага; $\varphi_{11}, \varphi_{12}$ – углы поворота звеньев 11 и 12, $\alpha_{11}=10^\circ, \alpha_{12}=50^\circ$.

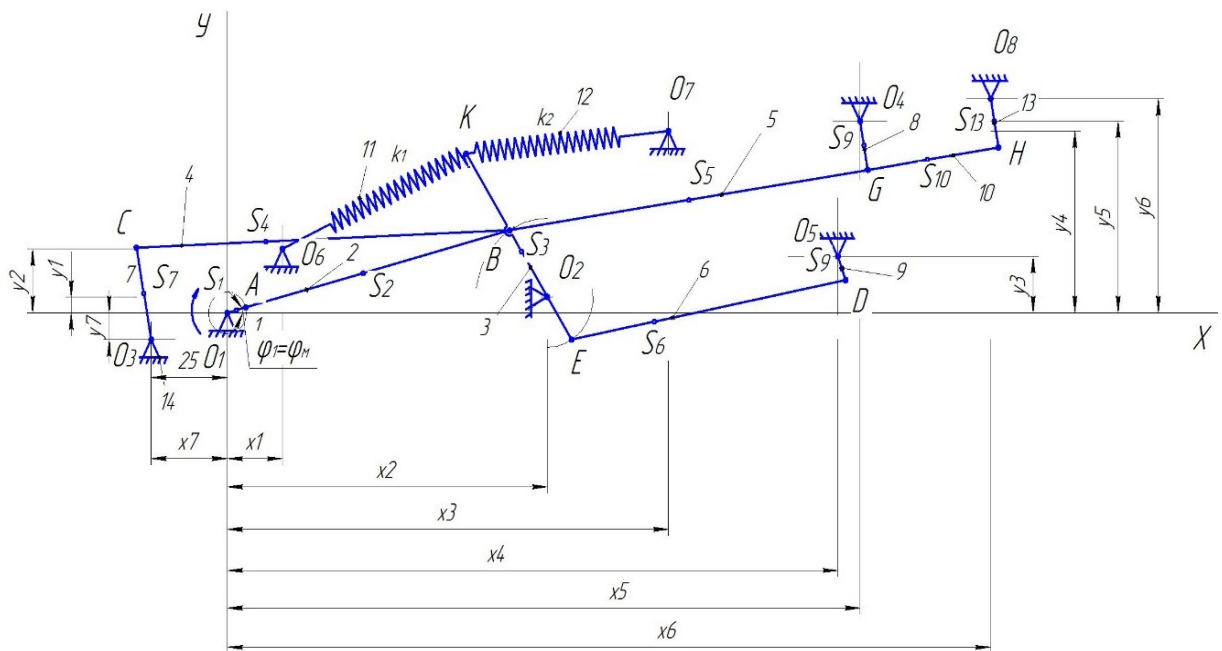


Рисунок 2 – Расчетная схема системы очистки зерноуборочного комбайна:

1 – колебательный вал, 2-шатун, 3-рычаг, 4 – транспортная доска, 5 – верхнее решето, 6 – нижнее решето, 7, 8, 9, 14 – подвески, 10 – удлинитель, 11,12 – пружинные аккумуляторы, 14 – рычаг, 15 – опора.

Уравнение движения механизма очистки записано в виде уравнения Лагранжа второго рода и приведено к системе двух уравнений 1-го порядка:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega, \\ \frac{d\varphi_1}{dt} = -\frac{1}{2} \frac{1}{J(\varphi_1)} \frac{dJ(\varphi_1)}{d\varphi_1} \cdot \left(\frac{d\varphi_1}{dt}\right)^2 - \frac{1}{J(\varphi_1)} \frac{d\Pi}{d\varphi_1} + \frac{M_p}{J(\varphi_1)} - \frac{M_{пр}}{J(\varphi_1)}. \end{cases}$$

(3)

где φ_1 – обобщенная координата; J – приведенный момент инерции механизма очистки; Π – потенциальная энергия механизма очистки; M_p – момент, передаваемый клиноременной передачей к колебательному валу; M_{np} – приведенный к колебательному валу момент сил сопротивления; t – время. Начальные условия имеют вид:

$$t=0, \quad \varphi_1(0) = 0, \quad \omega(0) = 0.$$

Приведенный момент инерции механизм, определяется по формуле:

$$J = \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega_1} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right], \quad (4)$$

где m_i и ω_i – массы звеньев с учетом массы вороха и угловая скорость звена i ; v_i – переносная скорость центра масс звена i ; J_i – момент инерции звена i относительно его центра масс.

Выражение для приведенного момента имеет вид:

$$M_{np} = \sum_1^k G_i \frac{v_i \cos \alpha_i}{\omega_1} + \sum_1^k F_{ui} \frac{v_i \cos \alpha_i}{\omega_1} + \sum_1^k M_{ui} \frac{\omega_i}{\omega_1} + M_{рек.}$$

α_i – угол, образованный силой F_i и вектором скорости v_i , F_{ui} – сила инерции, приложенная к звену i ; M_{ui} – момент инерции приложенный к звену i ; v_i – скорость точки приложения силы;

Выражение для определения приведенного момента от упругих связей $M_{рек.}$ имеет вид:

$$M_{рек.} = M_1 \frac{\omega_{11}}{\omega_1} + M_2 \frac{\omega_{12}}{\omega_1}. \quad (5)$$

Величину моментов, действующих со стороны пружин на двуплечий рычаг определим следующим образом:

$$M_1 = M_{1m} + k\Delta l_{11} h_{11}, \quad (6)$$

$$M_2 = M_{2m} + k\Delta l_{12} h_{12}, \quad (7)$$

где M_{1m} , M_{2m} – значения моментов, возникающие вследствие предварительного натяжения пружин; k – жёсткость пружин; Δl_{11} , Δl_{12} – изменение длины упругих связей соответственно 11 и 12, определяемое с учетом выражений (1) и (2) в зависимости от обобщенной координаты φ_1 и положения равновесия механизма; h_{11} , h_{12} – плечо силы натяжения упругой связи относительно точки O_2 механизма (рисунок 2).

Моменты M_{1m} , M_{2m} зависят от сил предварительного натяжения пружин рекуперативного привода P_{1m} , P_{2m}

$$M_{1m} = k\Delta l_{11 m} h_{11m} = P_{1m} h_{11 m}, \quad (8)$$

$$M_{2m} = k\Delta l_{12 m} h_{12m} = P_{2m} h_{12 m}. \quad (9)$$

h_{11m}, h_{12m} – значения плеч сил натяжения упругих связей относительно точки O_2 механизма в положении равновесия.

