

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР
ИССЫК-КУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. К. ТЫНЫСТАНОВА

Д. К. АКАНОВ

Разработка универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла и обоснование ее основных параметров

$$\lambda_k = \frac{l_k}{l_1}$$

$$\varphi_2 = \bar{\varphi}_2 + \tilde{\varphi}_2$$

$$\varphi_{10} - \varphi_{20} = \frac{M_0}{c} - \frac{v\omega_0}{c}$$

$$2h_1 B_1 + k_1^2 B_0 + k_1^2 B_1 t = k_1^2 \omega_0 t$$

$$A_2 = \frac{h_1}{\lambda_1} A_1 - \frac{\omega_0}{\lambda_1}$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + v \dot{\varphi}_2 + c \varphi_2 = c \omega_0 t$$

Бишкек 2022

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ**

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР

**ИССЫК-КУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМ. К. ТЫНЫСТАНОВА**

Д.К.АКАНОВ

**РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ
ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ
ПРОДУКТОВ И ОТЖИМА МАСЛА И
ОБОСНОВАНИЕ ЕЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ**

Бишкек 2022

УДК 665.1/.3
ББК 36/81-5
А 38

Рекомендовано к изданию решением Научно-технического совета
ИГУ им. К.Тыныстанова (протокол № 4 от 28.01.22 г.)

Рецензенты: доктор технических наук, профессор Садиева А.Э., доктор
технических наук, профессор Темирбеков Ж.Т.

Под общей редакцией акад. МИА, докт. техн. наук, проф. С.Абдраимова

А 38 **Аканов Д.К.** Разработка универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла и обоснование ее основных параметров /Под общ. ред. С.Абдраимова. - Бишкек: 2022. - 153 с.

ISBN 978-9967-474-75-8

В настоящей монографии приведена часть результатов научно - исследовательских работ в области создания универсальных машин для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла, выполняемых в лаборатории ТММ им.С.Абдраимова Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР.

Предложена новая конструкция универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла, а также новая конструкция прижимного механизма для регулирования рабочего зазора между исполнительными органами.

В монографии представлены результаты экспериментальных исследований универсальной машины ММП-50, обоснованы главные ее параметры и режимы работ.

Для научных и инженерно-технических работников, преподавателей и аспирантов, студентов, обучающихся по техническим направлениям.

ISBN 978-9967-474-75-8

УДК 665.1/.3

ББК 36/81-5

© Аканов Д.К., 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ И ОБЗОР РАБОТ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ МАШИН ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ОТЖИМА МАСЛА	7
1.1. Классификация измельчающих машин.....	7
1.2. Анализ конструкций жерновых мельниц	11
1.3. Конструкция жерновой мельницы с горизонтальной осью вращения... 15	
1.4. Конструкция жерновой мельницы с вертикальной осью вращения.... 21	
1.5. Анализ современного состояния теории, техники и технологии получения масла	22
1.5.1. Основы теории и обзор техники и технологий производства растительных масел.....	22
ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ОТЖИМА МАСЛА	41
2.1. Универсальная машина ММП-50 для измельчения сыпучих пищевых продуктов (на примере мельницы).....	41
2.2. Универсальная машина ММП-50 для отжима масла из масличных культур.....	45
2.3. Выбор центробежного вентилятора для аспирации жерновов	46
2.4. Аналитическое исследование геометрических параметров шнекового механизма универсальной машины ММП-50 (на примере мельницы).....	48
2.5. Предпосылки к выбору рациональных параметров шнекового механизма универсальной машины ММП-50 (жерновой мельницы).....	53
ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ММП-50	57
3.1. Задачи исследования динамики универсальной машины ММП-50....	57
3.2. Математическое описание динамической модели и определение характеристик универсальной машины ММП-50.....	73
3.3. Двухмассовая модель с упругой связью и постоянным моментом сопротивления на жернова	79
3.4. Экспериментальная оценка момента сопротивления на рабочем органе жерновой мельницы.....	82
3.5. Расчет движения масличных культур в зерном цилиндре маслопресса ММП-50.....	92
3.6. Исследование шнековой универсальной машины ММП-50 (маслопресса).....	96

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ММП-50	103
4.1. Методика проведения экспериментальных исследований.....	103
4.2. Лабораторные и промышленные эксперименты универсальной машины ММП-50 (на примере маслопресса)	104
4.3. Лабораторные и промышленные эксперименты универсальной машины ММП-50 (на примере жерновой мини-мельницы с горизонтальной осью вращения)	107
4.4. Влияние аспирации на качество и выход муки	111
4.5. Методика проведения процесса шелушения зерна пшеницы на жерновой мини-мельнице с горизонтальной осью вращения	119
ГЛАВА 5. АНАЛИЗ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ	124
5.1. Шарнирно-рычажный механизм переменной структуры	124
5.2. Анализ шестизвенного механизма переменной структуры с регулируемой длиной основания.....	131
5.3. О комбинировании аналитических и приближенных методов расчета для двухкривошипно-коромыслового и кривошипно-двухкоромыслового и переменной структуры.....	138
5.4. ЛИТЕРАТУРА	144

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла широко применяются в различных отраслях сельского хозяйства. Основным направлением совершенствования и создания новых универсальных измельчительных и маслоотжимных машин, их рабочих органов и механизмов является расширение технологических возможностей при сохранении высокой производительности.

На современном этапе развития перерабатывающего производства предъявляются определенные требования к перерабатывающим машинам. Кроме того, для фермерских хозяйств сельской местности требуется создание более универсальных машин, обеспечивающих необходимые технологические процессы с простыми рабочими органами и механизмами. Сложность конструкций отдельных органов и механизмов привода приводит к возникновению проблемы с точки зрения ремонта и эксплуатации.

Поэтому разработка и создание таких машин найдет широкое применение особенно в сельской местности отдаленных районов, благодаря его универсальности, удобству обслуживания, компактности.

Проблема создания высокоэффективных машин требует решения ряда оптимизационных задач, связанных с рациональным выбором технических и технологических параметров, обеспечивающих высокую производительность, наименьшую энергопотребность и требуемое качество конечного продукта.

Известно, что процессы измельчения весьма энергоемки. В литературных источниках указано на то, что на процессы измельчения во всем мире расходуется в среднем 2,8-3,4% от всей производимой электроэнергии. Существующие в настоящее время машины для этих целей, как правило, малопродуктивны, потребляют значительное количество электроэнергии, а также не обеспечивают универсальности. В связи с этим разработка новых высокоэффективных универсальных и надежных конструкций машин для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла является актуальной научной задачей.

Исследованием и созданием таких машин занимаются специалисты лаборатории ТММ им. С.Абдраимова Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР. Благодаря этим исследованиям, в настоящее время разработана и создана универсальная машина ММП-50. Данная универсальная машина ММП-50 имеет широкие технологические возможности.

Она предназначена для измельчения и помола зерновых культур (пшеницы, ржи, ячменя, овса) и отжима масла из семян масличных

культур (подсолнечника, сафлора, рапса, сои и других) и может быть применена в условиях домашнего и фермерского хозяйства, сочетая в себе функции мельницы и маслопресса.

Решение оптимизационных задач при расчете и конструировании машин для измельчения можно эффективно осуществлять с помощью математических моделей, связывающих все основные параметры процесса измельчения и рабочих органов соответствующих машин с механическими свойствами исходного сырья.

В настоящей монографии приведена часть результатов комплекса научно-исследовательских работ в области создания универсальных машин для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла, выполненных в лаборатории ТММ им. С.Абдраимова Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР под руководством академика МИА С. Абдраимова.

Путем анализа и проведенных многочисленных экспериментов выявлены основные конструктивные и технологические недостатки рабочих органов и механизмов существующих жерновых мельниц, на основе которых разработана новая конструкция исполнительного органа жерновой мини-мельницы с горизонтальной осью вращения, разработана новая конструкция маслопресса на базе универсальной машины.

Также в работе приведены результаты экспериментальных исследований универсальной машины ММП-50, обоснованы главные ее параметры и режимы работ.

Автор особо признателен научному консультанту, первому Президенту Инженерной академии КР, академику МИА, заслуженному изобретателю, доктору технических наук, профессору С.Абдраимову за всестороннюю поддержку, оказанную в ходе выполнения работы и при подготовке монографии, а также сотрудникам лаборатории ТММ им. С.Абдраимова Института машиноведения НАН КР, Инженерной академии КР и Иссык-Кульского государственного университета им. К.Тыныстанова.

Результаты научно-исследовательских работ, представленные в данной монографии, получены совместно академиками МИА С.Абдраимовым, В.Э.Еремянц и Э.С.Абдраимовым. Автор выражает им глубокую признательность.

Автор выражает большую благодарность рецензентам докт. техн. наук, проф. А.Э.Садиевой и докт. техн. наук, проф. Ж.Т.Темирбекову за ценные советы и замечания, высказанные при подготовке рукописи к печати.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ И ОБЗОР РАБОТ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ МАШИН ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ОТЖИМА МАСЛА

1.1. Классификация измельчающих машин

Измельчающие машины применяют на мукомольных заводах для размола зерна и продуктов его переработки, на комбикормовых заводах для дробления зерновых, минеральных и других компонентов комбикормов.

На мукомольных и комбикормовых заводах измельчающие машины - основное и наиболее энергоемкое технологическое оборудование.

Рабочие органы всех измельчающих машин совершают вращательное движение с окружными линейными скоростями от 4 до 100 м/с и более.

На рис. 1.1 приведена классификация измельчающих машин в зависимости от их назначения и принципов воздействия рабочих

Вальцовый	Жерновой	Дисковый	Молотковая	Бичевая	Плющиль-
					
Вид воздействия рабочих органов машины на измельчаемый продукт					
		Удар			

Рис. 1.1. Классификация измельчающих машин органов на разрушаемый материал [34,55,116].

Однако, прежде всего, из приведенных выше измельчающих машин плющильные станки используются для получения хлопьев и их смеси из различных видов круп, а дисковые измельчители (деташеры) и бичевые машины используются для измельчения промежуточных продуктов (дунстов) непосредственно после измельчения зерна в вальцовом станке.

Для получения муки, готовой для применения, используются три

измельчительные машины: молотковая дробилка, вальцовый станок и жерновой постав (мельница) [21,33,57,87].

Молотковые дробилки обладают рядом достоинств, которые обусловили возможность широкого применения их во всех отраслях народного хозяйства: простота устройства, высокая надежность в работе, компактность установки, динамичность рабочих режимов, высокие скорости рабочих органов и непосредственное соединение вала машины с электродвигателем [31].

Наряду с этим молотковым дробилкам свойственны существенные недостатки: высокая энергоемкость, неравномерность гранулометрического состава получаемого продукта с повышенным содержанием переизмельченных частиц, интенсивный износ рабочих органов [40].

В молотковых дробилках, например, в ДМ-5м (рис.1.2) даже очень небольшое смещение центра тяжести ротора от оси вращения вызывает неуравновешенную центробежную силу инерции значительной величины [116].

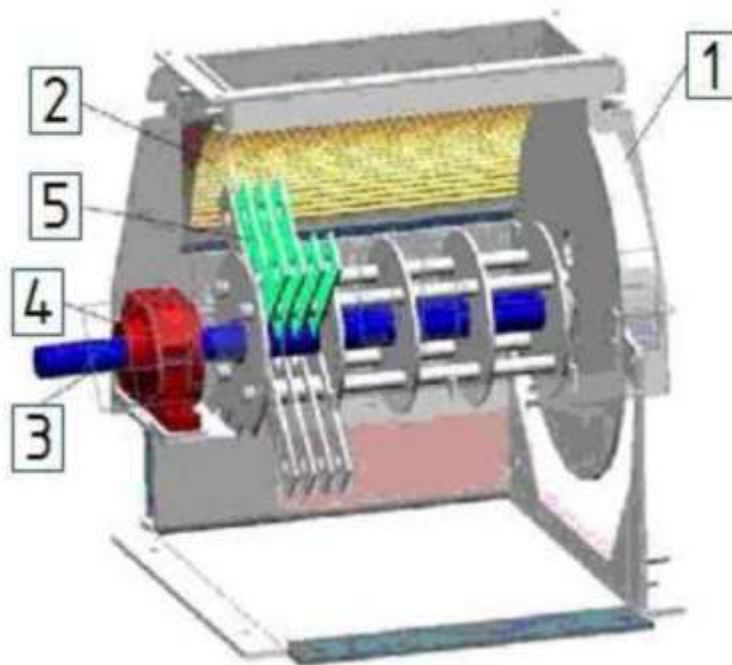


Рис.1.2. Молотковая дробилка ДМ-5м: 1 - корпус; 2 - дека; 3 - ротор; 4 - подшипниковая опора; 5 - молотки.

