

## СТРУКТУРНО- ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ КОНЦЕПЦИЯ В ТЕОРИИ РАЗРУШЕНИЯ, ТРЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ.

Малаев М.Д., Токтобердиев А.А., Оморов Б.А.  
*Кыргызский Аграрный университет им. К.И. Скрябина*

Синергизм, фрикционные процессы, трибологических система,  
активационная энергия, пассивационная энергия.

Рассматривается фундаментальный принцип изучения сложных процессов в мельнице и в машинах. Структурно- энергетический подход даст возможность кратким путем оптимизировать технические и технологические параметры мельницы.

В технической литературе общеизвестным является тот факт, что процесс измельчения последовательно сопровождается трением, износом и разрушением. Но основной закон измельчения, предложенный, Ребиндером 1928 году имеет, вид

$$A = f(\Delta V) + f_1(\Delta S) \quad (1)$$

где  $\Delta V$  – объем деформированной части тела

$\Delta S$  – приращение удельной площади поверхности материала

Как видно из формулы основной закон не отражает физические процессы трения и разрушения.

Такое мнение подтверждено многими авторами. В своей работе Мельников С.В. отмечает следующее: недостаточность теорий измельчителей разных типов состоит в том, что они рассматривают лишь частные виды воздействия рабочих органов на материал и не вскрывают общих закономерностей единого технологического процесса измельчения.

Измельчение зерновых материалов сельскохозяйственным происхождения в центробежных мельницах ударно- истирающего действия – является сложным процессом.

Здесь происходит явление аналогичное в работающих механизмах и машинах.

Зерновой материал уступая, по твердости и прочности базовому материалу может, служит сухим абразивным смазывающим элементом. В целом между рабочими органами и измельчаемыми материалами происходит трение, износ истирание и др. процессы, подобные в трущихся трибологических системах. Измельчающая машина является примером лабораторной установки трибологической системы для ускоренного определения параметров трение и изнашивания.

В свое время использовал мельницу эталоном изучения деталей техники Михаил Василевич Ломоносов, он заметил тождество процесса разрушения в мельнице и в механизмах машин.

В настоящее время проблема трения и изнашивания может рассматриваться как естественно - научная проблема, так и техническая.

Наша задача является представить фундаментальный подход к разрушению зернового материала между рабочими органами движущихся одна относительно другой и испытывающих взаимное трение, основанный на концепции теории самоорганизации и сложной методологии трения и разрушения в инженерном искусстве. Большинство бесспорных достижений во всей эволюции теории трения и разрушения состоит в заключении, что внешнее трение – разрушения является термодинамическим необратимым диссипативным процессом, поведение в котором определяется синергизмом деформации, массового переноса и тепловых процессов.

Критерии важности и эффективности теории трения и разрушения находятся в ее согласии с законами термодинамики и механики сплошной среды, в приложениях материаловедения, физико-химических поверхностных явлений и системном подходе.

Трение, сопровождающее разрушение является процессом превращения механической работы в тепловую энергию формирования новых фаз.

Особенности превращений определяются кинетикой процессов, структурой материалов, используемых в трибосистемах.

В соответствии с первым законом термодинамики работа трущихся тел  $Af_2$  трансформируется в основном в тепловую энергию  $Q$  и частично запасенную трущихся материалов  $\Delta E$ .

$$Af_2 = Q + \Delta E \quad (2)$$

Изучение фрикционных процессов энергетического баланса с использованием точного калориметрического метода позволило авторам работы [3] установить, что условия трения влияет не только на общую работу трения  $Afv_1$  но также на отношение ее главных компонент, количества - запасенной энергии  $\Delta E$  к количеству генерируемой теплоты  $Q$ . Это отношение выражено в следующем виде

$$\frac{\Delta E}{Q} = \varphi(P, V, C) \quad (3)$$

где  $P$  – нагрузка,  $V$  – относительная скорость,  $C$  – параметры свойств материала.

Согласно зависимости, количество запасенной энергии прямо пропорционально не только прилагаемой нагрузке, но и скорости движения и свойство материала.

Наша задача изучить поглубже природу образования тепловой энергии, с целью снизить ее количество.

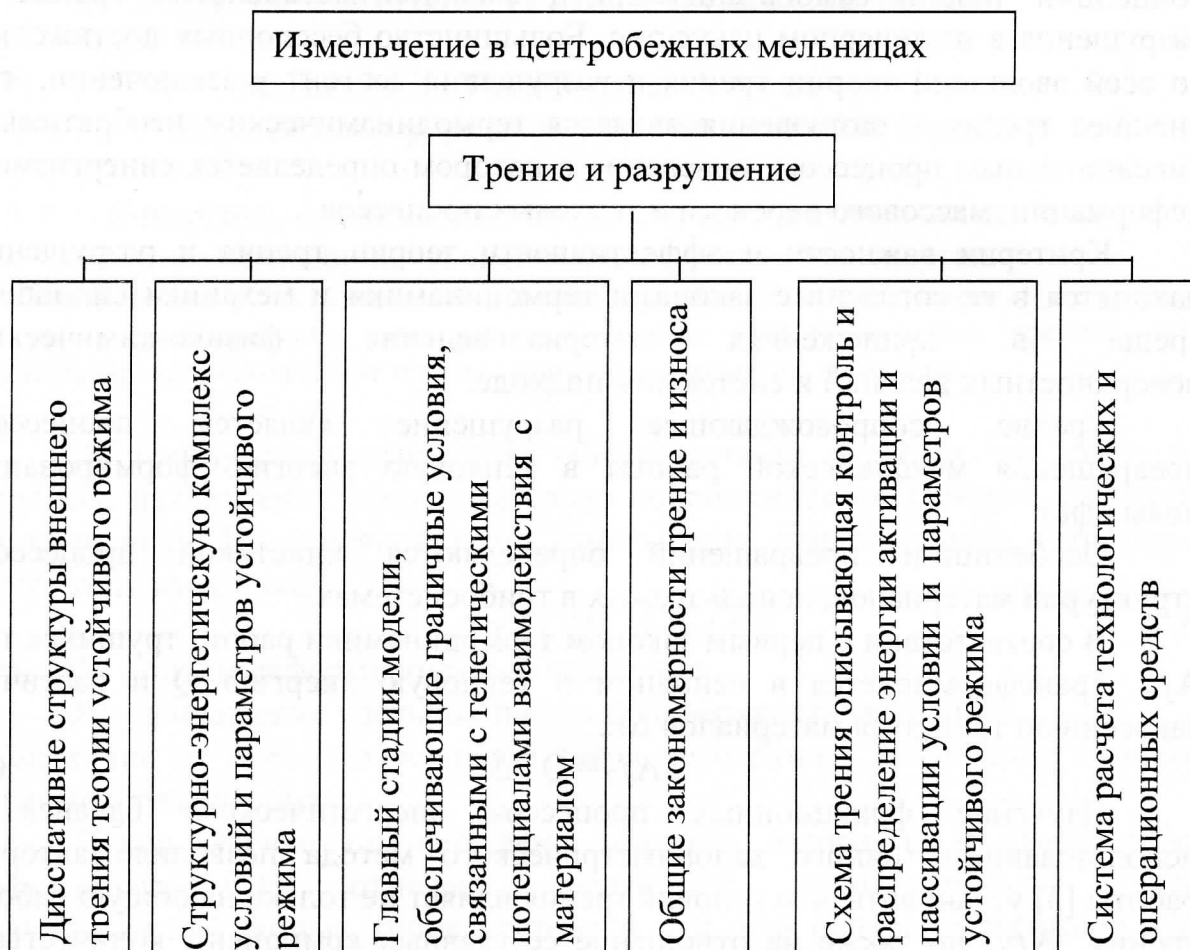
Таким образом, при контакте с рабочим органом энергия затрачивается на образование теплоты и новой поверхности измельченного материала.