Полная потенциальная энергия механизма очистки определялась из выражения

$$\frac{d\Pi}{d\varphi_1} = -M_{\Pi} - M_{рек},$$

где M_{Π} – приведенный к валу кривошипа момент сил, действующих от сил тяжести звеньев механизма.

Для практического применения рекуперативного привода разработана методика определения значения сил предварительного натяжения пружин P_{1m} и P_{2m} в зависимости от необходимого значения $\Delta M_m = M_{1m} - M_{2m}$ в положении равновесия механизма. Положение равновесия механизма определено из условия $\frac{d\Pi}{d\varphi_1} = 0$. Корни этого уравнения $\varphi_{01}, \varphi_{02}$ определяют положение равновесия механизма под действием сил тяжести звеньев механизма и сил, действующих со стороны пружин.

Определена статическая характеристика механизма очистки $\varphi_0 = \varphi_0(\Delta M_m)$, связывающая последовательные положения равновесия механизма с величинами внешних моментов. На рисунке 3 представлена статическая характеристика механизма очистки с рекуперативным приводом.

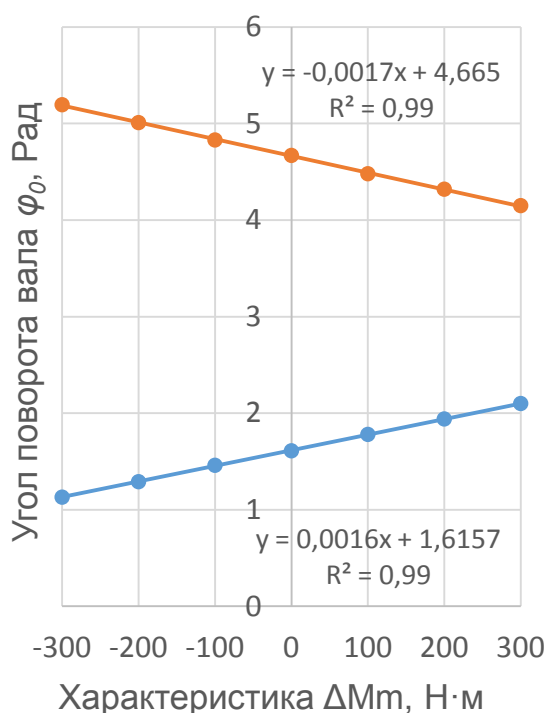


Рисунок 3 – Статическая характеристика механизма очистки

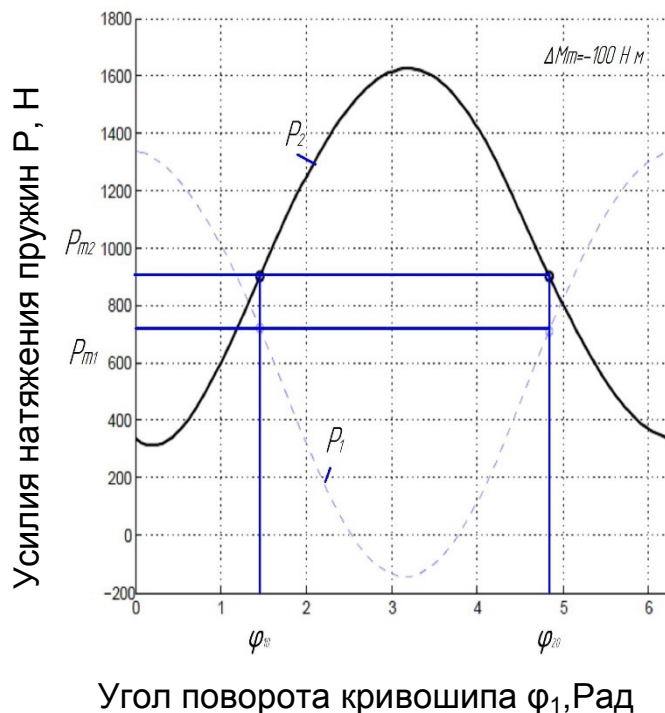


Рисунок 4 – Определение усилий натяжения пружин в положении равновесия

Методика определения необходимых усилий натяжения пружин заключается в следующем:

1. В соответствии с уравнениями (1), (2), (6), (7), определяются геометрические размеры упругих связей (пружин) для механизма очистки.
2. Определяется статическая характеристика механизма, с учетом $\frac{d\Pi}{d\varphi_1} = 0$, при необходимых значениях ΔM_m .
3. Проверяется условие устойчивости положения равновесия с учетом положительного значения квазиупругого коэффициента в устойчивом положении равновесия: $K = \left[\left(\frac{d^2\Pi}{d\varphi_1^2} \right)_0 \right] > 0$.
4. Определяются необходимые усилия натяжения пружин в устойчивом положении равновесия с учетом выражений (6), (7), (8), (9) (рисунок 4).

Рассмотрена задача колебаний комбайна в продольной плоскости на двух опорах от действия неуравновешенных нагрузок со стороны механизма очистки. В данном случае система имеет две степени свободы и положение рамы определяется вертикальным перемещением центра тяжести рамы y и углом поворота θ (рисунок 5). Комбайн рассматриваем, как одномассовую систему на двух опорах с жесткостью k_{01} , k_{02} коэффициентами демпфирования c_1 , c_2 . Сила сопротивления опор состоит из двух частей: силы упругости опор пропорциональной их деформации y , и силы демпфирования пропорциональной скорости \dot{y} . Возмущающее воздействие на систему оказывает сила, действующая со стороны приводного шкива от ременной передачи P_d и момент этой силы M_d , приведенная сила $P_{пр}$ и момент $M_{пр}$ от сил, действующих на механизм очистки.