Следовательно, при конструировании и изготовлении деталей ротора молотковой дробилки необходимо точно соблюдать геометрическую форму деталей, жесткие допуски на посадочные

отверстия дисков, молотков и на диаметры деталей, охватываемых отверстиями. Все молотки должны быть расположены строго симметрично по окружности дисков.

Вальцовые станки [22,27,48] также имеют серьезные недостатки, к числу которых можно отнести:

1. Потери измельчаемого продукта, вызванные неравномерным распределением перерабатываемого зерна по длине питающего валка, что приводит к его просыпи.

2. Низкое качество размола из-за большого радиального биения вальца, которое может достигать 59 мкм при норме 15 - 20 мкм. Чем больше радиальное биение вальцов, тем ниже качество размола, меньше износостойкость вальцов.

3. Небольшая длина пути измельчения. Длина пути измельчения зависит от диаметра вальцов и составляет примерно 3 - 20 мм.

4. Сложность привода вальцового станка.

У вальцовых мельниц есть две особенности, которые определяют разработку привода. Первая связана с изменением диаметра вальцов после ремонта (диаметр вальцов, например, для станка А1-БЗН изменяется от 252 до 235 мм). Вторая особенность связана с трудностью зацепления межвальцовой передачи (например, в виде двух косозубых шестерен в станке А1-ЗБН (рис.1.3)). С уменьшением диаметра вальцов оптимальность зацепления нарушается, и тогда приходится для определенных диаметров вальцов применять соответствующие пары шестерен. Применение дополнительных пар шестерен на шпонках приводит к появлению повышенного шума, ускоренному износу и поломке отдельных зубьев.



Рис. 1.3. Вальцовый станок марки А1-ЗБН

Перечисленных выше конструктивных недостатков лишены жерновые поставы или мельницы (рис.1.4).



Рис. 1.4. Жерновая мельница GM - 70 компании «SHELDEM»

В жерновых мельницах зерна измельчаются в пространстве между двумя вращающимися в противоположные стороны или вращающимся и неподвижным каменными дисками - жерновами. Зерна под воздействием центробежной силы и силы трения перемещаются от центра жерновов к периферии, описывая при этом путь по некоторой спирали. Так как зазор (расстояние между жерновами) меньше размера зерен, они при движении подвергаются многократному сжатию и сдвигу [95,66,70,116]. В результате чего зерна разрушаются и получается мука, сохраняющая все ценные витамины, ароматические вещества и ферменты [21,58,91], в отличие от помола на вальцовых станках и молотковых дробилках.

1.2. Анализ конструкций жерновых мельниц

В настоящее время устройства для измельчения зерна с каменными жерновами (жерновые мельницы) выпускаются в малых количествах небольшими предприятиями и фирмами, например, в ГУП «Башводмеливодхоз» Республики Башкортостан; немецкими фирмами: «Hawos», «Schnitzer», «Komo», «Waldner biotech» и австрийской фирмой «Sheldem».

Ниже рассмотрены мельница жерновая (Агрегат размольный вертикальный с электрическим приводом и жерновами, диаметром 890 мм - модель АВР6 - 890) и жерновая мельница фирмы «Hawos Pegasus».

Мельница жерновая (Агрегат размольный вертикальный с электрическим приводом - модель АВР6 - 890). На рис.1.5 показан вертикальный разрез мельницы [95].

Мельница работает следующим образом. Зерно засыпается в приемный бункер 1, на выходе из него имеется дозатор, позволяющий настроить равномерную подачу зерна в жернова независимо от изменения числа оборотов привода.

Верхний жернов 3 неподвижен, а нижний жернов 2 устанавливается на одном конце вала шпинделя 4, другой конец которого соединяется с валом электродвигателя при помощи клиноремен- 11

ной передачи (на рис. не показан). Для установки параллельности жерновов служит устройство для настройки положения верхнего жернова 5, 6.

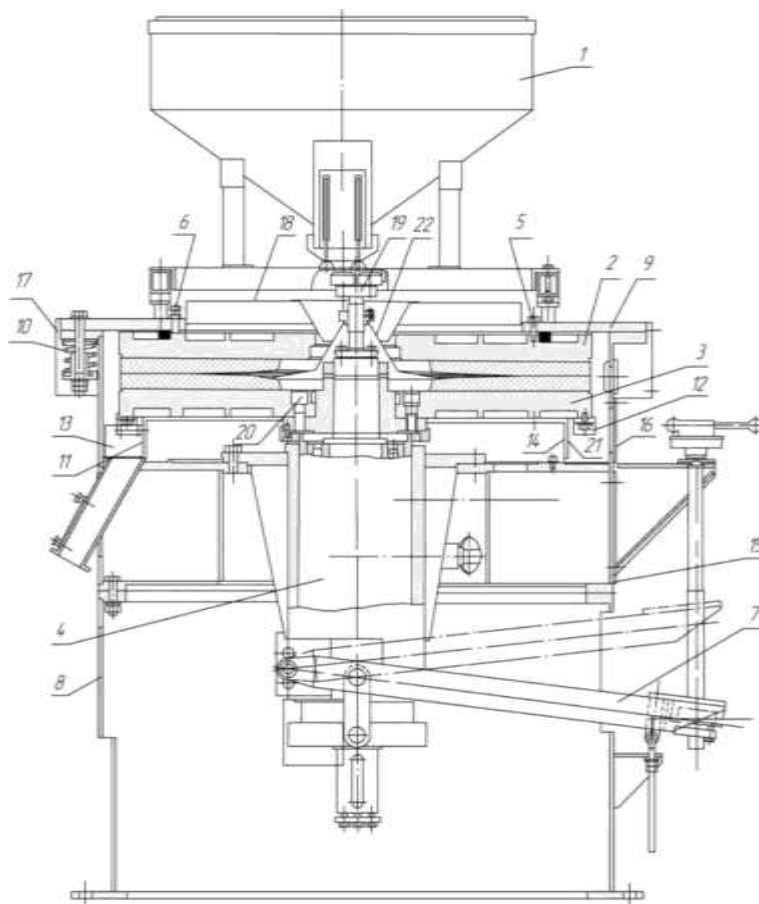
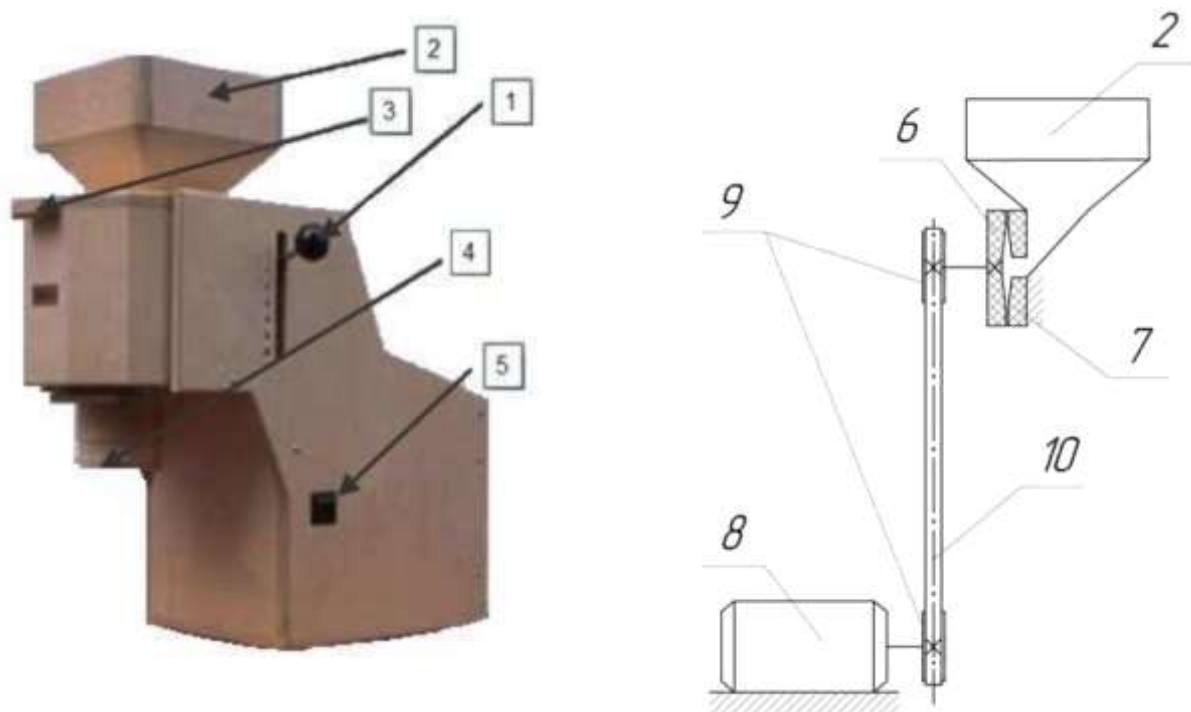


Рис. 1.5. Вертикальный разрез мельницы: 1 - приемный бункер; 2 - верхний жернов; 3 - нижний жернов; 4 - шпиндель; 5,6 - устройства для настройки положения верхнего жернова; 7 - механизм подъема и опускания верхнего жернова; 8 - корпус; 9, 10 - конусы; 11 - вращающийся кожух; 12 - балансировочные грузы; 13 - скребки; 14 - неподвижный кожух; 15 - крышка; 16,17 - пары кронштейнов; 18 - ролики; 19 - колебательное устройство; 20 - крепление нижнего жернова, 21, 22 - кожухи.

Для установки рабочего зазора между жерновами, а также для компенсации износа жерновов - нижний жернов 2, кроме вращательного движения, имеет поступательное движение вдоль оси шпинделя 4. Для этого в шпинделе имеется пиноль, которой сообщается поступательное движение вдоль оси шпинделя от рычажно-винтового механизма подъема и опускания нижнего жернова 7. Механизм подъема и опускания нижнего жернова является также

средством для установки зазора между жерновами. В этом механизме имеется лимб для контроля перемещения нижнего жернова, а также настраиваемый жесткий упор для ограничения перемещения нижнего жернова вверх. При работе мельницы вибрация от колебательного устройства 19 (отдельный привод) передается приемному бункеру 1, предотвращая «слеживание» зерна и обеспечивая его стабильное протекание к жерновам.

Технические характеристики жерновой мельницы приведены в



таблице 1.1.

Мельница фирмы «Нawos Pegasus» [95].

Таблица 1.1

Общие технические характеристики жерновой мельницы.

Производительность, кг/час	490
Диаметр жерновов, мм	890
Число оборотов верхнего жернова, об/мин	360... 400
Окружная линейная скорость, м/с	16,8
Потребляемая мощность, кВт	22

a - общий вид мельницы: 1 - рычаг настройки помола, 2 - загрузочный бункер; 3 - блокировка бункера для зерна; 4 - отверстие выхода муки; 5 - выключатель питания;

б - кинематическая схема: 6 - подвижный жернов; 7 - неподвижный жернов; 8 - электрический двигатель вращения; 9 - шкивы; 10 - ременная передача

Мельница работает следующим образом. С помощью рычага настройки помола *1* устанавливается степень тонкости помола посредством изменения зазора между жерновами. Засыпается зерно в загрузочный бункер *2*, затем необходимо включить мельницу при помощи выключателя питания *5*. После подачи напряжения на обмотки электрического двигателя вращения *8* и через шкивы *9* и ременную передачу *10* вращение передается на подвижный жернов *6*. Отверстие для выхода муки *4* имеет большой размер, чтобы поступающая готовая мука не образовывала затворов. Блокировка *3* служит для снятия загрузочного бункера *2*.