В зависимости (2) главной компонентной баланса выделенной энергии является величина запасенной энергии  $\Delta E$ . Она непосредственно принимает участие в образовании новых фаз и определяет уровень и природу последующих деструкций материалов рабочего органа.

Авторы работ [4], показывая разнообразие и сложность внешних условий трения, отмечают на возможность широкого спектра условий,

самоорганизации обеспечивающих сопротивление изнашиванию, антифрикционные и фрикционные характеристики трибосистем.

Схема. 1.



Учитывая, выше указанные представляем структурно-энергетическую концепцию в теории разрушения и трения в центробежных мельницах. Для этого представляем классификацию основных этапов развитие и изучения процесса измельчение в мельницах центробежно-истирающего действия.

Вид граничного трения наиболее широко распространен в работающих машинах. В этом виде самоорганизующихся структур так называемое структурная приспособляемость открывается через формирование защитных вторичных структур, которые защищают базовый материал поверхности трения от прямого контакта схватывания и интенсивного повреждения.

Вторичные структуры являются тонко пленочными объектами (толщина  $N_{SS} = 20-80$  нм) [5], образованными посредством кинетического фазового перехода, основанного на кооперативном действии деформаций, нагрева, диффузии и химических реакций. Процессы образования вторичных структур и их роль в формировании главных механизмов разрушения и нормального трения изучена неадекватно.

Это обусловлено трудностями, возникающими при изоляции исследуемого объекта и непосредственном наблюдении ; в сложной схеме напряженно-деформированного состояния; термодинамически

неравновесном процессе; и в необходимости рассмотрения их кинетики, так же как и в сложности триботехнических эффектов при разрушении и их особенности во всех стадиях деформации и процесса повреждения.

Ненормальность триботехнического процесса в контактных взаимодействиях и трудности в их изучении отмечены в работах [1,2,3,4].

Более эффективным считается метод остаточных характеристик. Для лабораторных исследований изучение проводится методом остаточных характеристик и кинетических законов и повреждений вторичных структур. Этот метод используется нами с применением современных методов физического анализа, кинетические методы были использованы для изучения цикла формирования и повреждения вторичных структур, областей пригодности этих структур, также как и условий перехода трибосистем к стационарным процессам и явлениям повреждений. Главным фактором, определяющим неизбежность и механизм кинетического фазового перехода, активационной энергетики кинетики формирования и деструкции для вторичных структур является работа сил трения.

В литературе упрощенное обозначение фрикционных сил как нормальной нагрузочной функции теоретический и экспериментально не обосновано. Установлено, что сила трения является функцией нормальной нагрузки, но оператором процесса  $A$ , возникающего при не которой комбинации величин нормальной нагрузки, скорости скольжения вектора фрикционных параметров [6].

$$F(P) = A(P, V, C) \quad (4)$$

Фрикционные силы отражает интегрально действие всех факторов сложного фрикционного процесса.

Такое понимание сил и работы трение позволяет представлять систематизированный анализ процессов преобразований материалах области трения и устанавливать специальные принципы и функции для оптимизации параметров трения и разрушения.

Реализация фундаментальных принципов структурно-энергетического подхода к оптимизацию параметров измельчающих машин делают возможным объяснить причины эффективности и не эффективности существующих технических решений и обобщит обширные архивные данные по параметром сухого трения и изнашивания.

#### Литература.

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм Л.: 1978 .- 560 с.
2. Черепанов Г.П. О распространении трещин в сплошной среде. Прикладная мат. и мех. 1967. т 31. вып.3. стр. 476-488.
3. Берейде Д. Классификация мельниц ударного действия. В кн.: Труды европейского совещания по измельчению.- М.: Стройиздат, 1966.- 431с.
4. Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности.- М.; Машгиз, 1968.- 381с.

## МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА И КОМПЛЕКС ПРИБОРОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧИМЫХ ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН.

Маасаидов К.Ю.

*Кыргызский Аграрный Университет им. К.И.Скрябина*

Приведены методы проведения эксперимента и взаимосвязанный принцип работы основных измерительных приборов для определения основных показателей эксплуатационных условий во время работы колесных машин в различных сельскохозяйственных районах.

Социально-экономическая и топливно-энергетическая ситуация в странах СНГ и государств участников ШОС в настоящее время требует перспективного прогнозирования транспортного сектора каждого государства в отдельности и во взаимосвязи с будущим транспортным коридором. Учитывая значение автомобильного транспорта в экономике Кыргызской Республики разрабатываются перспективные планы развития транспортного сектора до 2020 года. При разработке планов необходимо применять совершенствованные нормативы и требования по эксплуатации колесных машин. С другой стороны в настоящее время актуальным является тарификация пассажиро и грузоперевозок с учетом модернизированных типов колесных машин и себестоимости горюче-смазочных материалов. Более уточненный план развития положительно влияет на бюджетную сферу государства.

Методика применения различных измерительных систем для исследования неустановившихся процессов прежде всего движения колесных машин происходящих в разных эксплуатационных условиях, а также на агрополях должен быть наиболее рациональным. Под этим подразумевается их использование путем определения операций регистрации, накопления статистических и экспериментальных данных и процесса их обработки. Как показывает опыт многих исследователей аналоговый сигнал снимаемый с датчиков, предварительно усиливается и подготавливается специально в зависимости от регистрирующего устройства. Учет условий эксплуатации колесных машин внесли некоторые корректировки в экспериментальную часть работы. Учитывая особенности проводимых нами исследований эксперименты разбивали на несколько взаимосвязанных и последовательных этапов.

1. Формулировка цели исследования, выбор количественной характеристики цели и способов определения воздействия внешних возмущающих факторов на объект исследования.

2. Сбор и использование информации по типичным и измененным комплексам приборов перед проведением экспериментов.

3. Выбор схемы проведения опытов, числа экспериментов и порядок последовательности проведения .

4. Проведения экспериментов с различным количеством опытов.

5. Обработка результатов экспериментов.

6. Объяснения результатов экспериментов и принятие решения о дальнейшем проведении эксперимента.

Задача исследования эксплуатационных свойств колесных машин в широком диапазоне изменений внешних возмущающих факторов требует больших затрат средств и времени. Поэтому, разрабатывали математический модель движения колесной машины , который позволил намного ограничить количество экспериментальных опытов с достаточной требуемой точностью изучаемое свойство для возможно более широкого класса колесных машин. В математической теории планирования экспериментов выделили две основных направлений:

1. Планирование экстремальные условия экспериментов, когда необходимо выявить предельные значения параметров, при которых изучаемый процесс удовлетворял некоторый критерий оптимальности;

2. Планирование экспериментов по выяснению механизма явлений или поиску математической модели описывающий исследуемый объект;

В дальнейшем имея в виду, что результаты исследований – величины случайные рассматривали связи средних значений исследуемых величин с контролируемыми переменными.