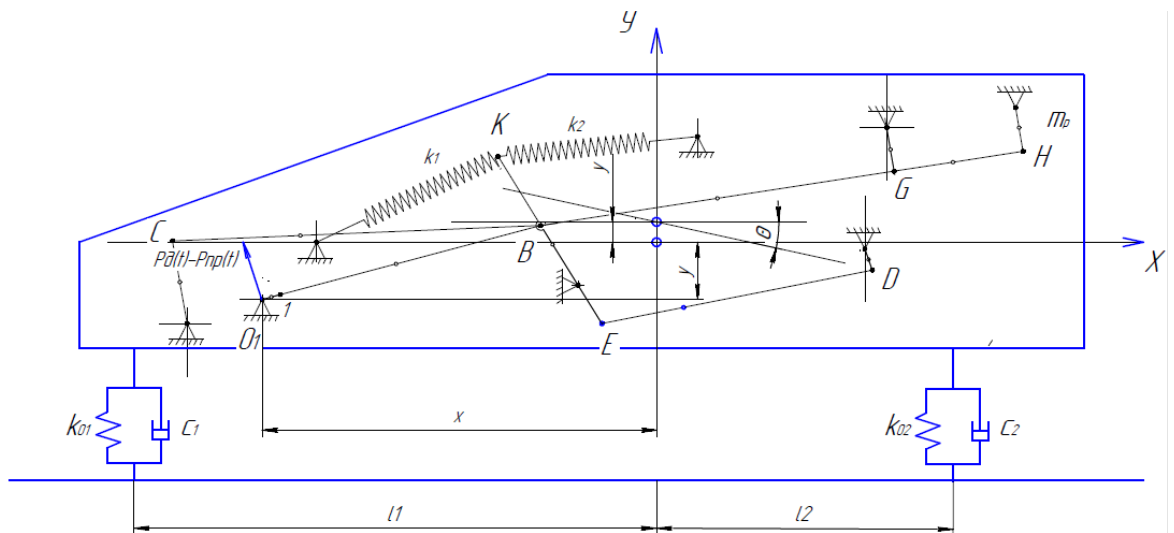


Рисунок 5 – Колебательная модель зерноуборочного комбайна

Система разрешающих уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} \dot{y} = \psi \\ \dot{\theta} = \vartheta \\ \dot{\psi} = -ay - d\psi - b\theta - f\vartheta - \frac{(P_d - P_{пр}) \cdot g}{W} \\ \dot{\vartheta} = -\frac{1}{i^2} \cdot by - \frac{1}{i^2} f\psi - \frac{1}{i^2} \cdot c\theta - \frac{1}{i^2} p\vartheta - \frac{1}{i^2} \cdot \frac{M_{гл} \cdot g}{W} \end{cases} \quad (10)$$

где W - вес комбайна, k_{01}, k_{02} – жесткость упругих опор, c_1, c_2 – коэффициенты вязкого сопротивления опор, l_1, l_2 – расстояние от опор до центра тяжести комбайна, i – радиус инерции комбайна, y – вертикальное перемещение центра масс, θ – угол поворота рамы относительно центра масс.

Здесь $a = \frac{(k_{01} + k_{02})g}{W}$, $b = \frac{(-k_{01}l_1 + k_{02}l_2)g}{W}$, $c = \frac{(k_{01}l_1^2 + k_{02}l_2^2)g}{W}$, $d = \frac{(c_1 + c_2)g}{W}$,

$f = \frac{(-c_1l_1 + c_2l_2)g}{W}$, $p = \frac{(c_1l_1^2 + c_2l_2^2)g}{W}$, $M_{гл} = (M_d - M_{пр}) - (M_d^п - M_{пр}^п)$.

Решение системы (10) найдено численным методом. На рисунке 6 представлен результат определения виброускорения центра масс комбайна \ddot{y} . Расчет произведен при эксплуатационной массе комбайна $m=13440$ кг., коэффициентах жесткости упругих опорных колес $k_{01} = k_{02} = 2,5 \cdot 10^6$ Н/м жесткость упругих опор, коэффициенты вязкого сопротивления опор $c_1 = 5600 \frac{Нс}{м}$, $c_2 = 6000$ Н с/м. Как видно из рисунка, применение рекуперативного привода позволяет снизить динамическое воздействие на раму комбайна. Дисперсия виброускорения для базового варианта без пружин $D_{\ddot{y}} = 0,0894 \text{ м}^2/\text{с}^4$, с рекуперативным приводом $D_{\ddot{y}} = 0,0611 \text{ м}^2/\text{с}^4$.

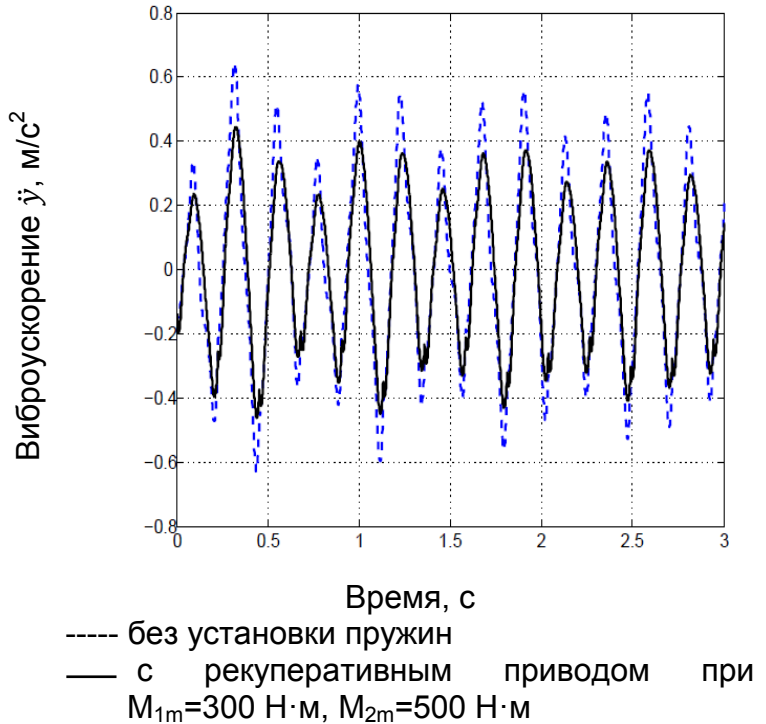


Рисунок 6– Виброускорение центра масс комбайна при воздействии неуравновешенных нагрузок со стороны механизма очистки

Для оценки эффективности системы очистки с рекуперативным приводом решет и транспортной доски рассмотрены три критерия эффективности количественно характеризующие динамические нагрузки на

колебательный вал системы очистки, раму комбайна и качественные показатели работы системы очистки.