Технические данные мельницы для зерна «Навос Pegasus» приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Технические данные мельницы для зерна «Навос Pegasus»

Производительность, кг/час	10
Диаметр жерновов, мм	125
Окружная линейная скорость, м/с	6,7
Вес, кг	35
Потребляемая мощность, кВт	0,75

В рассмотренных жерновых мельницах в качестве передаточного механизма для передачи механической энергии (движения) от двигателя к исполнительному рабочему органу (жернову) и согласования режимов их работы применяют ременные (клино-ременные) передачи.

1.3. Конструкция жерновой мельницы с горизонтальной осью вращения

На основе вариантов технических решений, представленных на рис. 1.7, была разработана конструкция привода жерновой мельницы с горизонтальной осью вращения [95].

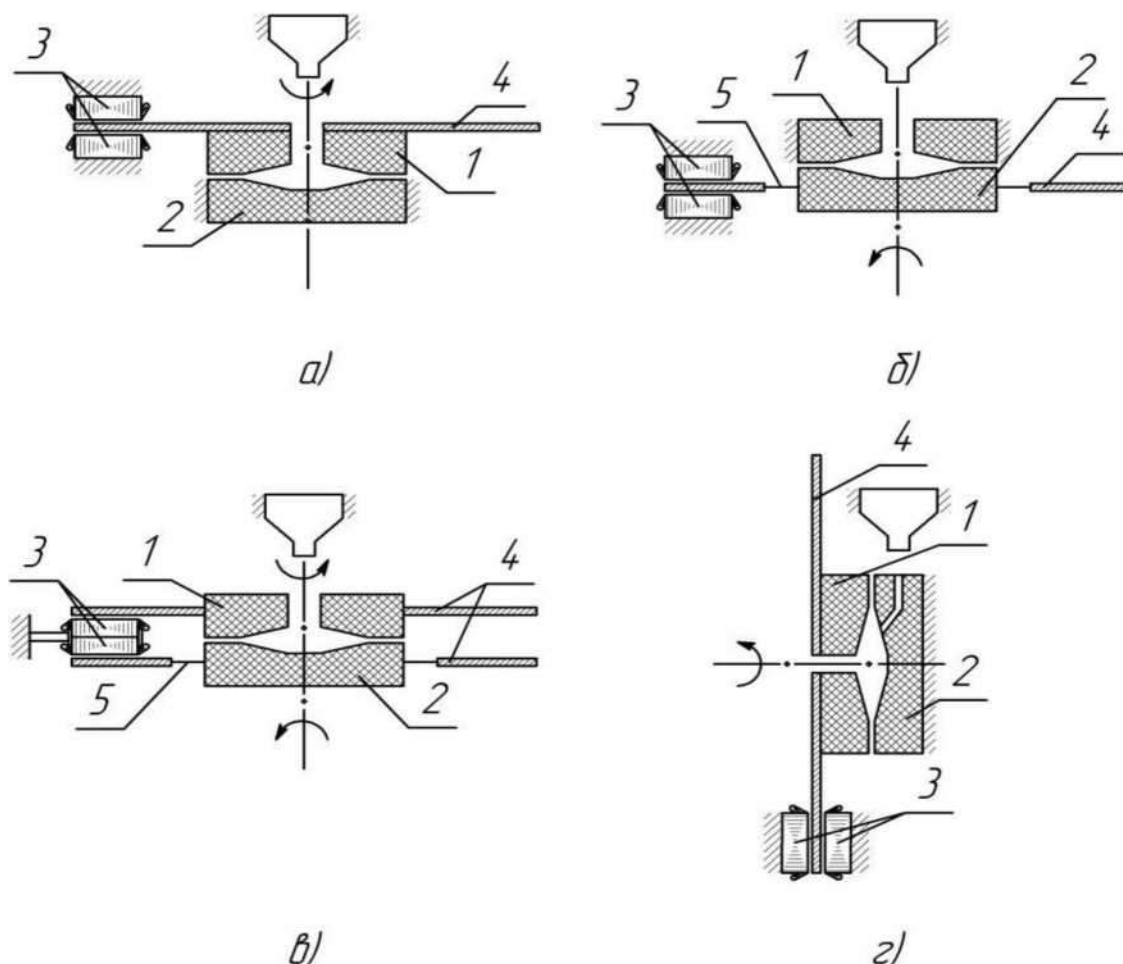


Рис.1.7. Варианты технических решений ЖМ с ЛЭП:

- а, б, в - мельницы с вертикальной осью вращения жерновов;
- г - мельница с горизонтальной осью вращения жерновов;
- 1 - верхний жернов, 2 - нижний жернов, 3 - индукторы плоского ЛАД, 4 - вторичный элемент ЛАД, 5 - отверстия для выхода муки

Мельница содержит корпус 1 с загрузочными и разгрузочными окнами (на рис. 1.8, 1.9 не показаны). Внутри корпуса 1 на оси 2 на подшипниковой опоре 3 установлен средний вращающийся жернов 4, на плоских поверхностях которого имеются канавки 5

различной конфигурации. Жернов 4 связан с приводом вращения. Привод вращения выполнен в виде плоского двухстороннего линейного асинхронного двигателя (ЛАД), имеющего индукторы 6 и 7. Индукторы 6 и 7 установлены двумя сторонами вторичного элемента 8 ЛАД. Вторичный элемент 8 ЛАД, выполнен в виде диска, из электропроводного материала, например, алюминия, и жестко закреплен на среднем жернове 4. Индукторы 6 и 7 установлены неподвижно на раме 9, которая закреплена жестко на винте 10, а сам винт 10 вставлен в отверстие на корпусе 1 и зафиксирован гайками 11 и 12. Для исключения проворачивания относительно корпуса 1 рама 9 имеет выступы, подвижно вставленные в корпус 1. Такое решение (как вариант) обеспечивает возможность перемещения индукторов 6 и 7 ЛАД относительно алюминиевого диска по его радиусу. При необходимости перемещения индукторов 6 и 7 гайки 11 и 12 откручиваются в ту или иную сторону в зависимости от направления необходимого перемещения индукторов. На резьбовых участках оси 2 расположены два боковых неподвижных жернова 13, 14, причем таким образом, что неподвижный жернов 13 установлен на участке с правой резьбой, а неподвижный жернов 14 на участке с левой резьбой. Боковые неподвижные жернова 13, 14, имеющие канавки 15 различной конфигурации на плоских поверхностях, зафиксированы гибкими элементами 16, 17, в которых заложен упругий элемент 18. Гибкие элементы 16, 17 охватывают неподвижные жернова 13, 14, барабаны 19, 20 и соединяют их с фиксирующими устройствами 21, 22, например, с червячными редукторами. Каналы 23, 24 для подачи материала в рабочую зону выполнены в боковых неподвижных жерновах 13, 14 в виде сообщающихся каналов 25, 26 и 27, 28, направленных в противоположные стороны и снабженных затворами 29 и 30.

На рис. 1.8 показан общий вид (вид сверху) конструкции применения ЛАД в жерновой мельнице с горизонтальной осью вращения для измельчения зерна.

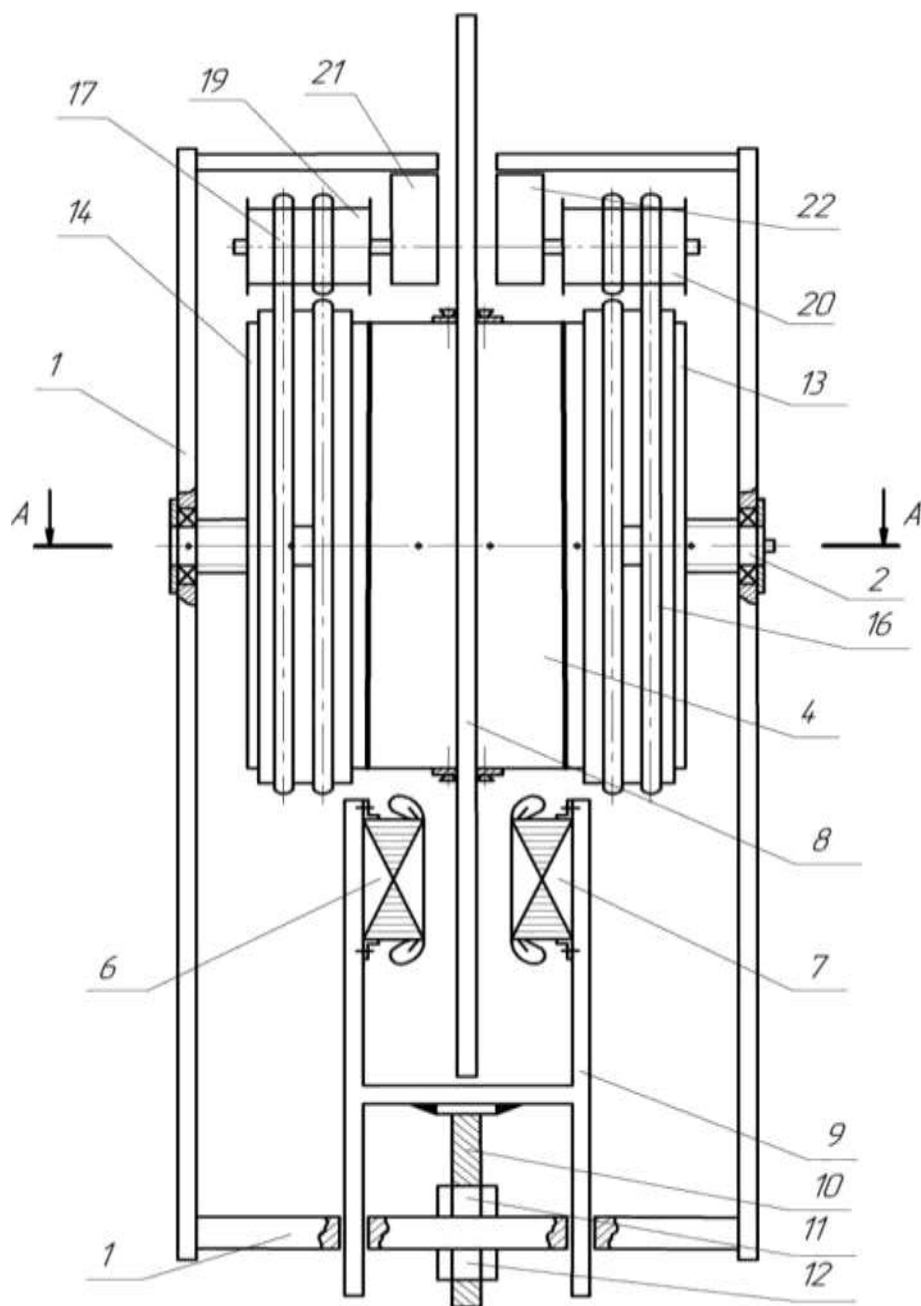


Рис.1.8. Общий вид конструкции применения ЛАД в жерновой мельнице с горизонтальной осью вращения для измельчения зерна:

1 - корпус; 2 - ось; 4 - средний жернов; 6,7 - индукторы плоского двухстороннего линейного асинхронного двигателя (ЛАД); 8 - вторичный элемент ЛАД (алюминиевый диск); 9 - рама; 10 - винт; 11,12 - гайки; 13,14 - неподвижные жернова; 16,17 - гибкие элементы; 19,20 - барабаны; 21,22 - фиксирующие элементы.

На рис. 1.9 показан разрез А - А конструкции по рис.1.8.