Основным элементом комплекса приборов при определении значимых факторов являлся расходомер топлива . В наших экспериментальных опытах применяли импульсный расходомер топлива предназначенный для измерения количества расходуемого топлива при испытаниях всех видов автомобилей с расходом от 5 до 80 литров в час. Кроме этого импульсный расходомер позволял определять текущий расход топлива проходящего через датчик за один ход поршня дозирующего механизма. Блок электронный расходомера топлива предназначен для управления датчиком расходомера с одновременной регистрацией количества ходов поршня и индикации на цифровом табло. По выбору оператора или от количества израсходованного с начала опыта топлива можно определить текущее значения расхода топлив за один ход поршня датчика. Кроме этого, при отключениях питания от АКБ в электронном блоке происходит запоминание в долговременную память показаний счетчика соответствующий количеству расхода топлива. Показания восстанавливаются при включении питания, что позволял производить опыты длительностью в несколько суток без регистрации промежуточных результатов измерений.

Основные технические характеристики расходомера.

1. Тип дозирующего механизма	объемно-поршневой
2.Цена импульса датчика, смЗ	10
3.Абсолютная погрешность регистрации расхода за опыт, импульс не более	+1

4. Основная погрешность измерения суммарного расхода топлива во всем диапазоне, % не более 1,5

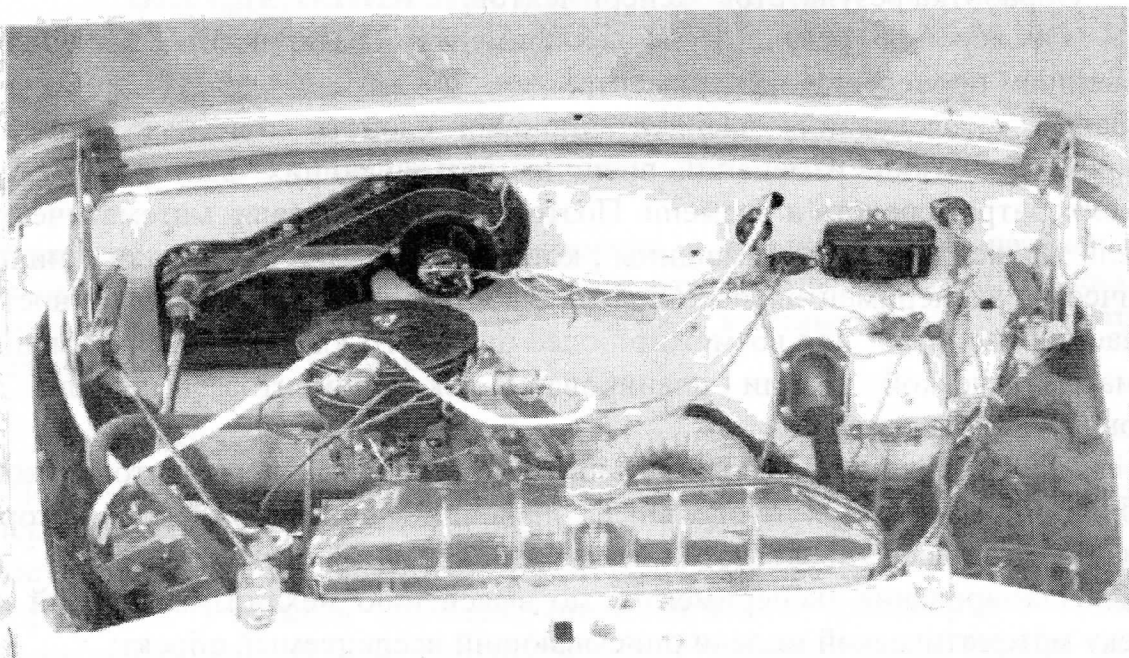


Рис. 1. Импульсный датчик и расходомер топлива.

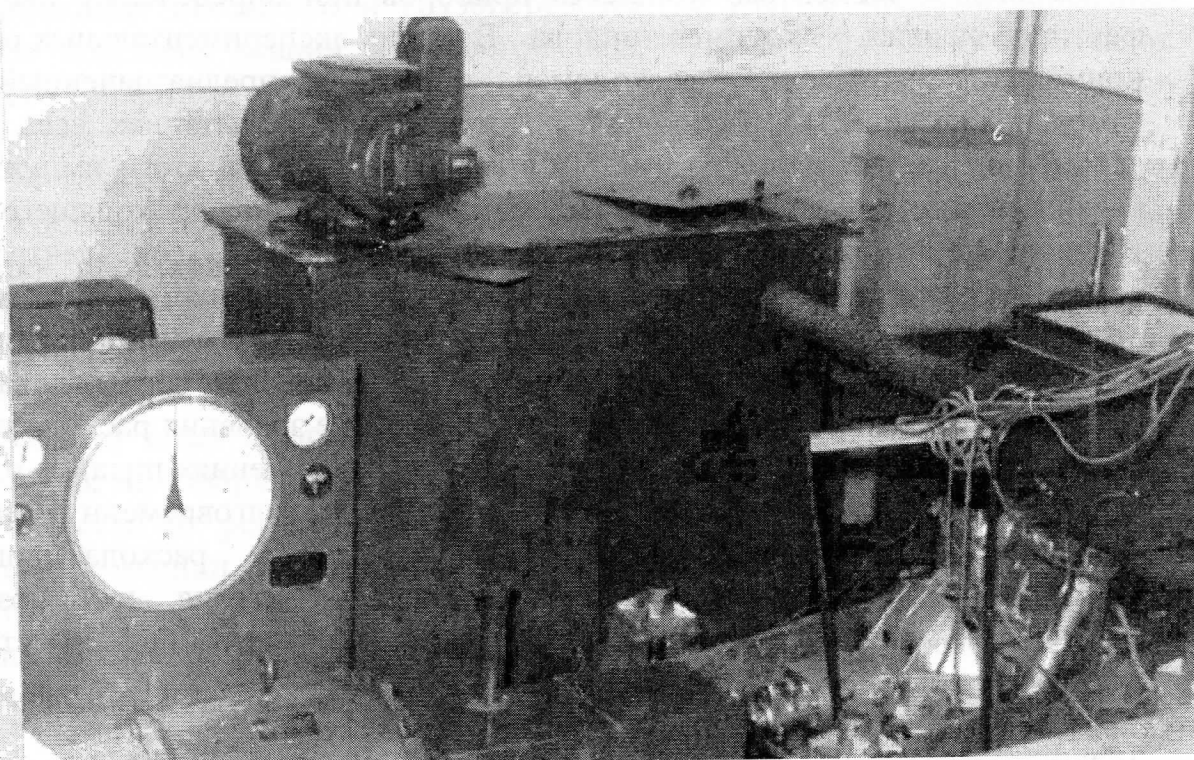


Рис.2. Лабораторный стенд для имитации эксплуатационных условий.

5. Относительная погрешность измерения текущего значения расхода топлива при установившемся

расходе во всех диапазонах, % не более	3,5
6. Амплитуда выходного импульса на внешнее регистрирующее устройство, В не менее	10
7. Рабочие условия применения	
а) диапазон температур, К	263-323
б) атмосферное давления, кПА	84-107
в) относительная влажность, %	30-85

Расходомер топлива ИП-197 состоит из датчика, блока электронного и двух соединительных кабелей. Проверку работоспособности и погрешности измерений расходомера топлива проводили согласно инструкции применения прибора и тарировки.

Схема подключения объемно-поршневого датчика к системе питания грузового автомобиля было классическим, так как установили перед карбюратором. Во время лабораторных экспериментов имитировали разные условия эксплуатации. При помощи специального нагревающего устройства изменяли температуру поступающего воздуха в карбюратор. Интервалы изменения температуры фиксировались датчиками до и после карбюратора. В тоже время фиксировались температура окружающего воздуха и температура в подкапотном пространстве автомобиля. Во время полевых экспериментов фиксировались фактические значения температур окружающего воздуха.