В качестве критерия снижения динамических нагрузок, действующих на колебательный вал механизма очистки, выбираем максимальное значение мгновенной мощности приведенных сил на валу кривошипа. Данный параметр характеризует одновременно и энергоемкость процесса. Параметрами, влияющими на уравнивание динамических нагрузок, являются: угловая скорость вращения колебательного вала ω_1 (частота вращения колебательного вала n_1); подача растительной массы q_n ; моменты натяжения пружин M_{1m} и M_{2m} ; жесткость пружин $k = k_{11}, k_{12}$. Таким образом, вектор параметров системы имеет вид:

$$x = (q, k, n_1, M_{1m}, M_{2m}). \quad (11)$$

Мгновенная мощность сил сопротивления без учета мощности затрачиваемой на преодоление сил трения в кинематических парах и критерий эффективности имеет вид:

$$N_{max}(x) = M_{пр} \omega_1 \rightarrow \min. \quad (12)$$

В качестве количественной оценки динамических нагрузок, действующих на раму комбайна принимаем дисперсию ускорения центра масс комбайна. Критерий эффективности в этом случае имеет вид:

$$-D_{\ddot{y}}(x) \rightarrow \max. \quad (13)$$

Данный критерий зависит от параметров ходовой системы комбайна, расположения центра масс комбайна

Для выбора количественной характеристики качества работы системы очистки рассмотрено движение частиц зернового вороха по лепестку жалюзи решета и поверхности транспортной доски. При рациональной настройке жалюзи воздушно-решетной очистки зерно (как тяжелая частица) под действием воздушного потока и колебаний жалюзийного решета должно опускаться вниз по лепестку. В этом случае будут минимальные потери зерна в сходах с верхнего решета. В данных условиях полова и короткая сбойна должна не скользить вниз по лепестку жалюзи, а перемещаться вверх по нему за счет больших коэффициентов парусности и сцепления ее с движущимся к выходу слоем мелкого зернового вороха.

Для определения относительного движения тяжелой частицы вверх и вниз вдоль оси $O\xi$ по наклонной плоской поверхности лепестка жалюзи принята известная модель С.А. Алферова:

$$m \frac{d\xi_{об}}{dt^2} = ma + mk_{\Pi} v_B^2 - mg \sin \alpha - [mg \cos \alpha - ma \sin(\varphi_1 - \alpha)] \operatorname{tg} \varphi_1 \quad (14)$$

$$m \frac{d\xi_{ви}}{dt^2} = ma - mk_{\Pi} v_B^2 + mg \sin \alpha - [mg \cos \alpha + ma \sin(\varphi_1 - \alpha)] \operatorname{tg} \varphi_1 \quad (15)$$

где m – масса частицы, кг; a – ускорение частицы, м/с²; k_{Π} – коэффициент парусности частицы; v_B – скорость воздушного потока вдоль лепестка; $\operatorname{tg} \varphi_{31} = f_1$ и $\operatorname{tg} \varphi_{32} = f_2$ – коэффициенты трения частицы о поверхность

лепестка жалюзи при скольжении соответственно вверх и вниз, α – угол открытия лепестков жалюзи.

Ускорение частицы (зерна) $\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x)$ при движении ее вниз по жалюзи верхнего решета (по поверхности транспортной доски) может количественно характеризовать качество выполнения технологической операции и служить критерием эффективности при выборе конструктивных параметров системы очистки. Критерий эффективности запишем в виде

$$\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x_{\xi}) \rightarrow \max. \quad (16)$$

Для оценки влияния факторов (11) на критерии (12), (13), (16) проведен полный факторный вычислительный эксперимент для 5 факторов на трех уровнях. Установлены уровни варьирования факторов: подача растительной массы X_1 – 4; 6; 8 кг/с; жесткость пружин X_2 – 8; 10; 12 кН/м; X_3 – 8; 10; 12 кН/м; X_4 – 260; 280; 300 мин⁻¹; момент $M_{1\text{м}}$ X_5 – 350; 450; 550 Н; момент $M_{2\text{м}}$ X_6 – 350; 450; 550 Н. Исходные данные для расчета перемещения зерна $\xi_{\text{вн}}$ пшеницы по лепестку жалюзи: $m=0,03$ гр., $v_{\text{в}} = 3,16$ м/с; $k_{\text{т}} = 0,1$ м⁻¹; $f_1 = f_2 = 0,32$ (при трении зерна о стальную поверхность); $\varphi = 30^\circ$; $\alpha = 25^\circ$. Начальные условия $t=0$, $\xi=0$.

Определены значения векторов x_N , x_D , x_{ξ} доставляющие максимальные значения соответственно критериям $-N(x_N) = \widehat{N}$, $-D_{\ddot{y}}(x_D) = \widehat{D_{\ddot{y}}}$, $\ddot{\xi}_{\text{вн}}(x_{\xi}) = \widehat{\xi_{\text{вн}}}$. Совокупность величин \widehat{N} , $\widehat{D_{\ddot{y}}}$, $\widehat{\xi_{\text{вн}}}$ определяет в пространстве критериев некоторую точку, так называемую точку «абсолютного максимума».

Введена скалярная величина Θ , определяющая в пространстве критериев некоторое расстояние от точки соответствующей данному вектору x , до точки «абсолютного максимума»:

$$\Theta = \sqrt{(N(x) - \widehat{N})^2 + (D_{\ddot{y}}(x) - \widehat{D_{\ddot{y}}})^2 + (\xi_{\text{вн}}(x) - \widehat{\xi_{\text{вн}}})^2}. \quad (17)$$

Принимаем в качестве нового критерия функцию (17) и определяем вектор x , соответствующий условию: $\Theta \rightarrow \min$. Таким образом находим вариант конструкции с параметрами $N(x)$, $D_{\ddot{y}}(x)$, $\xi_{\text{вн}}(x)$ предельно близкими к точке «абсолютного максимума».

В результате вычислительного эксперимента установлены оптимальные параметры системы очистки с рекуперативным приводом. При фиксированных значениях факторов $X_1 = 8$ кг/с; $X_4 = 275$ мин⁻¹ оптимальные значения параметров рекуперативного привода: $M_{\text{м}2} = 550$ Н·м и $M_{\text{м}1} = 450$ Н·м, жесткость пружин $k = 12 \cdot 10^4$ Н/м.

В третьей главе дано описание измерительной аппаратуры, экспериментальной установки, представлены методики исследований и обработки экспериментальных данных.