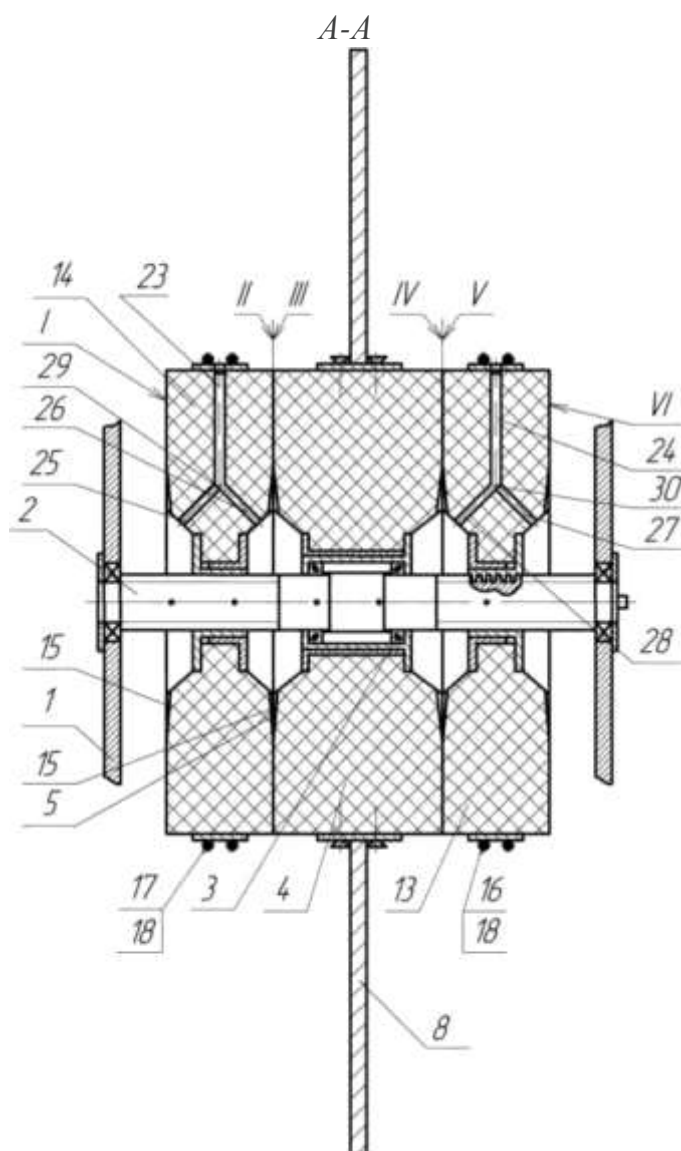


Рис.1.9. Разрез А - А конструкции применения ЛАД в жерновой мельнице с горизонтальной осью вращения для измельчения зерна: I, II, III, IV, V - поверхности жерновов с различной толщиной зазора; 2 - ось; 3 - подшипниковая опора; 4 - средний жернов; 5 - канавки среднего жернова; 8 - вторичный элемент ЛАД (алюминиевый диск); 13,14 - неподвижные жернова; 15 - канавки неподвижных жерновов,16,17 - гибкие элементы; 18 - упругий элемент; 23,24 - каналы для подачи зерна в рабочую зону; 25,26,27,28 - сообщающиеся каналы; 29,30 - затворы

Мельница для измельчения зерна работает следующим образом. При подаче блоком управления (на рис. 1.9 не показан) трехфазной системы напряжений на обмотки индукторов 6 и 7 ЛАД, индукторы создают бегущие магнитные поля. Направление этих полей должно быть одинаковым. Под действием бегущих маг-

нитных полей во вторичном элементе 8 появляются электродвижущие силы и, как следствие, токи. При взаимодействии токовальюминиевого диска 8 с бегущими магнитными полями создается электромагнитная сила, приложенная к диску и направленная в сторону бегущего поля. Под действием этой силы диск 8 начинает вращаться относительно индукторов 6 и 7, передавая вращение среднему жернову 4. Материал, подлежащий измельчению, подается через загрузочные окна и каналы 23, 24 и 26, 28 в рабочую зону, образованную соприкасающимися поверхностями II, III и/или IV, V среднего вращающегося жернова 4 и боковых неподвижных жерновов 13, 14. При вращении жернова 4 зерно, попав в рабочую зону, превращается в муку, которая сходит с периферии плоских поверхностей жерновов 4, 13, 14 и поступает к разгрузочным окнам.

В период помола зерна при превышении расчетного крутящего момента от вращающегося среднего жернова 4, т.е. при попадании в рабочую зону любого твердого постороннего предмета, автоматически отворачиваются боковые неподвижные жернова 13, 14 по резьбе, увеличивая тем самым зазор между мелющими поверхностями. Это достигается тем, что момент вращения среднего жернова 4, направленного навстречу направлению захода резьбы для правого и левого боковых жерновов 13, 14.

В результате чего создается между ними противоположно отталкивающие силы, которые обеспечивают автоматическое отворачивание боковых неподвижных жерновов 13, 14 посредством гибких элементов 16, 17. При изменении противоположно отталкивающих сил в сторону уменьшения критического значения происходит автоматическое закручивание боковых жерновов 13, 14 к жернову 4 за счет гибких элементов 16, 17, в которых находится упругий элемент 18, выполняющий роль демпфера. Это возможно благодаря тому, что гибкие элементы 16, 17 связаны с фиксирующими устройствами 21, 22, например, червячными редукторами, которые предназначены для фиксации первоначального натяжения гибких элементов 16, 17, т.е. рассчитаны на опре-

деленное усилие (в зависимости от мелющегося материала). Фиксирующие устройства позволяют отслеживать усилия по нагрузке за счет гибких элементов 15, 16 с упругим элементом 18 и резьбового исполнения оси 2. Кроме того, за счет установки неподвижных жерновов 13, 14 на резьбовых участках оси 2, можно быстро изменить расположение поверхностей с различной зернистостью и регулировать помол зерна, так как тонкость помола зависит от толщины зазора между поверхностями жерновов 4, 13, 14 (II и III, I и III, IV и V, VI и IV). При установке неподвижных жерновов 13, 14 для работы меняют положение затворов 29, 30, тем самым регулируя направление потока к той или другой плоской поверхности.

Для перестановки неподвижных жерновов 13, 14 или одного из них необходимо ослабить гибкие элементы 16, 17 при помощи фиксирующих устройств 21, 22, затем снять их. После этого вернуть по резьбе боковой неподвижный жернов 13 или 14 или оба и затем снять их. Сборка производится в обратной последовательности. Плоские поверхности жерновов 4, 13, 14 изготовлены с различной зернистостью, например, поверхности II, III крупнозернистые, IV, V мелкозернистые и I средней зернистости и т.д. Это позволяет молоть любое зерно (пшеницу, рожь, ячмень, овес, гречиху и т.п.) различного сорта.

Плавное регулирование частоты вращения в мельнице возможно посредством изменения расположения индукторов 6 и 7 ЛАД относительно оси среднего жернова 4. Приближая индукторы 6 и 7 к оси жернова 4, частота его вращения увеличивается, и наоборот, отдавая индукторы 6 и 7 от оси жернова 4, частота его вращения уменьшается. В связи с тем, что число пар полюсов индукторов равно 2 (при последовательном соединении - 4) вращающийся средний жернов будет совершать вращение с быстрыми одновременными поворотными движениями, что способствует удалению муки из рабочей зоны без затруднений (мука не зависает).

1.4. Конструкция жерновой мельницы с вертикальной осью вращения

На базе варианта технического решения (рис.1.7, в) была разработана конструкция привода жерновой мельницы с вертикальной осью вращения, защищенная патентом [95], имеет горизонтально расположенные и подвижные относительно друг друга на оси жернова и диски (вторичные элементы ЛАД), каждый из которых взаимодействует со своим индуктором жерновом, причем индукторы ЛАД установлены между дисками, а обмотки одного индуктора являются продолжением обмоток другого. Применение такого ЛАД приводит к упрощению конструкции устройства и увеличению производительности, как было упомянуто выше.

Кинематическая схема жерновой мельницы с вертикальной осью вращения жерновов на базе ЛАД, показана на рис.1.10.

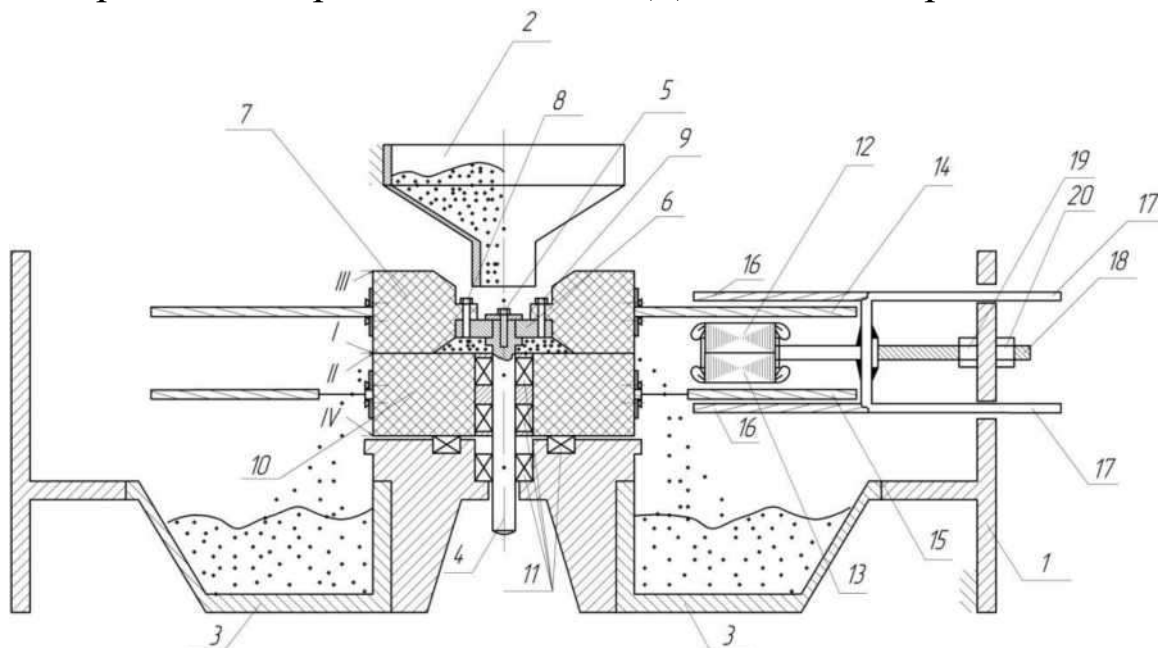


Рис.1.10. Конструкция жерновой мельницы с вертикальной осью вращения, вращающимися верхним и нижним жерновами:

1 - корпус, 2 - загрузочный бункер, 3 - приемные емкости, 4 - ось, 5 - осевой болт, 6 - крестовина, 7 - верхний жернов, 8,9 - болты, 10 - нижний жернов, 11 - подшипниковая опора, 12,13 - индукторы ЛАД, 14,15 - вторичные элементы ЛАД, выполненные в виде дисков, 16 - ферромагнитные элементы, 17 - рама, 18 - винт, 19,20 - гайки, I, II, III, IV - мелющие поверхности жерновов.

Мельница работает следующим образом. При подаче блоком управления трехфазной системы напряжений на обмотку индукторов *12* и *13* ЛАД индукторы создают бегущие магнитные поля. Так как обмотки одного индуктора являются продолжением другого, бегущие магнитные поля будут противоположно направленными. Под действием бегущих магнитных полей, которые замыкаются в ферромагнитных элементах *16*, в дисках *14* и *15* появляются электродвижущие силы и, как следствие, токи. При взаимодействии токов дисков *14* и *15* с бегущими магнитными полями создаются электромагнитные силы, приложенные к дискам и направленные в сторону бегущих полей. Под действием этих сил диски *14* и *15* начинают вращаться относительно индукторов *12* и *13* в противоположные стороны, передавая вращение жерновам *7* и *10*. Материал, подлежащий измельчению, поступает через загрузочный бункер *2* и отверстия в крестовине *б* в рабочую зону, образованную мелющими поверхностями *I*, *II* и/или *III*, *IV* жерновов. При вращении жерновов в противоположные стороны зерно, попав в их рабочую зону, превращается в муку, которая сходит с периферии мелющих поверхностей жерновов и поступает через отверстия диска *15* к приемным емкостям *3*. Одновременно с этим при попадании в рабочую зону жерновов постороннего предмета верхний жернов *7* на оси *4* приподнимается, увеличивая тем самым зазор между мелющими поверхностями, и без повреждения жерновов посторонний предмет центробежными силами выбрасывается наружу.

1.5. Анализ современного состояния теории, техники и технологии получения масла

1.5.1. Основы теории и обзор техники и технологий производства растительных масел

На сегодняшний день масложировой комплекс представляет собой интегрированную систему технологически и экономически

взаимосвязанных отраслей и под отраслей растениеводства, перерабатывающей промышленности, торговли и общественного питания, машиностроения для указанных отраслей, а также других отраслей и предприятий АПК, производства и рыночной инфраструктуры, объединенных общей задачей - производством реализацией растительного масла в целях насыщения рынка и удовлетворения нужд государства в этом важном продукте [37, 38].