Расчет количества израсходованного топлива производили по формуле:

$$\Sigma = \frac{C \cdot N}{100} \quad (1)$$

где,  $\Sigma$  – количество топлива за опыт, л.  
 $C$  – паспортная цена импульса, мл.  
 $N$  – количество импульсов за опыт, шт.

Величину текущего расхода топлива рассчитывали по формуле:

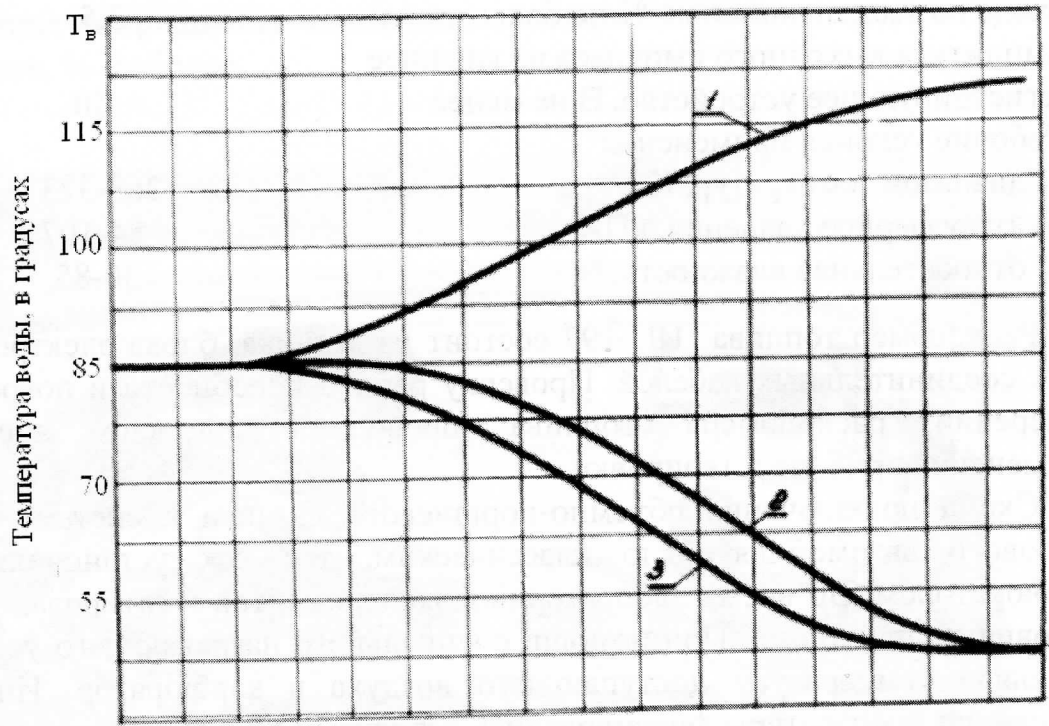
$$Q = \frac{3,6 \cdot V_M}{T} \quad (2)$$

где,  $Q$  – величина текущего расхода топлива, л/час.  
 $V_M$  – объем топлива в мернике, мл.  
 $T$  – показания измерителя времени, с.

Объем топлива соответствующий одному импульсу зарегистрированному счетчиком определили по формуле:

$$C_i = \frac{V_M}{N} \quad (3)$$

где,  $V_M$  – количество топлива в мернике за опыт, л.  
 $N$  – количество импульсов, шт.  
 $C_i$  – цена импульса, мл.



Путь автомобиля на подъеме, спуске в м  
График. 1. Температурный режим ДВС.

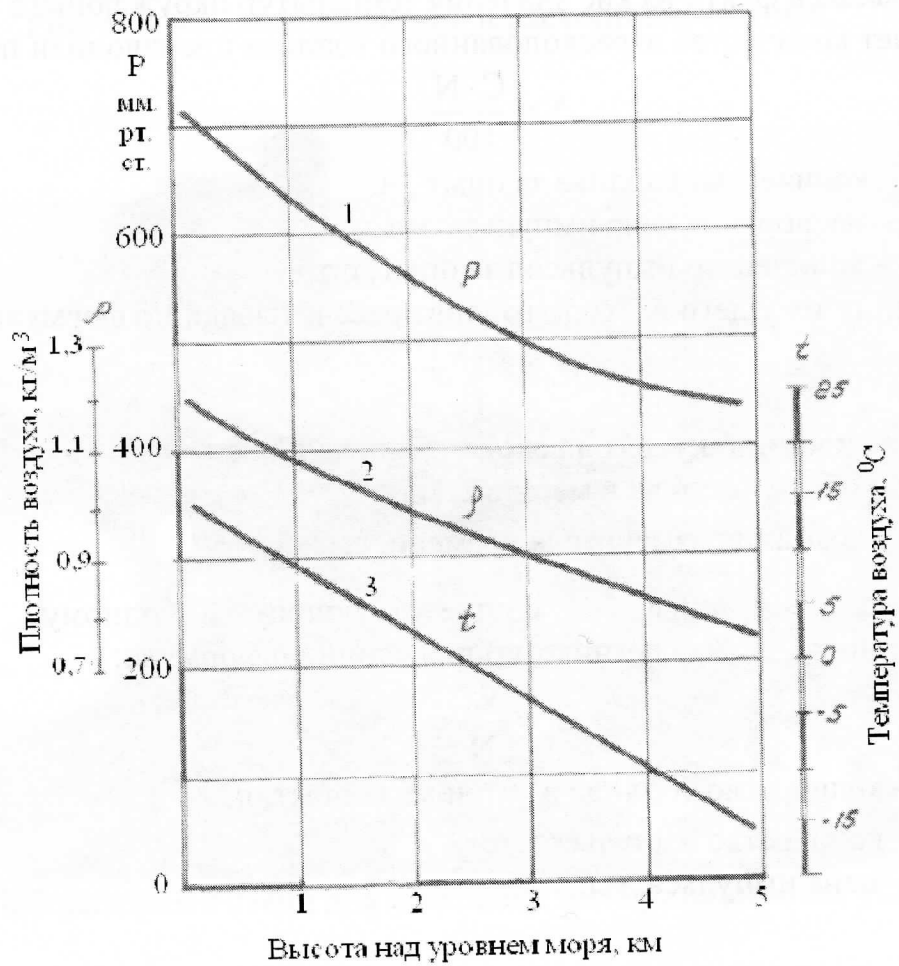


График. 2. Взаимосвязь внешних возмущающих факторов.

Средняя цена импульса определили следующим образом:

$$C_{\text{ср}i} = \frac{\sum C_i}{3} \quad (4)$$

Тогда среднее значение цепи импульса для всего диапазона расходов топлива будет равен:

$$C_{\text{ср}} = \frac{\sum C_{\text{ср}i}}{3} \quad (5)$$

Относительная погрешность измерения в каждом из опытов рассчитывали по формуле:

$$\delta_i \Sigma = \left[ 100 \cdot \frac{C_{\text{ср}} \cdot N_i - V_M}{V_M} + K \right] \quad (6)$$

где,  $K = 0,0008 \cdot (t_M - t_D)$  – поправка, учитывающая разность температур топлива.

Затраты энергии на колеобразование резко увеличиваются при движении колесных машин на агрополях при разных влажностях и составе почвы. Этим объясняется существенное увеличение сопротивления качению колеса и увеличения расхода топлива во время выполнения различных сельскохозяйственных технологических процессов. Расход топлива замеряли с одновременным определением влажности агрополя при помощи прибора Ковалева. Влажности почв агрополей на разных высотах и регионах отличались в широких пределах.