Программа эксперимента включала: проверку адекватности теоретических моделей и границ их применения; выявление наиболее значимых факторов, влияющих на исследуемый процесс; определение показателей эффективности работы системы очистки с рекуперативным приводом решет и транспортной доски.

Для проведения эксперимента разработана установка (рисунок 7), представляющая собой систему очистки зерноуборочного комбайна Дон-1500Б, включающая транспортную доску, верхнее и нижнее решето, колебательный вал, шатуны, двуплечие рычаги, пружинные аккумуляторы, подвески транспортной доски и решет, раму, упругие опоры. Система приводится в движение от электропривода. Давление в шинах 0,1 МПа, мощность электродвигателя 3 кВт., номинальная частота вращения двигателя 1500 об/мин. Частота вращения электродвигателей изменялась при помощи преобразователей частоты ATV 312HU30N4 (SchneiderElectric).

В качестве пружинных аккумуляторов (рисунок 8) использовались пружины растяжения с параметрами: наружный диаметр пружины $D=61$ мм; диаметр проволоки $d=9$ мм; число рабочих витков $n=45$; сила пружины при рабочей деформации 2411,8 Н; рабочий ход пружины $H=231,8$ мм; жесткость пружины 10,175 Н/мм.

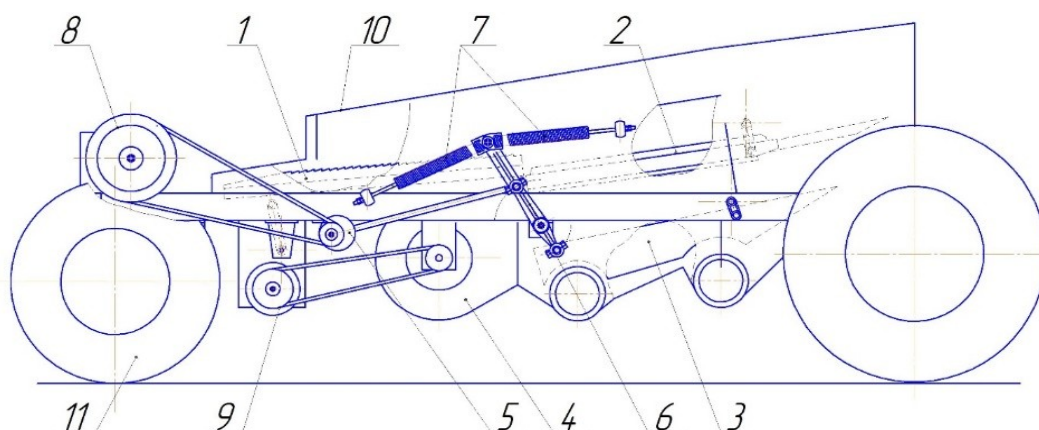


Рисунок 7 - Схема экспериментальной установки: 1 – транспортная доска; 2 – верхнее решето; 3 – нижнее решето; 4 – вентилятор очистки; 5 – кривошипно-шатунный механизм; 6 – двуплечий рычаг; 7 – пружинные аккумуляторы; 8 – привод колебательного вала системы очистки; 9 – привод вентилятора системы очистки; 10 – каркас; 11 – упругие опоры.

Подача вороха на очистку осуществлялась при помощи ленточного транспортера.

В ходе проведения экспериментов измерялись следующие параметры: частота вращения колебательного вала n_1 ; частота вращения вентилятора очистки; частота вращения приводного барабана питающего транспортера; мощность, затрачиваемая на привод механизма очистки; параметры вибрации (виброперемещение, виброскорость, частота колебаний); влажность зернового вороха; масса навесок зерна и половы, зернового вороха. Для измерения мощности использовался измеритель параметров электроэнергии PR300 (Yokogawa). Для измерения параметров вибрации

использовался прибор Вибран-2. Для измерения влажности зерна использовался прибор «Wile-55».

Для предварительной оценки справедливости выдвинутых гипотез и проверки адекватности математических моделей, проведены однофакторные эксперименты, позволяющие оценить возможность их применения для количественной и качественной оценки процесса. В качестве критериев оптимальности в данном случае выбрали активную мощность, затрачиваемую на привод механизма очистки N и амплитуду вынужденных колебаний рамы экспериментальной установки.

Для выявления факторов (11), оказывающих наибольшее влияние на процесс, использовался метод насыщенного плана Плаккета-Бермана.

При проведении основного эксперимента по оценке мощности, затрачиваемой на привод механизма очистки, использована матрица дизайна эксперимента D-оптимального плана для трех наиболее значимых факторов на 5 уровнях. Уравнение регрессии записано в виде линейной модели, включающей линейные эффекты факторов, постоянный член.

При оценке динамических нагрузок, действующих на раму комбайна, от действия неуравновешенных сил механизма очистки магнитный датчик прибора Вибран-2 устанавливался на раму установки для измерения виброперемещений (амплитуды, виброскорости) в вертикальной плоскости в точке, расположенной на продольной оси симметрии установки на уровне передних и задних опорных колес. В качестве фактора, влияющего на указанные параметры выбрана угловая скорость колебательного вала системы очистки. Интервал варьирования фактора от 160 мин^{-1} до 300 мин^{-1} .

Проведение экспериментальных исследований по оценке качественных показателей работы системы очистки, включало следующие этапы: определение влияния частоты вращения колебательного вала системы очистки (угловой скорости колебательного вала ω_1) на потери свободным зерном за очисткой, для определения рационального значения угловой скорости; определение влияния подачи зернового вороха на качественные показатели работы эталонной и предлагаемой систем, для проверки теоретических выводов о возможном увеличении пропускной способности системы очистки с рекуперативным приводом решет и транспортной доски; определение качественных показателей работы системы при стандартных регулировках молотилки (на примере пшеницы и овса).

В исследованиях использовали зерновой ворох, полученный при обмолоте комбайном Дон-1500 б. Во всех опытах использовали ворох с



Рисунок 8 – Система рекуперации:
1 – пружина левая; 2 – пружина правая; 3 – двуплечий рычаг.

соотношением зерновой и соломистой фракций 30%. В ходе эксперимента определялись по стандартным методикам засоренность зерна и потери свободным зерном в полове за очисткой.

Статический анализ экспериментальных данных включал три этапа: проверку однородности дисперсий в каждой точке экспериментальной выборки по критерию Кохрена; оценку значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента; проверку адекватности уравнения регрессии экспериментальным данным по критерию Фишера.