Исторически сложившаяся на рынке масличного сырья монополия подсолнечника на фоне экстенсивного роста его площадей и увеличивающейся год от года урожайности семян не способствовала формированию конкурентного спроса на масличные капустные культуры, делая их производство низкорентабельным и не стимулируя интереса со стороны сельхоз товаропроизводителей.

Производство растительных масел вне зависимости от способа начинается с подготовительного этапа, который включает следующие стадии:

- очистку масличного сырья от примесей;
- кондиционирование семян по влажности;
- обрушивание семян с получением рушанки;
- разделение рушанки сепарированием;
- измельчение ядра.

Производство прессовых масел.

Основные стадии производства прессовых масел:

- влаготепловая обработка (жарение) с получением мезги;
- форпрессование с получением прессового масла;
- отстаивание и фильтрование масла.

Структурная схема производства прессового масла приведена на рис. 1.11.

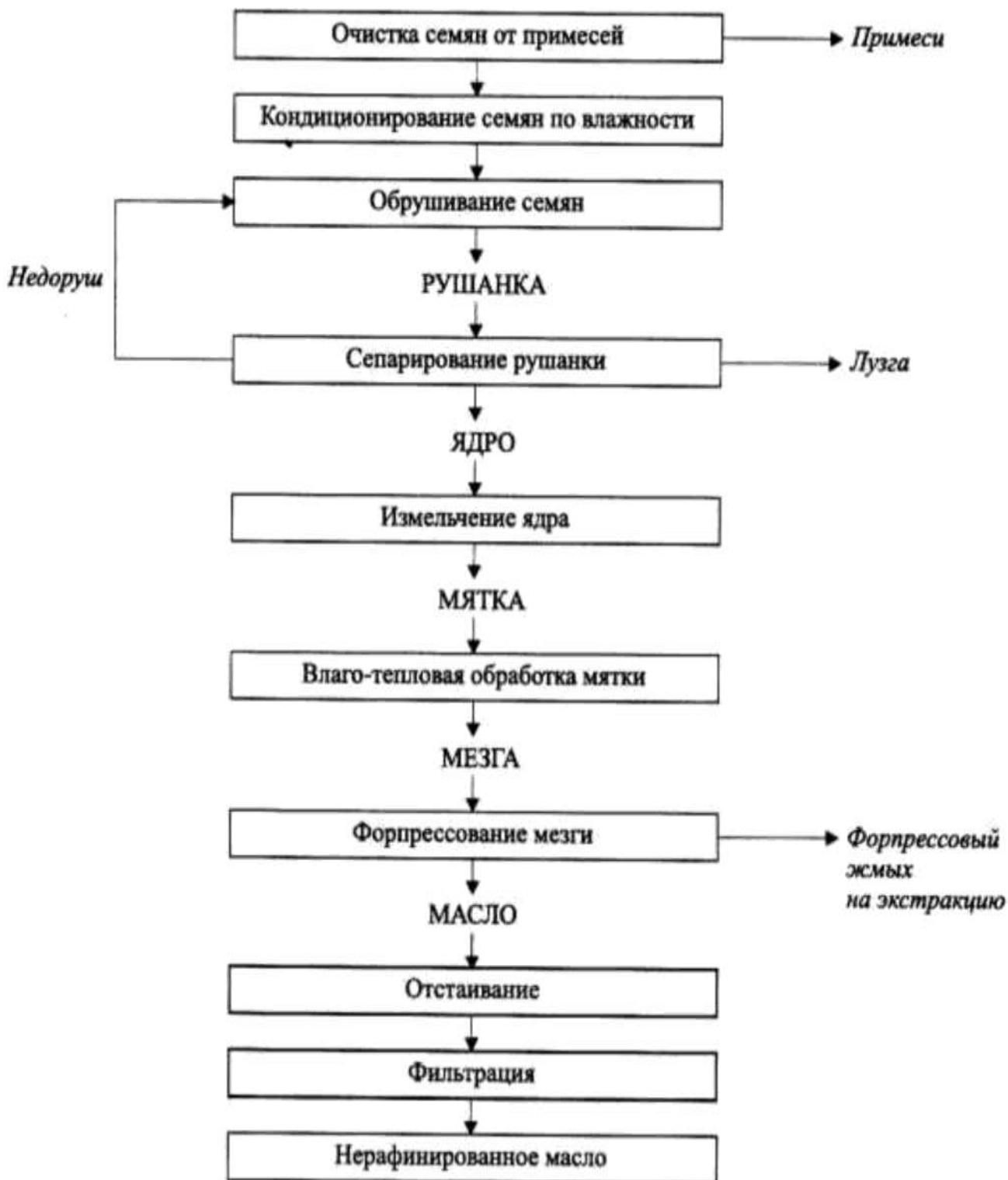


Рис.1.11. Структурная схема производства прессового масла

Современная технология получения растительных масел включает разнохарактерные воздействия на перерабатываемое масличное сырье [56, 25,143,76,78]. Значительное место в технологии занимают механические процессы. Такие процессы, как очистка семян от примесей, разрушение и отделение плодовых и

семенных оболочек от зародыша и эндосперма - ядра, измельчение ядра и промежуточных продуктов его переработки, являются преимущественно механическими, подготавливающими материал к интенсивным физико-химическим превращениям.

Очень важное место в технологии занимают диффузионные и диффузионно-тепловые процессы - кондиционирование семян по влажности, влаготепловая обработка мятки (жарение мезги), экстракция органическими растворителями, отгонка растворителя из мисцеллы и шрота, а также гидромеханические процессы - прессование мезги на шнековых прессах, отстаивание и фильтрация масла [24, 49, 85, 92]. Наконец, в последние годы получили применение ферментативные процессы. При обработке мятки препаратами ферментов достигается более глубокое извлечение масла из семян при мягких условиях обезжиривания.

Современный технологический процесс переработки масличных семян состоит из следующих операций: подготовки к хранению и хранения семян, подготовки семян к извлечению масла, собственно извлечения масла методом прямой экстракции или методом прессования и экстракции, первичной и комплексной очистки масла и обработки шрота [38, 56]. Последовательность важнейших операций переработки растительного масличного сырья (рис.1.12).

Технология получения растительных масел непрерывно развивается и совершенствуется. Особое внимание уделяется изучению и использованию химических и биохимических процессов, происходящих в масличном сырье под влиянием технологических параметров. В последние годы все большее внимание уделяется совершенствованию способов обезжиривания масличного сырья при одновременном смягчении технологических воздействий на перерабатываемые семена, а также разработке новых типов технологического оборудования преимущественно большой мощности и с меньшими энергетическими затратами.



Рис. 1.12. Классификация маслопрессов

Значительный вклад в развитие теории процесса получения и переработки растительных масел внесли такие зарубежные и отечественные ученые, как: Н. С. Арутюнян, В. В. Белобородов, А. Н. Лисицын, А. М. Голдовский, В. В. Деревенко, А. И. Скипин, А. П. Нечаев, В. А. Масликов, Г. В. Зарембо-Рацевич, В. П. Кичигин, Е. П. Кошевой, Ю. П. Кудрин, Е. П. Корнена, З. А. Меретуков, В. С. Морозов, Г. Е. Мельник, В. Х. Паронян, В. Г. Щербаков, О. Б. Рудаков, К. К. Полянских, V. S. Vadke, R. T. Anderson, С. А. Shook, Н. G. Schwartzberg, М. Т. Shirato, F. W. Sosulski, G. С. Mrema и другие [24, 25, 92, 56].

Эффективно работающий маслопресс должен обеспечивать требуемую производительность и глубокий отжим масла при оп-

тимальных технике - экономических показателях [37,38, 56, 90, 92].

Маслопресс ПШУ - 4 (рис.1.13) предназначен для получения растительных масел из семян масленичных культур путём выдавливания с помощью шнеков.



Рис. 1.13. Маслопресс ПШУ - 4

Рабочим органом для измельчения и прессования является шнек, который изготовлен и совмещён с выходным валом. Для передачи крутящего момента от двигателя к валу маслопресса установлен редуктор с передаточным отношением 1:25. Двигатель привода пресса для масла однофазный (220 в), конденсаторный. Описание работы. После загрузки семян в бункер они через заслонку попадают на вращающийся загрузочный шнек. Загрузочный шнек выполняет функцию измельчения и транспортирует семена в камеру непосредственного прессования. Прессовочная камера включает в себя цилиндр с отверстиями, вал-шнек, конус

прессующий и гайку регулировочную. Давление в камере прессования сырья создаётся с помощью крутящегося вал-шнека. Масло в результате прессования вытекает через отверстия в цилиндре прессовочной камеры. Жмых после прессования выходит через отверстие в регулировочной гайке, расположенной спереди маслопресса.

Маслопресс 30 кг/ч (рис.1.14) предназначен для получения растительного масла из различных масличных культур (подсолнечника, рапса, льна, горчицы, хлопка, арахиса, сои) методом холодного отжима сырья.



Рис. 1.14. Маслопресс 30 кг

Для того чтобы получить высококачественное масло, семена должны быть тщательно очищены от пыли, мусора и при необходимости подсушены и подогреты до 50-70°. При нагреве выше 75° наблюдается ухудшение качества масла. Выход масла для подсолнечника составляет 37-42 % при семечке влажностью 8 - 9 % и средней масличности.



Рис.1.15. Маслопресс 200 кг

Данная модель шнекового маслопресса 200 кг/ч (рис.1.15) существенно отличается от других. Это достигается за счёт использования принципа обратного конуса. Использование секционной конструкции шнека удешевляет расходы на эксплуатацию, так как в процессе работы пресса изнашиваются последние 3-4 витка шнека. Использование секционности позволяет экономить на стоимости ремонта: меняется не весь шнек, а только сработанные витки.



Рис.1.16. Маслопресс двухшнековый ЭКМ-2000-1

Двухступенчатый отжим позволяет повысить выход масла, кроме того, это позволяет перерабатывать горчицу и рапс за один проход.

Преимущества маслопрессов: низкое энергопотребление при высокой производительности за счёт многолетних модернизаций и улучшений технологий; надежность, лёгкость и удобство эксплуатации; очень высокая износостойкость основных узлов; приемлемые размеры, плавный запуск; большая линейка реализуемых прессов для масла по производительности; доступные цены.

Маслопресс двухшнековый ЭКМ-2000-1 (рис.1.16) позволяет перерабатывать семена подсолнечника и сходных с ним масличных культур для получения масла путем однократного прессования. Данная модель не требует предварительной обработки семян.

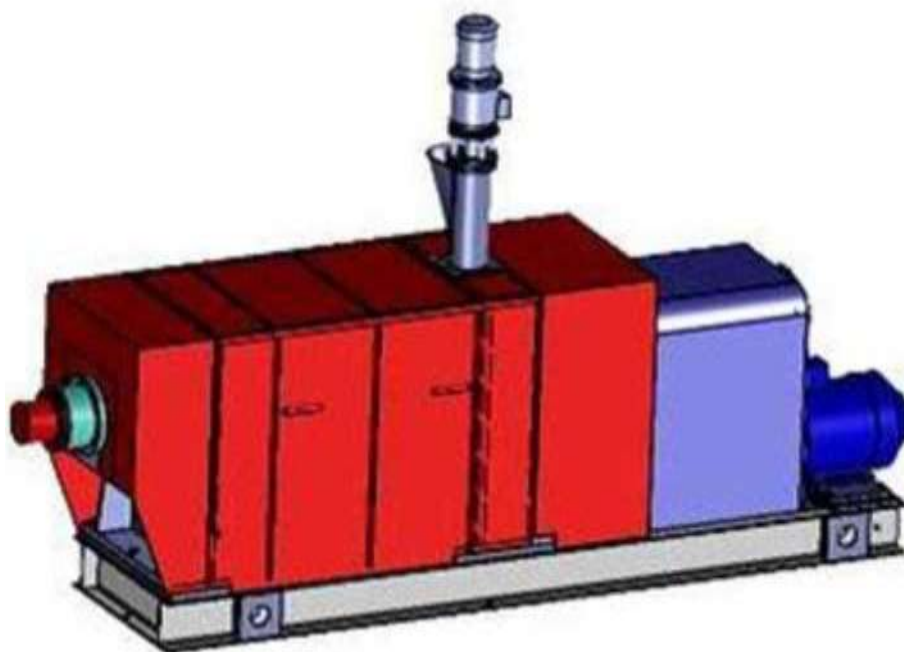


Рис.1.17. Маслопресс шнековый - форпресс

Маслопресс шнековый - форпресс (рис.1.17) предназначен для холодного или горячего прессования маслосодержащих культур и их жмыхов по схемам одно - двух - или трехкратного прессования. Температура поступающего сырья на маслопресс должна быть не менее 50 °С, влажность семян не должна превышать 6-7 %. Технические характеристики маслопресса шнекового - форпресса представлены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Технические характеристики маслопресса шнекового - форпресса

Наименование	Производительность т/сут	Габариты	Масса, кг	Мощность привода, кВт
Маслопресс мп-500	15 т	1200*3400*1600	2400	11 кВт
Маслопресс мп-700	18 т	1200*3400*1600	2500	15 кВт
Маслопресс мп-1000	25 т	1400*4200*1600	3800	22 кВт
Маслопресс мп-1500	40 т	1400*4500*1600	4200	22-30 кВт
Маслопресс мп-2000	50 т	1400*4700*1800	5000	30-37 кВт
Маслопресс мп-3000	75 т	1600*5300*1800	6700	45 кВт
Маслопресс мп-4000	100 т	1800*5900*2000	8000	55 кВт

В шнековый пресс материал, подлежащий прессованию (мятка после влаготепловой обработки, жмых) непрерывно поступает через питательное устройство в приемную часть зернового барабана, в нем материал захватывается первым витком шнекового вала и передвигается вдоль зерного барабана.