В результате математической обработки экспериментальных данных получили интерполяционное уравнение выражающее зависимость расхода топлива автомобилей:

$$Q = A - B \cdot x_1 + C \cdot x_2 - D \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (7)$$

где,  $Q$  – линейный расход топлива, л/100км;

$x_1$  – кодированное значение рельефа местности движения;

$x_2$  – кодированное значение температуры окружающего воздуха;

#### Литература

1. Повышение эксплуатационных свойств автотранспортных средств. Сборник научных трудов МАДИ. М: 1984, –116 С.
2. Фаробик Я.Е., Халмухаммедов А.С. Конструктивная эффективность АТС в центрально-Азиатском регионе.
3. Труды научно-технической конференции Ташкент 1996, –19-21 С.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСИЛИЯ ПРИЖИМА ПРИЛОЖЕННОГО К РУКОЯТИ РУЧНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОЛОТКА

Султаналиев Б.С. д.т.н., профессор, и.о. доцента Жусупбеков Б.Т.  
*Институт машиноведения НАН КР*  
*Кыргызский Аграрный Университет им. К.И. Скрябина*

Гидравлический молоток, вибрация, разрушение, частота, энергия удара, ударный механизм.

В работе исследовано влияния усилия прижима приложенного к рукояти ручного гидравлического молотка. Составлена математическая модель ручного гидравлического молотка и построена диаграмма работы при разных усилиях прижатия.

В институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики с 1998 года ведутся научно-исследовательские работы по созданию и совершенствованию конструкции ручных гидравлических молотков.

Определение оптимальных параметров ручного гидравлического молотка для обоснованного выбора рациональных конструктивных, силовых и кинематических параметров, обеспечивающих задаваемые значения показателей качества, на стадии проектирования выполнено математическое моделирование ручного гидравлического молотка.

Модель молотка принимаем состоящим из следующих элементов: корпус, поршень-ударник, рукоять и инструмент. Корпус, поршень-ударник и рукоять являются подвижными элементами схемы, а инструмент неподвижен и вместе с обрабатываемой средой воспринимает нагрузку от подвижных элементов. Между рукоятью и корпусом расположен упругий элемент - пружина. Усилие между корпусом и рукоятью передаются через пружину. Корпус опирается непосредственно в инструмент.

В расчетной схеме действуют следующие силы:

$G$  – внешняя сила приложенная к рукоятке;

$F_{пр}$  – сила упругости пружины или сила взаимодействия между рукояткой и пружиной;

$F_{рх}$  и  $F_{хх}$  - соответственно сила рабочего и холостого ходов или силы взаимодействия между корпусом и поршнем-бойком.

Также в схеме будут учитываться силы тяжести рукояти, корпуса и поршня-бойка.

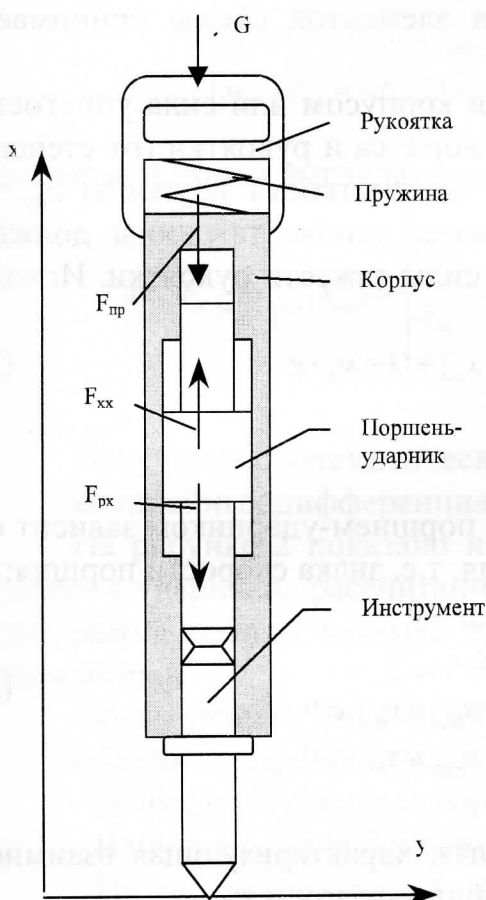
Для построения расчетной схемы молотка принимаем следующие допущения:

- Переключение сил взаимодействия между корпусом и бойком  $F_{px}$  и  $F_{xx}$  происходит мгновенно, а между переключениями эти силы постоянны;
- Всеми силами трения в схеме пренебрегаем;
- Силы взаимодействия между корпусом и бойком  $F_{px}$  и  $F_{xx}$  в дальнейших расчетах будут вычисляться исходя из теоретических значений давления в рабочей жидкости в гидравлических линиях и камерах молотка. Для учета всех гидравлических и механических потерь введем коэффициент  $K_{КПД}$ , который будет соответственно уменьшать значение сил  $F_{px}$  и  $F_{xx}$
- Массой, инерционностью и демпфирующими свойствами пружины пренебрегаем;
- Поршень-боек при соударении с инструментом мгновенно отскакивает от него, т.е. меняет направление скорости на противоположную и теряет в абсолютном значении скорости в соответствии с заданным значением

коэффициента восстановления скорости:

- Взаимодействие корпуса с инструментом принимаем аналогичным взаимодействию поршня с инструментом, т.е. корпус также отскакивает от инструмента с задаваемым коэффициентом восстановления скорости.

Для принятой расчетной схемы в соответствии с принятыми допущениями можем записать следующие уравнения движения для подвижных элементов схемы относительно оси  $x$  направленной вертикально вверх:



$$\begin{cases} m_p \cdot \ddot{x}_p = -G + F_{пр} - m_p \cdot g \\ m_k \cdot \ddot{x}_k = F_{к-пу} - F_{пр} - m_k \cdot g \\ m_{пу} \cdot \ddot{x}_{пу} = -F_{к-пу} - m_{пу} \cdot g \end{cases}$$

где:  $m_p$ ,  $m_k$ ,  $m_{пу}$  - масса рукоятки, корпуса и поршня-ударника соответственно;

$x_p$ ,  $x_k$ ,  $x_{пу}$  - координата рукоятки, корпуса и поршня-ударника соответственно, в уравнении указаны вторые производные координат по времени, т.е. ускорения

рукоятки, корпуса и поршня-ударника;

$G$  - внешняя сила приложенная к рукоятке;

$F_{np}$  – сила упругости пружины или сила взаимодействия между рукояткой и пружиной;

$F_{к-пу}$  – сила взаимодействия между корпусом и поршнем-ударником. Эта сила в зависимости от положения поршня ударника относительно корпуса принимает значение величины силы рабочего  $F_{рх}$  или холостого  $F_{хх}$  хода;

$g$  – ускорение свободного падения.

Силы, присутствующие в уравнении, зависят от взаимного расположения элементов расчетной схемы (кроме силы  $G$ , которая постоянна по величине и направлению). Начальное положение элементов схемы не влияют на характер их движения, т.е. при решении составленных дифференциальных уравнений перемещения, направления движения, направления и значения скоростей, соответственно амплитуда, частота и другие характеристики колебательного движения не зависят от координат в начальных условиях. По этой причине, при составлении выражений для сил участвующих в математической модели, для удобства представления результатов решения, начальные положения элементов схемы принимаем равными нулю.