В четвертой главе приводятся результаты лабораторных исследований и полевых экспериментов.

В результате сравнительного анализа результатов экспериментальных данных и теоретических расчетов по мощности и амплитуде вынужденных колебаний установлено, что теоретические модели позволяют с точностью до 5% производить количественную оценку параметров в диапазоне частот вращения колебательного вала от 200 до 280 мин⁻¹.

В результате реализации алгоритма отсеивающего эксперимента по насыщенному плану Плаккета-Бермана установлено, что доминирующими факторами, влияющими на мощность необходимую для привода механизма, являются факторы X_4 (момент M_{m1}), X_5 (момент M_{m2}), фактор X_3 (угловая скорость колебательного вала ω_1). Наибольшее влияние на параметры колебаний рамы в вертикальной плоскости оказывает угловая скорость вращения колебательного вала ω_1 .

В результате экспериментальной оценки мощности, затрачиваемой на привод механизма очистки получено уравнение регрессии:

$$N_p = -3897 + 170,8\omega_1 + 3,54M_{1m} - 3,383M_{2m}.$$

Значимость коэффициентов регрессии уравнения проверена по критерию Стьюдента. Анализ адекватности уравнения по критерию Фишера показал, что уравнение адекватно описывает экспериментальные данные.

При анализе поверхности отклика регрессионной модели (рисунок 9), установлено, что наибольший эффект снижения мощности, при подаче растительной массы 6-9 кг/с, наблюдается при значениях $M_{2m} = 550$ Н·м и $M_{1m} = 350$ Н·м.

На рисунке 10 представлены результаты сравнения мощности затрачиваемой на привод механизма очистки в базовом варианте и с применением рекуперативного привода при $M_{1m} = 450$ Н·м и $M_{2m} = 550$ Н·м. Установлено, что при частоте оборотов колебательного вала предлагаемой системы очистки $n_1 = 275 \dots 280$ мин⁻¹ обеспечивается, в сравнении с базовым вариантом, снижение мощности затрачиваемой на привод механизма очистки в 1,8 раза.

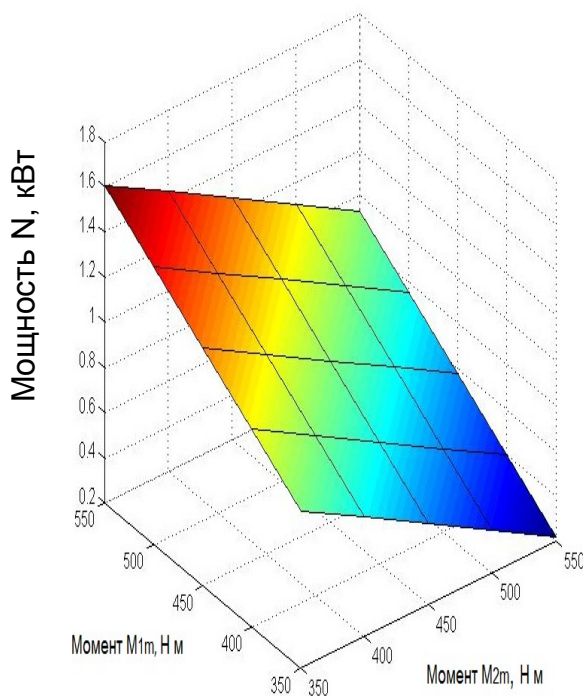


Рисунок 9 – Поверхность отклика, характеризующая мощность, затрачиваемую на привод механизма очистки в зависимости от

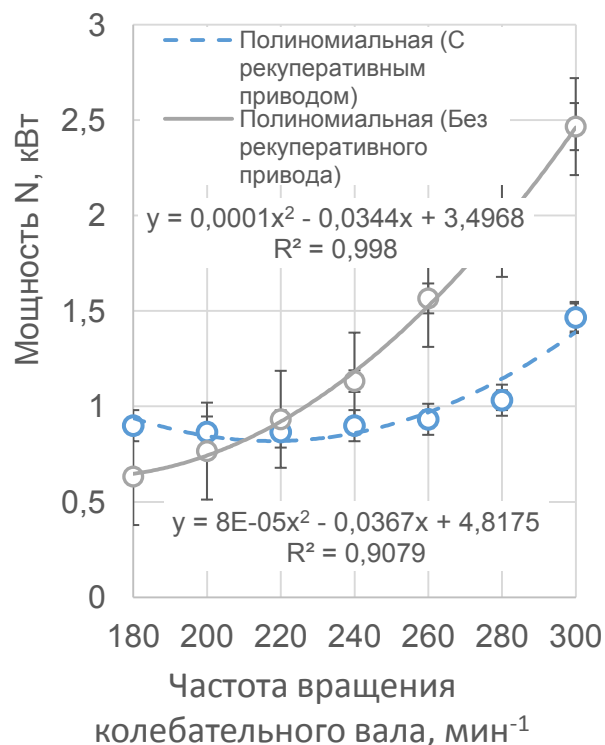


Рисунок 10 - Сравнительная оценка мощности затрачиваемой на привод механизма очистки экспериментальной установки



Рисунок 11 – Амплитудно-частотная характеристика экспериментальной установки (колебания в вертикальной плоскости в точке на уровне передних опорных колес) при $q_n=9$ кг/с

При оценке действия неуравновешенных сил механизма очистки на колебания рамы комбайна построены амплитудно-частотные характеристики экспериментального стенда при колебаниях в вертикальной плоскости (рисунок 11). Анализ представленных результатов позволяет говорить о снижении динамических нагрузок, действующих со стороны механизма очистки на раму комбайна, при применении рекуперативного привода с $M_{2m} = 550$ Н·м и $M_{1m} = 450$ Н·м. При этом снижение амплитуды вынужденных колебаний при $n_1 = 275 \dots 280$ мин⁻¹ составляет до 14 % по сравнению с базовой очисткой. Повышение частоты вращения колебательного вала системы очистки при применении рекуперативного привода не приведет к увеличению

возмущающих воздействиях на раму комбайна.

В результате анализа экспериментальных данных при сравнении потерь свободным зерном в полове за очисткой для базовой и новой очистки (при значениях $M_{2m} = 550 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $M_{1m} = 450 \text{ Н}\cdot\text{м}$) в зависимости от частоты вращения колебательного вала на примере пшеницы установлено, что минимальный уровень потерь зерна в полове за очисткой для базовой очистки соответствует диапазону частоты вращения колебательного вала от 255 до 265 об/мин

. Для новой системы с применением рекуперативного привода этот диапазон смещается вправо в сторону увеличения частоты вращения и находится в пределах 275 до 280 об/мин (рисунок 12).