В ходе этого передвижения происходит непрерывное уплотнение и прессование материала, при этом отжимаемое масло вытекает через зерный барабан, а отжатый материал в виде жмыха выходит через выходную кольцевую щель в конце барабана.

Под воздействием возникающего давления масло отжимается из сырья, проходит через щели зерного цилиндра и собирается в соответствующий поддон. Жмых шнековым валом выталкивается из зерной камеры, где при выходе регулировочное устройство регулирует толщину выходящего жмыха. Пресс шнековый маслоотделяющий предназначен для эксплуатации в закрытых помещениях.

Маслопресс шнековый представляет собой специальное оборудование, которое предназначено, главным образом, для пе-

переработки различных масличных культур и их семян. Принцип работы такого маслопресса основывается преимущественно на методе прямого «холодного» прессования, благодаря чему мы получаем пищевое растительное масло и жмых, который так ценится в кормах для сельскохозяйственных животных. Маслопресс шнековый состоит из специальной жаровни, на которой подогревается сырье, привода, пульта управления, одношнековой червячной машины и удобной емкости для предварительного сбора полученного растительного масла.

Маслопрессы и экспеллеры завода «ТАН» (рис.1.18) работают непрерывно в режиме постоянной механической нагрузки. Учитывая этот факт, очень важно обеспечить высокую износостойкость шнеков, зерных камер, планок и других деталей, соприкасающихся с сырьём. Завод "ТАН" проводит тщательную термообработку всех этих деталей, что позволяет увеличить срок их эксплуатации и снизить затраты на покупку запасных частей к прессам.

В стандартную комплектацию к каждому прессу входит частотный преобразователь, который позволяет регулировать обороты двигателя в зависимости от индивидуальных технологических требований на каждом производстве (рис.1.18, табл. 1.4).



Рис.1.18. Маслопресс

Таблица 1.4

Технические характеристики маслопрессов

Марка	ПШ-70	ПШ-300	2ПШ-25
Производительность, т/сут	70	300	20-25
Остаточная масличность, %	18-22	18-22	8-10
Частота вращения вала	18-37	70	8
Мощность привода, кВт	30-45	132	37
Масса, кг, не более	4800	9000	6900

Различают шнековые маслопрессы для предварительного съёма масла (форпрессы) и для окончательного съёма масла (экспеллеры).

Маслопресс шнековый марки ПШ-70 предназначен для предварительного отжима масел из семян масличных культур. Применяется в технологическом процессе получения масел по схеме двукратного прессования. При небольшом переоборудовании пресса возможно использование его в режиме форпрессования или однократного прессования.

Маслопресс шнековый марки ПШ-300 производства ООО «ТАН» (рис.1.19) предназначен для предварительного отжима масел из семян масличных культур.

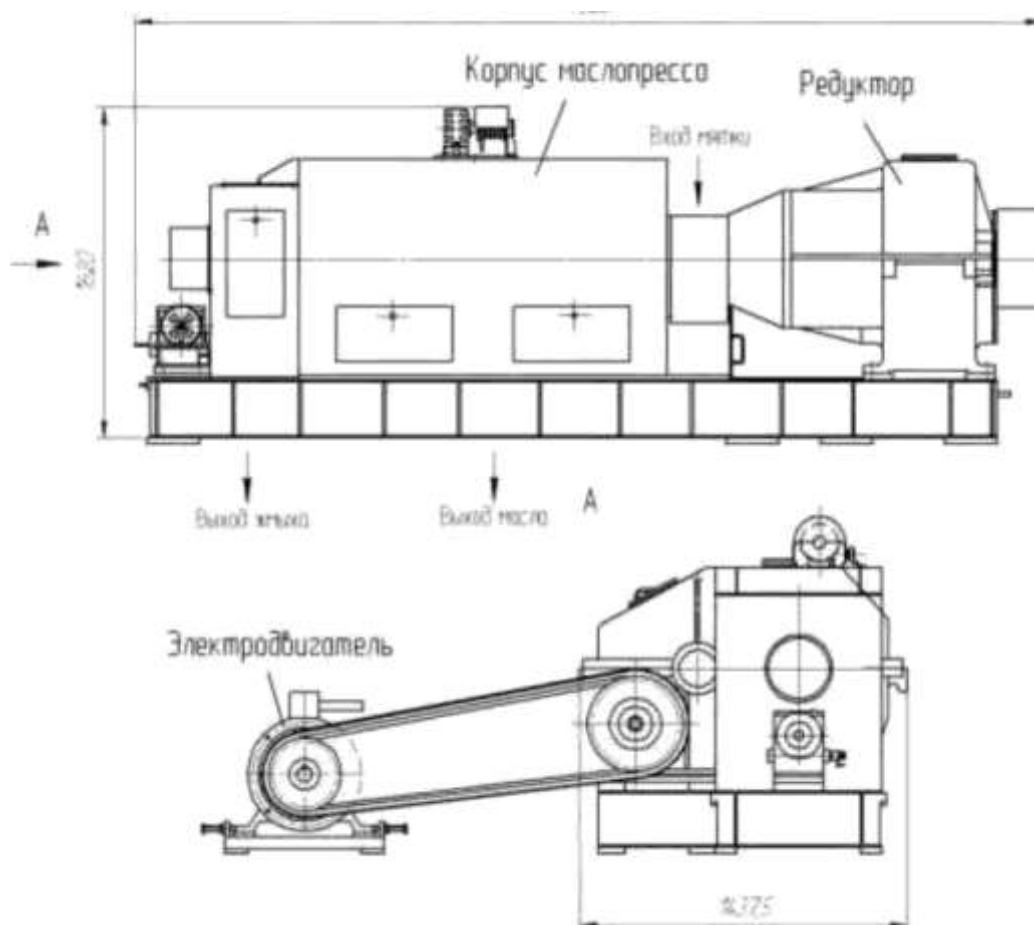


Рис.1.19. Пресс ПШ-300

Пресс эксплуатируется в двух вариантах получения масел:

- однократный отжим с последующей экстракцией растворителем (остаточная масличность 18-20 %);
- комбинацией форпрессования и окончательного прессования (остаточная масличность 14-16 %).

Пресс ПШ-300 отлично себя зарекомендовал на средних и крупных масложировых предприятиях (производительность от 250 тонн в сутки по семенам). Надёжность в эксплуатации, простота в обслуживании, точность сборки и разумные цены позволили завоевать заслуженный спрос и доверие наших партнёров.

Универсальный пресс немецкой компании «FLORAPOWER» - это надёжная и неприхотливая машина (рис.1.20).





Рис.1.20. Универсальный пресс немецкой компании «FLORAPOWER»

В прессах используются расширяющиеся шнеки, которые вращаются на валу внутри зерной камеры. В зависимости от цели применения масла данные прессы могут быть использованы при холодном и горячем отжиме. Семена для обработки должны быть очищены и содержать определенное количество влаги. Так, после предварительного подогрева и дозирования семена попадают в пресс. Семена сжимаются расширяющимися сегментами шнеков.

Масло стекает через три зерные камеры с различными расстояниями между зерными пластинами в воронку из пищевой нержавеющей стали. Жмых продавливается через свободно регулируемый зазор. Благодаря изменяющемуся зазору возможно перерабатывать семена различных растений. Жмых при этом выходит из пресса в форме хлопьев.

Прессы приводятся в движение электрическим мотором-редуктором. Они могут приводиться в движение при полной загрузке обычным электрическим пультом.

Лучшая, но более затратная возможность - программное управление с преобразователем частоты. Таким образом, можно

следить и регулировать весь процесс получения масла от подачи до фильтрации. Дозировка ставится так, что мотор пресса работает всегда на 100 % номинального тока. Это дает прессам возможность автоматически реагировать на различия семян.

Таблица 1.5

Техническая характеристика универсального пресса немецкой компании «FLORAPOWER»

модель	P4.2.1	P11.2.1	P15.2.1	P37.2.1
Производительность	До 100 кг/ч	До 200 кг/ч	До 500 кг/ч	До 1000кг/ч
Остаточная масличность жмыха	6,5 - 10 %	6,5 - 10 %	7-11%	11-16%
°С при выходе масла	35-50 °С	35-50 °С	35-50 °С	35-50 °С
°С при выходе жмыха	49-95 °С	49-95 °С	49-95 °С	49-95 °С
Г абариты (LxWxH)	1747x522x 618 мм	2220x690x7 28 мм	3029x860x883 мм	3500x1200x10 00мм
Масса	350 кг	900 кг	1700 кг	2000 кг
Мощ. Мотора	4 кВт	11 кВт	18 кВт	37 кВт
привод	Мотор- редуктор	Мотор- редуктор	Мотор- редуктор	Мотор- редуктор

Маслопресс китайской компании «Xinyuanda» с автоконтролером температуры НХ - 160 (рис.1.21, табл.1.6) оборудован системами автоматического нагрева и очистки масла, благодаря чему могут выполнять процессы как холодного, так и горячего прессования. При этом пресс занимает мало места, легок в обслуживании, что позволяет эффективно его использовать в фермерском хозяйстве и на небольших маслобойнях. Это новое поколение прессов, в состав которых входит электродвигатель, вакуумный фильтр, нагреватель и система электроуправления.



Рис.1.21. Маслопресс китайской компании «Xinyuanda» с автоконтроллером температуры НХ - 160

Вакуумный фильтр служит для очистки масла, получаемого на выходе из камеры отжима. С помощью системы управления и показателей, выводимых на дисплей, пользователь может контролировать подачу семян, поток масла, устранение мусора, температуру нагрева камеры.

Таблица 1.6

Техническая характеристика маслопресса китайской компании «Xinyuanda» с автоконтроллером температуры НХ - 160

Пресс для отжима масла с автоконтроллером температуры	
Модель	НХ-160
Производительность, кг/час	500-1000
Мощность привода, кВт	22
Подогрев, кВт	2,2
Габаритный размер, мм	2500x1650x1600
Скорость вращения основного вала, об/мин	32
Масса, кг	2000

Комплектное прессовочное оборудование чешской фирмы «FARMER» (рис. 1.22 и рис. 1.23).



Рис. 1.22. Маслопресс «Farmet UNO» Рис. 1.23 Маслопресс «Farmet DUO»

Прессующее оборудование «Farmet» (рис.1.22 и рис.1.23) включает пресс масличных культур Farmet UNO или DUO, над которым расположена загрузочная воронка (бункер) для масличных семян. Под прессом расположены пластмассовые емкости для седиментации отжатого масла. Одна из емкостей оборудована насосом, который перекачивает масло из седиментационной емкости в пластинчатый фильтр, в котором отфильтровываются остатки примесей.