Сила взаимодействия между рукояткой и корпусом или сила упругости пружины  $F_{np}$ , зависит от разницы координат корпуса и рукоятки (от степени сжатия или растяжения пружины), а также от жесткости пружины  $c_{np}$ . В начальный момент и при нулевой координате, усилие пружины должно компенсировать действие внешней силы  $G$  и силы тяжести рукоятки. Исходя из этих условий:

$$F_{np}(x_p, x_k) = c_{np} \cdot (x_k - x_p) + G + m_p \cdot g \quad (2)$$

где:  $c_{np}$  – жесткость пружины.

Сила взаимодействия между корпусом и поршнем-ударником зависит от их координат и направления движения поршня, т.е. знака скорости поршня:

$$F_{к-пу}(x_{к-пу}, v_{пу}) = \begin{cases} F_{хх} & \text{если } x_{к-пу} \leq 0 \\ F_{хх} & \text{если } 0 \leq x_{к-пу} \\ F_{рх} & \text{если } 0 \leq x_{к-пу} \leq x_{пер} \text{ и } v_{пу} \geq 0 \\ F_{рх} & \text{если } 0 \leq x_{к-пу} \leq x_{пер} \text{ и } v_{пу} \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

где:  $x_{к-пу} = x_{пу} - x_k$  – обобщенная координата, характеризующая взаимное расположение корпуса и поршня-ударника;

$v_{пу}$  – скорость поршня-ударника.

Значение сил рабочего и холостого ходов  $F_{рх}$  и  $F_{хх}$  определим исходя из проектных значений напорного и сливного давлений  $P_n$  и  $P_c$ , и конструктивных параметров гидравлического молотка:

$$\begin{aligned} F_{px} &= -P_H \cdot (S_Y - S_{HY}) \\ F_{xx} &= P_H \cdot S_{HY} - P_C S_{HY} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} S_{HY} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_{HY}^2) \\ S_Y &= \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_Y^2) \end{aligned} \quad (5)$$

где:  $S_{HY}$  - площадь поперечного сечения неуправляемой камеры;  
 $S_Y$  - площадь поперечного сечения управляемой камеры;  
 $D$  - внешний диаметр управляемой и не управляемой камер;  
 $d_{HY}$  - внутренний диаметр неуправляемой камеры;  
 $d_Y$  - внутренний диаметр управляемой камеры.

С учетом приведенных зависимостей, уравнения математической модели

$$\begin{cases} M_p \cdot \ddot{x}_p = -G + (c_{np} \cdot (x_k - x_p) + G + m_p \cdot g) - m_p \cdot g \\ M_k \cdot \ddot{x}_k = F_{k-ny}(x_{k-ny}, \dot{x}_{ny}) КПД - (c_{np} \cdot (x_k - x_p) + G + m_p \cdot g) - m_k \cdot g \\ M_{ny} \cdot \ddot{x}_{ny} = -F_{k-ny}(x_{k-ny}, \dot{x}_{ny}) КПД - m_{ny} \cdot g \end{cases}$$

расчетной схемы выглядят следующим образом:

$$\text{где: } F_{k-ny}(x_{k-ny}, \dot{x}_{ny}) = \begin{cases} F_{xx} & \text{если } x_{k-ny} \leq 0 \\ F_{xx} & \text{если } 0 \leq x_{k-ny} \\ F_{xx} & \text{если } 0 \leq x_{k-ny} \leq x_{пер} \text{ и } \dot{x}_{n-y} \geq 0 \\ F_{px} & \text{если } 0 \leq x_{k-ny} \leq x_{пер} \text{ и } \dot{x}_{n-y} \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

Полученная математическая модель представляет собой систему из трех нелинейных дифференциальных уравнений.

На рисунке 2 показано изменение ускорения, скорости и перемещение поршня-ударника, рассчитанная по принятым исходным данным. Типовая диаграмма работы молотка имеет следующие средние значения основных параметров:

- ход поршня ударника 0,057 м;
- частота ударов 960 ударов в минуту;
- скорость соударения поршня-ударника с инструментом 4,5 м/с.

Влияние усилия прижима приложенного к рукояти молотка.

Ниже, на рисунке 4 представлена диаграмма работы молотка при усилии прижима 60 Н. Результаты расчетов при изменении усилия прижима от 70 до 30 Н при постоянстве остальных базовых исходных данных.

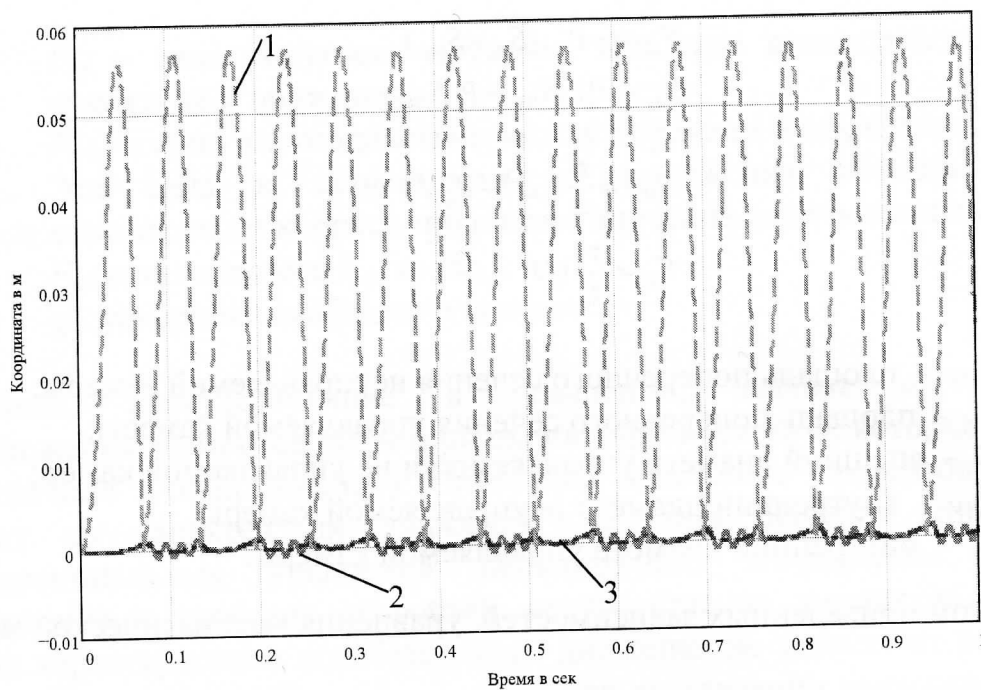


Рисунок 2. Диаграмма работы молотка при усилии прижима 60 Н. Остальные исходные данные базовые (типовые) 1 – поршень-ударник, 2 – рукоятка, 3 – корпус.