Причиной увеличения потерь является характер движения механизма в «мертвых точках» - при увеличении частоты вращения колебательного вала динамические нагрузки достигают значительной величины, и смена направления движения решет и транспортной доски носит ударный характер. Применение рекуперативного привода позволяет значительно снизить динамические нагрузки и обеспечивает более плавную смену направления движения решет в «мертвых точках» траектории. Поэтому положительный эффект, в плане снижения потерь зерна за очисткой, от увеличения частоты вращения колебательного вала наблюдается при более высоких значениях данного фактора.

В результате определения влияния подачи зернового вороха на качественные показатели работы, эталонной и предлагаемой систем установлено, что предлагаемая система позволяет увеличить пропускную способность комбайна в 1,18 раза (рисунок 13). Так при уровне потерь зерна за очисткой не превышающем 0,5 % подача вороха на предлагаемую очистку составляет 2,75 кг/с, что соответствует приведенной подаче хлебной массы 9,2 кг/с, при этом подача вороха на базовую очистку составляет 2,3 кг/с, что соответствует приведенной подаче хлебной массы 7,8 кг/с.

При определении качественных показателей работы системы при стандартных технологических регулировках решет (на примере пшеницы «Новосибирская 29» и овса «Талисман») установлено, что при уровне потерь зерна в полове за очисткой 0,5%, засоренности бункерного зерна менее 5% рекомендуемый диапазон частоты вращения вентилятора очистки составляет: для пшеницы при влажности зернового вороха до 20% , от 700 мин^{-1} до 850 мин^{-1} ; для овса при влажности зернового вороха до 20% , от 500 мин^{-1} до 650 мин^{-1} .

Для проведения лабораторно-полевых экспериментов на опытном поле ФГУП «Учебно-опытное хозяйство Тюменской ГСХА» рекуперативный привод установлен на комбайн Дон-1500 б. Убираемая культура – пшеница (Новосибирская 29). Среднее значение отношения массы зерна к массе соломы составило 0,54. средняя высота стебля 89,45 см. Полеглость на экспериментальном участке составила менее 1%. Влажность зернового вороха 17,1%.

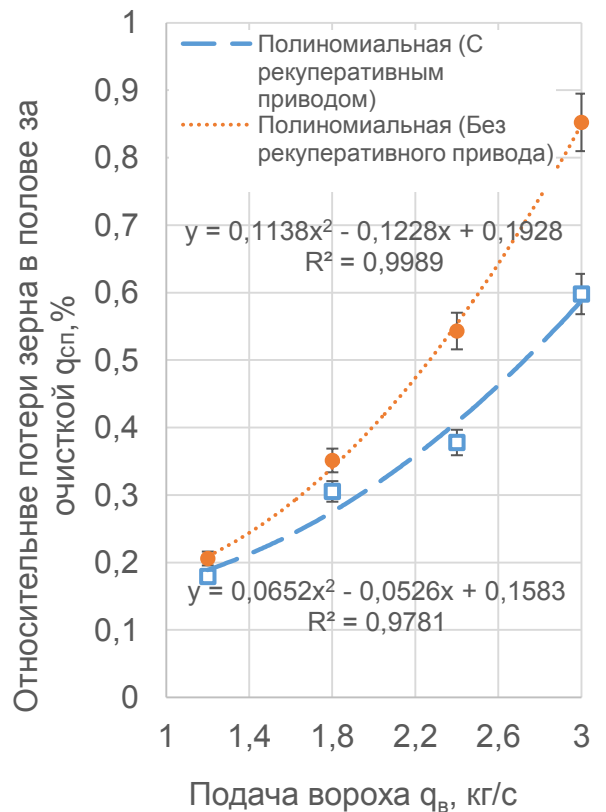
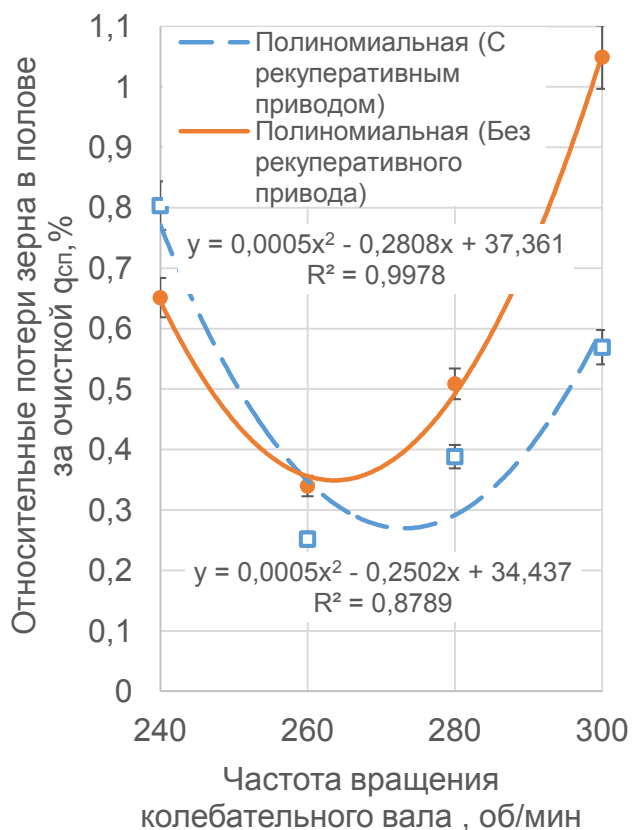


Рисунок 12 – Сравнение величины потерь свободным зерном в полове за очисткой на примере пшеницы (приведенная подача $q_{п}=8$ кг/с, влажность вороха, 17,5%, частота вращения вентилятора системы очистки 750 мин⁻¹)

Рисунок 13 – Относительные потери зерна в полове за очисткой в зависимости от подачи зернового вороха (влажность зернового вороха 17,5 %)

В результате эксперимента установлено, что предлагаемая система очистки с рекуперативным приводом решетки и транспортной доски при уровне относительных потерь зерна в полове за очисткой не более 0,5% позволяет повысить производительность комбайна в 1,1 раза по сравнению с базовой (рисунок 14).