Процесс фильтрации заключается в том, что фильтруемое масло продавливается через фильтрующие пластины, которые необходимо регенерировать вручную. Из фильтра масло транспортируется в емкость для чистого профильтрованного масла, из которой его можно расфасовывать.

Маслопрессы турецкой компании «HUM» (рис.1.24) Отличительные особенности маслопрессов «HUM»:

- планетарный редуктор с бесшумной работой, гарантирует вечную жизнь и высокую производительность, охлаждается за счет рециркуляции масла в масляном радиаторе;
- витки вала-шнека изготовлены из специального сплава, укреплены посредством термической обработки.

Они изготавливаются из материалов с максимальным сроком службы и подвергаются специальной обработке. Имеют высокие показатели прочности, таким образом обеспечивается долговечность.



Рис. 1.24. Маслопрессы турецкой компании «HUM»

Таблица 1.7

Техническая характеристика маслопрессов турецкой компании «НИМ»

Тип	NYP-15	NYP-30	NYP-60	NYP-15 F	NYP- 30F
Производительность (тонн/сут)	130-150	275-300	500-600	35-50	70-90
Остаточная масличность жмыха (%)	17-20	17-20	17-20	5-8	5-8

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ОТЖИМА МАСЛА

2.1. Универсальная машина ММП-50 для измельчения сыпучих пищевых продуктов (на примере мельницы)

В 1995 году сотрудниками лаборатории ТММ Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР были начаты работы по созданию универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла. В 1996 году по договору с Техноцентром «ТООМАШ» этой фирмой была разработана и создана конструкция экспериментального образца универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла.

При эксплуатации созданной универсальной машины были выявлены технические и технологические недостатки. А также в связи с отсутствием заказчика на эти машины в Республике работы по их созданию были временно приостановлены.

Вместе с тем в лаборатории ТММ Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР уже в течение ряда лет ведутся научно-исследовательские работы по совершенствованию универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла.

Для этой цели нами проведены работы по исследованию и совершенствованию универсальной машины для измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла, общий вид которой показан на рис.2.1, б. Универсальная машина (мельница и маслопресс) рис.2.1, а), б), защищенная патентом [102], состоит из сварной рамы 1, на которой установлен горизонтальный вал на подшипниковых опорах 5, а также пульт управления. Вал приводится в движение электродвигателем 2 через ременную передачу 3. Зерный цилиндр 7 и жернова 8 - заменяющиеся узлы.

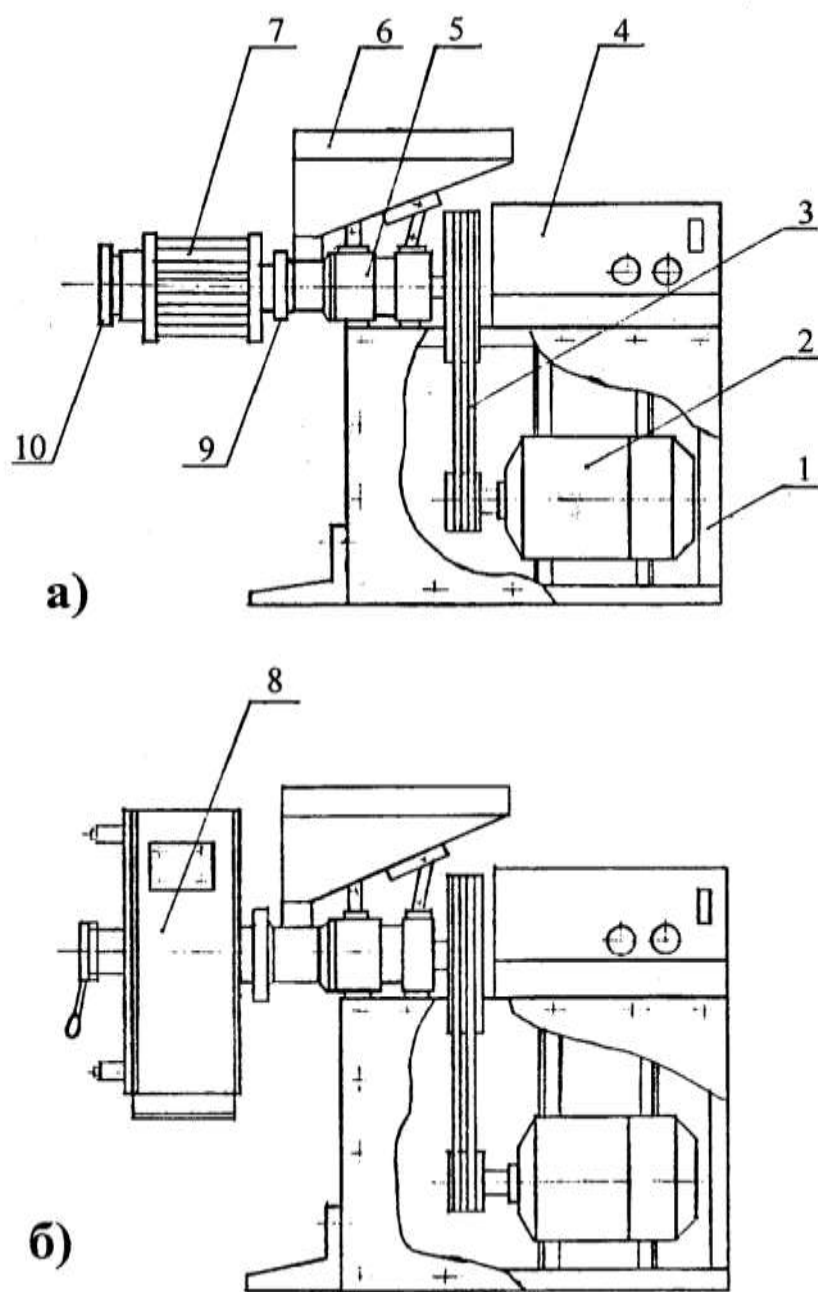


Рис. 2.1. Маслопресс (а) и мельница (б) в сборе

Конструкция исполнительного органа универсальной машины ММП-50 с горизонтальной осью вращения (на примере мельницы) показана на рис.2.2.

Преимуществом данной машины является универсальность, простота конструкции, технологичность изготовления деталей, возможность смены исполнительного органа. Внутри корпуса машины размещены два вертикальных жернова. Из них один вращающийся 4, другой не вращающийся 5.

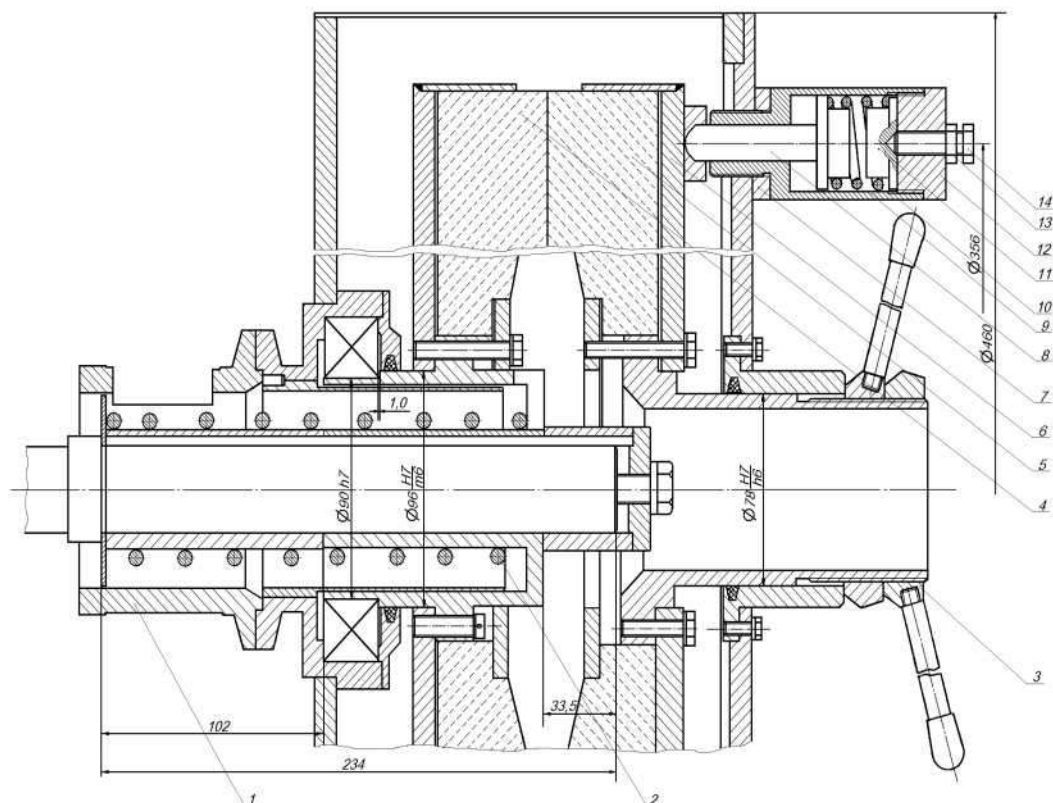


Рис. 2.2. Конструкция исполнительного органа универсальной машины ММП-50

В корпусе 1 установлен вал в двух подшипниковых опорах, на котором установлен диск с вращающимся жерновом 4. В кожухе размещен шнек 2 для транспортировки измельчаемого материала. Диаметр жерновов 400 мм. Для регулирования рабочего зазора имеются прижимные механизмы (рис.2.2), которые, перемещая не вращающийся жернов 5, изменяют рабочий зазор между вертикальными жерновами.

Для грубого изменения зазора поворачивают рукоятку 3 (рис.2.2), которая перемещает диск 6 вместе с неподвижным жерновом относительно корпуса. Для тонкой настройки зазора вращают болт 14, последний, воздействуя на пятак 11, с помощью пружины 10 перемещает толкатель 8 с диском 6 относительно корпуса машины. При попадании между жерновами прочного тела размером больше, чем зазор между жерновами, толкатель переместится слева направо, сжимая предохранительную пружину 10.

Прижимной механизм (рис.2.3), на который получен патент

[103], состоит из стакана 1, контргайки 2, болта 3, гайки 4, пружины 5, толкателя 6, пятока 7 и колпачка 8.

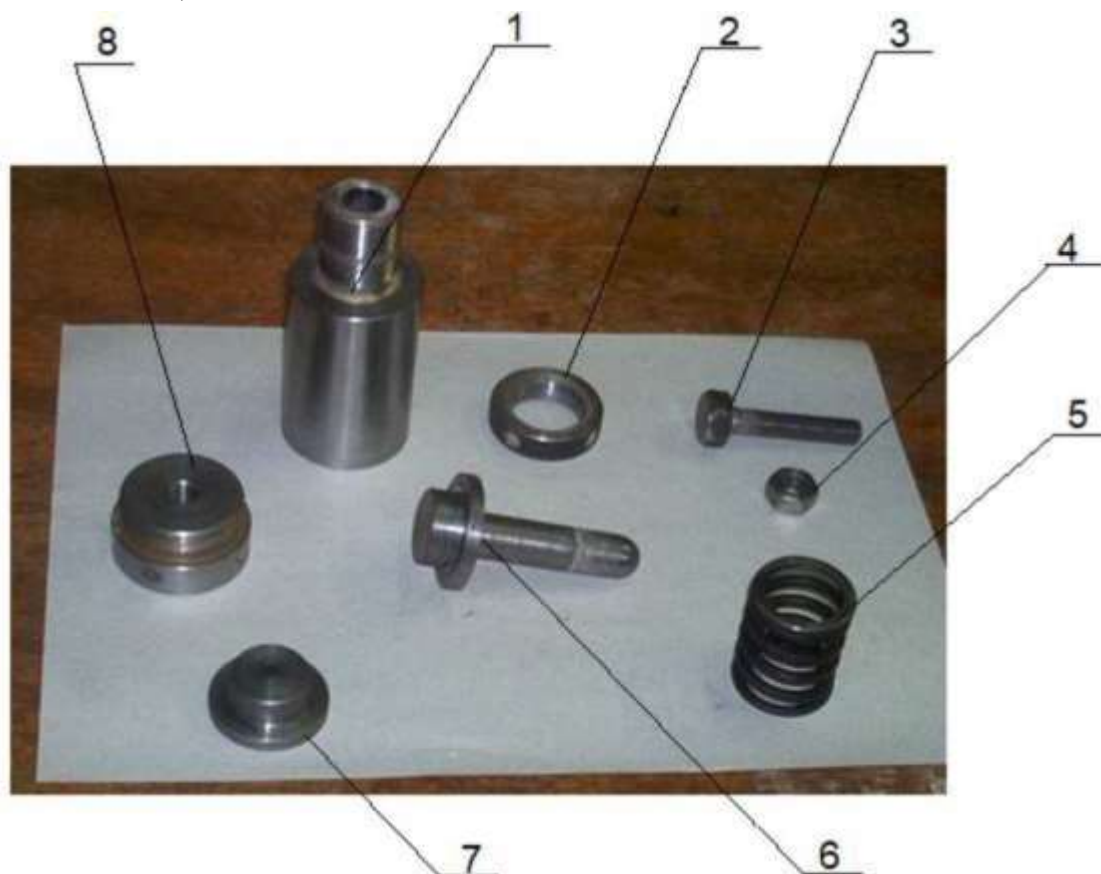


Рис. 2.3. Прижимной механизм [103]

1 - стакан, 2 - контргайка, 3 - болт, 4 - гайка, 5 - пружина,
6 - толкатель, 7 - пятак, 8 - колпачок

От электродвигателя, помещенного внутри корпуса, вращение посредством клиноременной передачи передается на вал, на котором установлен вращающийся жернов. Номинальная мощность электродвигателя типа 4А1123УА 5,5 кВт с частотой вращения 1430 об/мин.