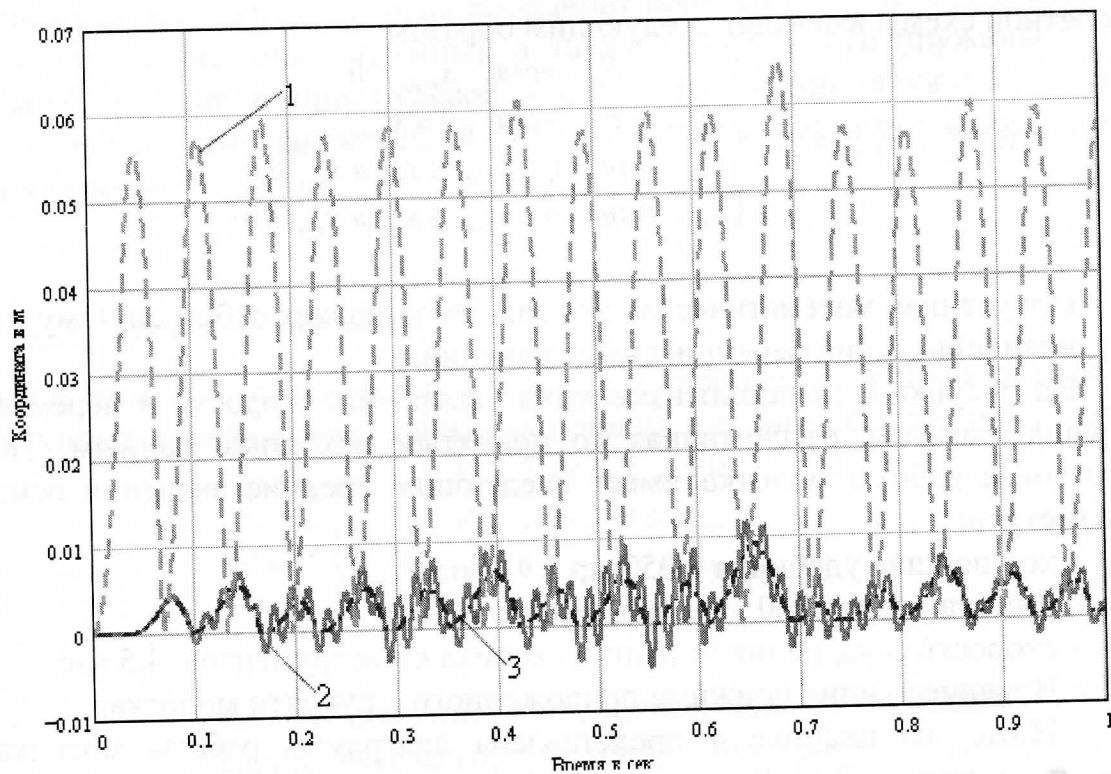


Рисунок 3. Усилие прижатия 30 Н. 1-поршень ударник, 2-рукоятка, 3-корпус.

), ( , ) ( , , 30 . . . .

1. 1990. - 352 . . . . « »
2. . . . , 1976.-25 . . . . « »
3. 2003.-239 . . . .

УДК 631.354:633.1

## **К МЕТОДИКЕ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОТЕРЕСНИЖАЮЩЕГО УСТРОЙСТВ ДЛЯ УБОРКИ САФЛОРА**

Тойлыбаев М.С., Муздубекова Н.Т

*Казахский Национальный Аграрный Университет*

Освещена новая методика исследования рабочих органов уборочных машин для семенников сафлора. Описана конструкция устройства для реализации этой методики

Одной из ценных и перспективных масличных культур является сафлор. В специализированных хозсубъектах сафлор размещают в системе севооборотов. Лучшим предшественником для сафлора являются озимые и яровые культуры, зернобобовые, пропашные и технические культуры, а также однолетние и многолетние травы. В отличие от других масличных культур, сафлор менее требователен к почвенному плодородию, выносит засоление почв. Вынося с урожаем из почвы натрий, хлор, магний, в избытке находящиеся в засоленных почвах, сафлор тем самым проявляет фитомелиоративные свойства, способствуя их рассолению. Можно возделывать сафлор и на бросовых землях, вышедших из сельскохозяйственного оборота. За счет внедрения и расширения посевов

сафлора на богарных и орошаемых землях юга республики можно значительно увеличить производство растительного масла и кормов [2].

В научном центре «Новые технологии» Казахского национального аграрного университета разрабатывается потережняющее устройство для уборки семенников сафлора. Для оптимизации параметров этого устройства проводятся лабораторно-полевые исследования. С этой целью нами разработана новая методика исследования рабочих органов уборочных машин для семенников сафлора.

Предлагаемая методика относится к технике исследования и испытания наклонной камеры нового поколения уборочных машин, в частности к способу определения коэффициента разравнивания биомассы наклонной камерой, связанные с неравномерной загрузкой комбайна по ширине, влиянием неравномерности на показатели обмолота и сепарации, установлением причин, приводящих к такой загрузке при проведении исследовательских работ по уборке пастбищных растений.

Известен способ выявления степени разравнивания биомассы посредством уборочных машин с компоновкой рабочих и транспортирующих органов по Т – образной схеме [3], при которой поток биомассы, поступающий в молотилку, независимо от технологии уборки (прямое или раздельное комбайнирование), сужается до ширины наклонной камеры. Установлено, что валки, формируемые валковыми жатками или поток, формирующийся прямым комбайнированием, имеют неравномерное распределение биомассы сафлора, как в продольном, так и в поперечном направлениях. При обмолоте этих потоков биомассы вследствие недостаточного растаскивающего действия транспортирующих рабочих органов неравномерность увеличивается, обуславливая неравномерную загрузку МСУ (молотильно-сепарирующих органов), что, в конечном счете, отрицательно сказывается как на производительности, так и на качественных, энергетических и других показателях зернового комбайна. В современных комбайнах коэффициент использования длины барабана составляет 0,6-0,8, то есть 20-40% ширины молотилки в работе не используются. Причем, меньшее значение этого коэффициента относится к более широким молотилкам. Наиболее чувствительным к неравномерной загрузке по ширине сепарирующие органы молотилки (соломотряс и очистка). В свою очередь равномерность загрузки по ширине зависит от параметров и структуры потока биологической массы (валка), подаваемого в молотилку комбайна. Поэтому при исследованиях и испытаниях наклонной камеры нового поколения очень важно точность оценки и определение коэффициента разравнивания биомассы сафлора.

Однако известная методика сужения и определения степени разравнивания биомассы сафлора допускает значительную погрешность и невозможно определить численное значение коэффициента разравнивания биомассы сафлора.

А также известна методика определения степени разравнивания биомассы сафлора посредством наклонной камеры зерноуборочного комбайна [4], где равномерную загрузку рабочих органов молотилки, т.е.

распределение биомасс по всей ширине наклонной камеры осуществляют колебаниями решетчатого днища наклонной камеры зерноуборочного комбайна. При этом степень разравнивания биомассы оценивается забиваемостью молотилки комбайна биомассой, т.е. частотой вынужденных остановок при обмолоте биологической массы сафлора либо производительностью МСУ уборочной машины.

Указанная методика оценки и определения степени разравнивания биомасс сафлора наклонной камерой уборочной машины допускает значительные погрешности и не сможет точно определить коэффициент разравнивания биомасс рабочими органами уборочной машины, влияющих на равномерность загрузки МСУ уборочной машины. Кроме того, конструкция устройства для определения степени разравнивания биомасс сафлора сложна и имеет низкую работоспособность.

Разработанная методика реализуется посредством устройства [5] показанный на рисунке 1, где приведена схема экспериментальной установки для определения коэффициента разравнивания биомассы сафлора, вид сбоку: на рисунке 2 – показана измерительная часть П – образной рамы, вид по А; на рисунке 3 – П – образная рама и комлевая часть разноцветных стеблей биомассы, вид по Б.

Устройство включает наклонную камеру 1, проставку 2 с питателем 3 и ее транспортер 4, имеющий перемещающуюся П – образную раму 5 с вырезом 6, где закреплен регулируемый по вертикали и перемещающаяся по вырезу фиксатор 7 и метрическая линейка 8. Кроме того, за выбросной кромкой наклонной камеры 1 выполнен разгрузочный транспортер 9 с аналогичной перемещающейся рамой 10.