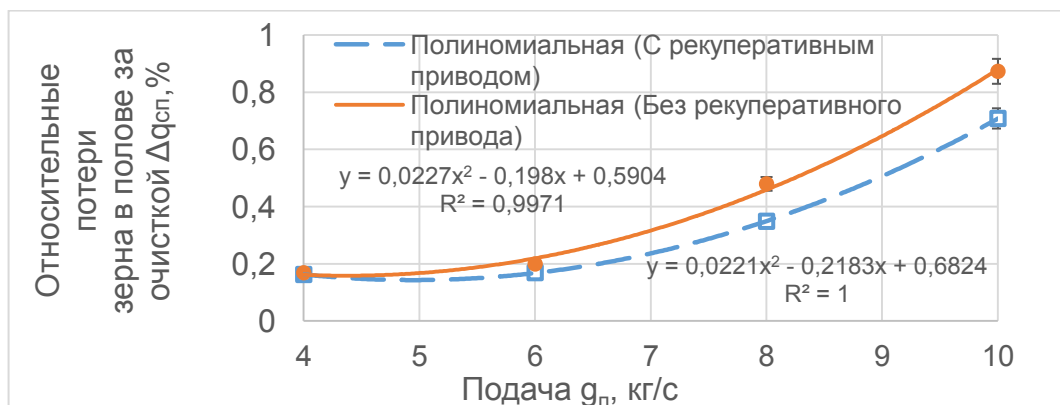


Рисунок 14 – Результат сравнительной оценки потерь зерна в полове за молотилкой комбайна Дон-1500 б при лабораторно-полевых испытаниях с применением рекуперативного привода $M_{1m}=450$ Н·м и $M_{2m}=550$ Н·м

Чистота бункерного зерна в сравниваемых очистках отличалась незначительно.

В пятой главе представлена оценка экономической эффективности применения рекуперативного привода решет и транспортной доски системы очистки зерноуборочного комбайна. Установлено, что в результате использования рекуперативного привода годовая экономия совокупных затрат денежных средств от эксплуатации новой техники за счет повышения производительности при сезонном объеме работ $F=300$ га. составит 46689 руб.

(в ценах 2014 г.).

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Предложена и защищена патентом, система очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски.
2. Получены теоретические модели системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски, позволяющие обосновать параметры очистки. Разработана методика определения предварительного натяжения пружин рекуперативного привода. В результате решения многокритериальной задачи с учетом критериев оптимальности, оценивающих снижение динамических нагрузок и качественных показателей работы системы, установлены оптимальные параметры рекуперативного привода $M_{m2}=550$ Н·м и $M_{m1}=450$ Н·м, жесткость пружин $k=12 \cdot 10^4$ Н/м.
3. Лабораторными испытаниями установлен рациональный диапазон частоты вращения колебательного вала предлагаемой системы очистки $n_1=275 \dots 280$ мин⁻¹. При данном режиме работы обеспечивается в сравнении с базовым вариантом:
 - а) снижение мощности затрачиваемой на привод механизма очистки в 1,8 раза;
 - б) снижение амплитуды вынужденных колебаний комбайна под действием неуравновешенных нагрузок со стороны механизма очистки в 1,4 раза;
 - в) увеличение пропускной способности комбайна в 1,15 раза при уровне относительных потерь зерна в полове за очисткой не превышающем 0,5 %.

Установлено, что при уровне потерь зерна в полове за очисткой 0,5%, засоренности бункерного зерна менее 5%, при стандартных технологических регулировках решет очистки рекомендуемый диапазон частоты вращения вентилятора очистки составляет: для пшеницы при влажности зернового вороха до 20%, от 700 мин⁻¹. до 850 об/мин⁻¹; для овса при влажности зернового вороха до 20% , от 500 мин⁻¹. до 650 мин⁻¹.

4. Годовая экономия совокупных затрат денежных средств от эксплуатации новой техники за счет увеличения производительности комбайна при сезонном объеме работ $F=300$ га. составит 46689 руб.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах
Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК:**

1. Мартыненко, Д.С. Экспериментальное обоснование параметров рекуперативного привода решет и транспортной доски зерноуборочного комбайна / Мартыненко Д.С., Устинов Н.Н., Смолин Н.И. //Известия Международной академии аграрного образования. – 2013. – т № 17. – С. 72-74.
2. Мартыненко, Д.С. Кинематическое исследование механизма очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом решет и транспортной доски аналитическим методом / Н. Н. Устинов, Н. И. Смолин // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1; URL: <http://www.science-education.ru/121-17544> (дата обращения: 27.02.2015).

1. Мартыненко, Д.С. Экспериментальная оценка влияния колебаний подачи растительной массы на нагруженность механизма очистки зерноуборочного комбайна / Н.Н. Устинов, Н.И. Смолин // Материалы L международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству» / под ред. докт. тех. наук, проф. Н.С. Сергеева. – Челябинск: ЧГАА, 2011. – Ч. IV. – С. 90 – 94.
2. Мартыненко, Д.С. Экспериментальное обоснование параметров рекуперативного привода системы очистки зерноуборочного комбайна / Н.Н. Устинов, Н.И. Смолин // Материалы LI международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству» / под ред. докт. тех. наук, проф. Н.С. Сергеева. – Челябинск: ЧГАА. – 2012. – Ч. IV. – С. 124 – 129.
3. Мартыненко, Д.С. Обоснование параметров рекуперативного привода системы очистки зерноуборочного комбайна / Н.Н. Устинов, Н.И. Смолин // Аграрные регионы: Тенденции и механизмы развития: Материалы Международной научно-практической конференции (17-18 мая 2012 г.) – Курган: Изд-во Курганской ГСХА. – 2012. – С. 404 – 406.
4. Мартыненко, Д.С. Обоснование режимов работы системы очистки зерноуборочного комбайна с рекуперативным приводом / Н.Н. Устинов, Н.И. Смолин // Роль науки в инновационном развитии АПК: материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 80-летию со дня рождения известного ученого, профессора А.П. Иофинова. – Уфа: Башкирский ГАУ, – 2012 г. – С.51 – 55.

Патенты

1. Патент РФ 128061 U1 на полезную модель А01F 12/44. Система очистки зерноуборочного комбайна/ Н.Н. Устинов, Д.С. Мартыненко, Н.И. Смолин. – Заявл. 26.10.2012; опубл. 20.05.2013. Бюл. № 14.