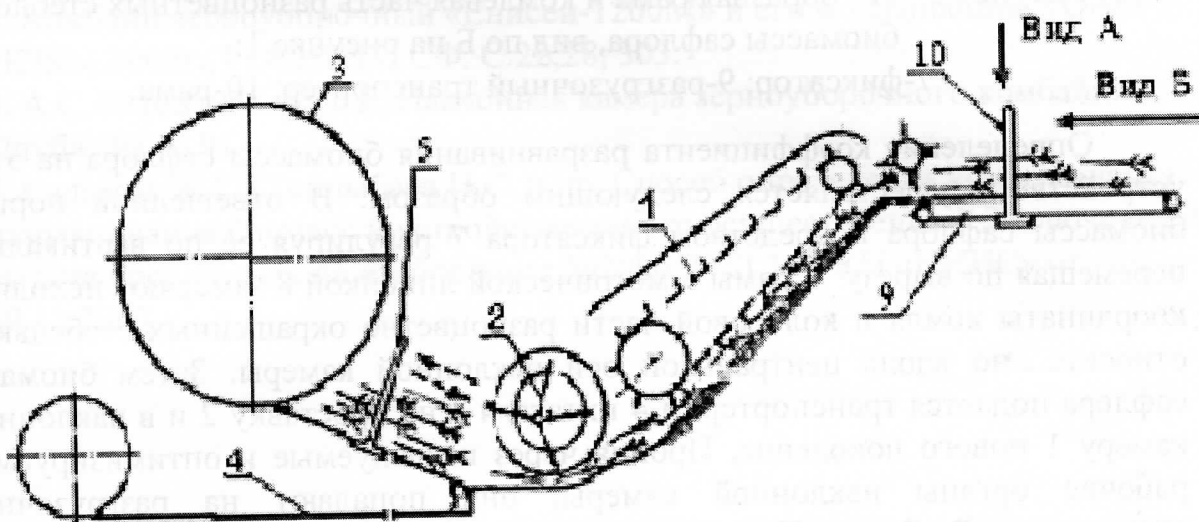


Рисунок 1 - Экспериментальная установка для определения коэффициента разравнивания биомассы сафлора:

1-транспортер; 2-шnek; 3-мотовило; 4-транспортер питателя; 5-П-образная измерительная рамка; 9-разгрузочный транспортер; 10-рама.

### Вид по А

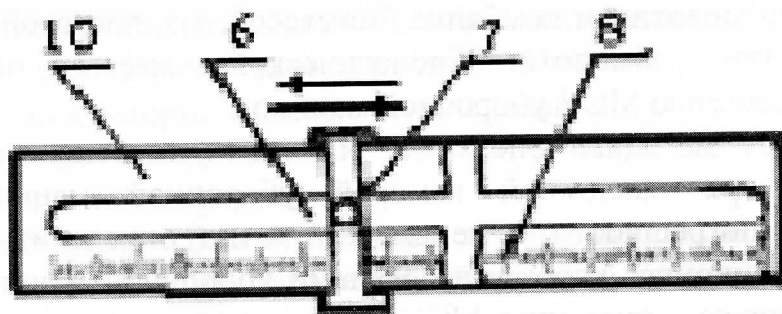


Рисунок 2 - измерительная часть П - образной рамы вид по А на рисунке 1:

6-прорез рамки; 7-фиксатор; 8-метрическая линейка; 10-рама.

### Вид по Б

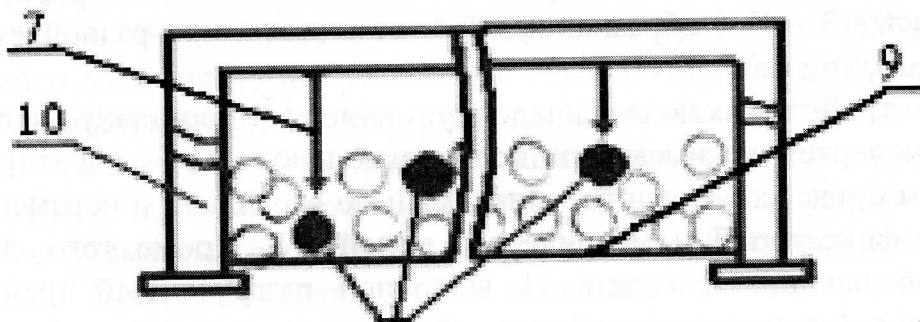


Рисунок 3 - П - образная рама и комлевая часть разноцветных стеблей биомассы сафлора, вид по Б на рисунке 1:

7-фиксатор; 9-разгрузочный транспортер; 10-рама.

Определение коэффициента разравнивания биомассы сафлора на этом устройстве осуществляется следующим образом. В отвешенной порции биомассы сафлора посредством фиксатора 7 регулируя ее по вертикали и перемещая по вырезу 6 рамы 5 метрической линейкой 8 измеряют исходные координаты комля и колосовой части разноцветно окрашенных стебельков, относительно вдоль центральной оси наклонной камеры. Затем биомасса сафлора подается транспортером 4 питателя 3 на проставку 2 и в наклонную камеру 1 нового поколения. Пройдя через исследуемые и оптимизируемые рабочие органы наклонной камеры, они попадают на разгрузочный транспортер 9. Здесь. Также посредством фиксатора 7 регулируя ее по вертикали и перемещая по вырезу 6 рамы 5 метрической линейкой 8 измеряют смещенные координаты комля и колосовой части разноцветно окрашенных стебельков, относительно той же системы отсчета, после чего подсчитывают среднее численное значение разницы наиболее и наименее смещенных координат соответствующих стеблей и оценивают коэффициент разравнивания биомассы сафлора по формуле:

$$\mu = \left( \sum X_{\max} - \sum X_{\min} \right) / \sum X_{\max} \quad (1)$$

где  $\sum X_{\max}$  - максимальное смещение окрашенных стеблей, мм;

$\sum X_{\min}$  - минимальное смещение окрашенных стеблей, мм;

$\mu$  - коэффициент разравнивания, подсчитывают численное значение коэффициента разравнивания биомассы сафлора.

Путем демонтажа необходимых узлов наклонной камеры с проставкой экспериментальной установки можно исследовать коэффициент разравнивания биомассы сафлора каждым из вышеуказанных подающих органов в отдельности, а при постановке их на место – в комплексе.

Опыты проводятся в трехкратной повторности на сноповой массе сафлора. Влажность семян и соломы, длина стеблей определяется по существующей методике.

Применение предлагаемой методики с устройством позволяет наиболее точно, объективно оценить и определить численные значения коэффициента разравнивания рабочими органами уборочных машин, в которых проводятся изменение коэффициента разравнивания биомассы сафлора.

#### Литература

1. Садыков Ж.С. Новые технологии и машины для уборки семенных посевов сельскохозяйственных культур. Алма-Ата: КазНИИНКИ, 1992, 88 с.
2. Муздубекова Н.Т. Садыков Ж.С. Совершенствование технологии уборки семян сафлора. //Исследования, результаты. Алматы: Агроуниверситет, 2006. №2, С.243.
3. Комбайн зерноуборочный «Енисей-1200М» и его модификации //ОАО «КЗК», 2002г., ГОСНИТИ СФ. С.22,28, 303.
4. А.С. №1687078. СССР. Наклонная камера зерноуборочного комбайна. Оpubл. 30.10.91.
5. Садыков Ж.С., Тойлыбаев Н.С. и др. Способ определения коэффициента разравнивания биомасс и устройство для его осуществления // Заключение о выдаче предпатента на изобретение №2006/0623.1 РГКП «НИИС» от 19.11.2007 г.