В зависимости от вида перерабатываемого продукта рабочий зазор между жерновами можно регулировать в широких диапазонах. Окружная скорость вращающегося жернова составляет 10,5 м/с.

Основными рабочими органами мельницы являются жернова. Они изготовлены из экологически чистого гранита месторождения

«Каинды». Минеральный состав гранита характеризуется наличием следующих основных компонентов: кварца - 20 - 40%; щелочного

полевого шпата (ортоклаза, микроклина, анортоклаза) - 40 - 60%; кислого плагиоклаза (альбита, олигоклаза) - 10 - 20%; биотита или мусковита - до 10%; иногда роговой обманки (или пироксена).

2.2. Универсальная машина ММП-50 для отжима масла из масличных культур

Универсальная машина ММП-50 (на примере маслопресса) предназначена для переработки семян масличных сельскохозяйственных культур (подсолнечника, сафлора, рапса, сои и др.) в растительное масло по упрощенной технологии, исключая предварительное измельчение и влаготепловую обработку семян.

Основными узлами этого маслопресса являются корпус 1, электродвигатель 2, клиноременная передача 3, пульт управления 4, подшипниковая опора 5, бункер 6, зерный цилиндр 7, хомут 9, гайки для регулировки рабочего зазора 10 (рис. 2.1, а).

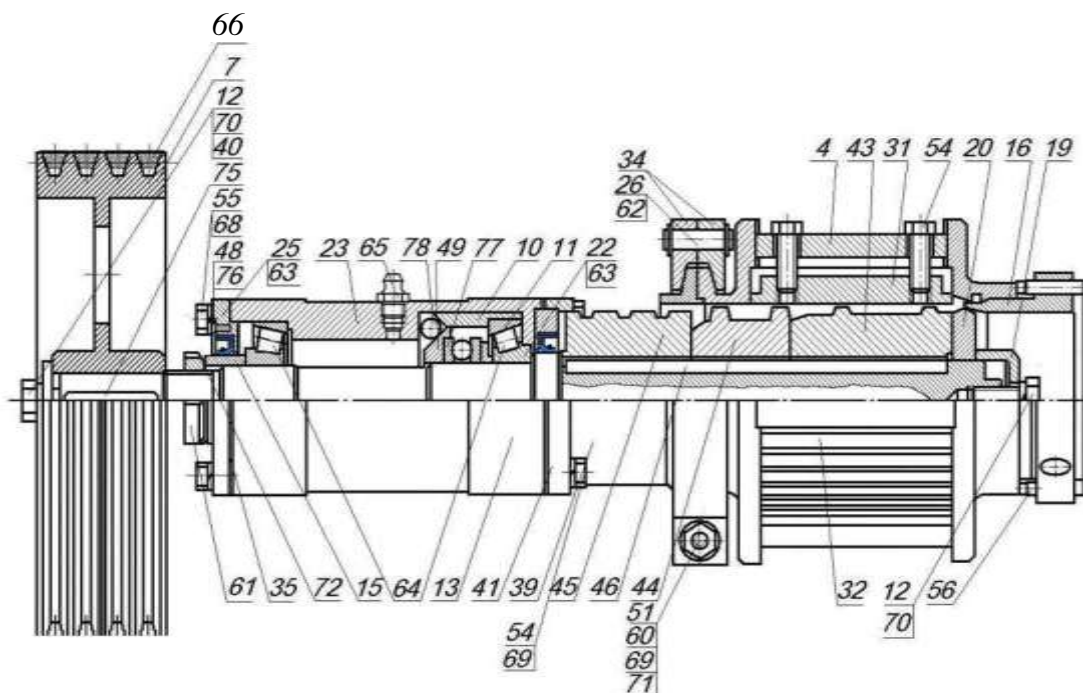


Рис. 2.4. Конструкция исполнительного органа универсальной машины ММП-50 (маслопресса)

2.3. Выбор центробежного вентилятора для аспирации жерновов

Подбор вентиляторов ведем обычным методом [108]. При этом исходим из мощности, которая может быть использована для его привода, условий его монтажа на мельнице и тех параметров, которыми должен обладать воздушный поток. В основном эти требования сводятся к трем величинам: производительности (расхода воздуха) - Q м³/мин, скорости вращения - n об/мин и полному давлению - p кг/м².

При выборе конструкции вентилятора учитываем, чтобы его оптимальные режимы работы соответствовали данным эксплуатационным условиям и заданным параметрам технологического процесса измельчения. Воздушный поток, создаваемый центробежным вентилятором в технологическом процессе измельчения сыпучих пищевых продуктов, может выполнять три задачи:

1. охлаждает жернова, обеспечивая оптимальный температурный режим;
2. увеличивает выход измельчаемого продукта;
3. повышает качество измельчаемого продукта.

Выбрав необходимый вентилятор, проводим эксперимент.

Основные данные вентилятора

Центробежный вентилятор с 32 лопатками, загнутыми вперед, диаметр двухсторонних всасывающих отверстий $\Phi_{з1} = 200\text{мм}$, $\Phi_{ал} = 200\text{мм}$, площадь выхода $S=0,002289\text{м}^2$, непосредственный привод при помощи асинхронного электродвигателя типа 4АМХ80АУЗ переменного тока с мощностью 1,1 кВт, напряжением 220/380 В и скоростью вращения $n=1400$ об/мин; передача клиноременная, передаточное отношение $u=0,6$.

Используемые приборы: анемометр чашечный МС-13 ГОСТ 6376-74, электрическая термомпара, ваттметр, амперметр.

Результаты испытания при диаметре воздуховода $\Pi=54\text{мм}$

Показание барометра (по данным Кыргызстандарта) $P_0 = 700\text{мм.рт.ст.} = 9520\text{мм.вод.ст}$

Температура окружающего пространства $t_0 = 21^{\circ} C, T_0 = 294^{\circ} C$

Удельный вес воздуха

$$\frac{P_0}{29,27 \cdot \dots} = \frac{9520}{29,27 \cdot 294} = 1,1062 \text{ кг / м}^3$$

$$z = \frac{P \cdot I}{\Gamma} = \frac{760 \cdot \dots}{\Gamma} = 2,639 \cdot \dots = 2,639 \cdot \frac{294}{\dots} = 1,108$$

Поправочный множитель

Скорость вращения $n = 1400$ об/мин

Скорость потока воздуха на выходе $V = 40$ м/с Производительность на выходе из вентилятора

$$Q = V \cdot S = 40 \cdot 0,135 = 5,4 \text{ м}^3 / \text{мин}$$

Стандартный удельный вес воздуха $\Gamma = 1,225 \text{ кг / м}^3$ соответствует барометрическому давлению $P = 760 \text{ мм.рт.ст.}$ и абсолютной температуре $T = 273 + 15 = 288^0 \text{ C}$

Динамическое давление в сечении выхода

$$P_s = c^2 \cdot \frac{\Gamma}{2} = 40^2 \cdot \frac{1,225}{2 \cdot 9,81} = 99,89 \text{ кг / м}^2 \cdot 9,8066 = 979,65 \text{ Па}$$

Статическое давление

$$P^{\wedge} = 0,05 \cdot p = 4,99 \text{ кг / м}^2 = 48,98 \text{ Па}$$

Приведенное статическое давление

$$ДР^{\wedge} = 1,108 \cdot 48,98 = 5,52 \text{ кг / м}^2 = 54,27 \text{ Па}$$

Полное давление вентилятора

$$ДР = p_{ст} + p = 48,98 + 979,65 = 1028,63 \text{ Па}$$

Измеренная мощность на клеммах двигателя

$$N_k = 0,9 \text{ кВт}$$

Приведенное значение мощности

$$N = 1,108 \cdot 0,9 = 0,99 \text{ кВт}$$

Коэффициент полезного действия двигателя при

$n = 1400$ об / мин (согласно характеристике электродвигателя) $P_m =$

0,76

Потребляемая мощность

$$N_1 = P_m \cdot N_k = 0,76 \cdot 0,99 = 0,75 \text{ кВт}$$

Полезная мощность

$$L = \frac{2(P_1 - P) \cdot P_2}{P_1 + P_2}$$

$$P = 700 \text{ мм. рт.ст} = 93324 \text{ Па}$$

$$P_2 = (P_1 + \Delta P) = 93324 + 1028,63 = 94352,63 \text{ Па} = 94,352 \text{ кПа}$$

$$L = \frac{2 \cdot (94,35263 - 93,3324)}{94,3} = 1,022369 \text{ кПа} = 1022,369 \text{ Па}$$

при $\Delta P = 1028,63 \text{ Па}$

Полезная мощность

$$L = Q \cdot L_a = 5,4 \cdot 104,25 = 562,96 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{мин}$$

Безразмерные коэффициенты: рабочий режим

$$\beta = \frac{P_{979,65}}{\Delta P 1028,63} = 0,95$$

$$a = \frac{c}{W \Delta P} = \frac{T}{W 1028,63} = \frac{40}{128,289} = 0,311$$

степень реакции

$$Z = \frac{P}{P_{cm}} = \frac{48,98}{1028,63} = 0,0476;$$

Полный напор вентилятора

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{1028,63}{1225} = 839,69 \text{ м}$$

2.4. Аналитическое исследование геометрических параметров шнекового механизма универсальной машины ММП-50 (на примере мельницы)

Как известно, процесс транспортирования сыпучих материалов (пшеница) винтовой поверхностью шнека состоит в непрерывном

воздействии этой поверхности на перемещаемые частицы.

Образование винтовой линии на поверхности прямого кругового цилиндра можно представить следующим образом. Точка М движется по поверхности цилиндра, совершая одновременно два различных движения (сложные): первое - равномерно поступательное вдоль образующих цилиндра, второе - равномерно-вращательное (рис. 2.4).

Винтовая линия шнека является пространственной кривой. Траекторию транспортируемого зерна пшеницы по цилиндрической поверхности шнека можно описать параметрическим уравнением в следующем виде:

$$\begin{aligned} X &= R \cos p; \\ Y &= R \sin p; \\ Z &= R p \operatorname{tg} a \end{aligned} \quad (2.1)$$

где X, Y, Z - координаты точек винтовой линии; R - расстояние от оси Z до точек (радиус) винтовой линии; p - угол поворота точек по отношению к ее первоначальному положению; a - угол подъема винтовой линии.

Поскольку U_z является функцией Z , то есть $U_z = f_1(Z)$, то угол подъема винтовой линии a также будет функцией координаты Z (рис.2.5), тогда $a = f_2(Z)$ (2.2)

Следовательно, координата Z винтовой линии является функцией круговой координаты p . Поэтому

$$Z = f_3(p). \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} X &= R \cos p; \\ Y &= R \sin p; \\ Z &= R p \operatorname{tg} \{f_2[f_3(p)]\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Путь зерна пшеницы, проходимый по заданной траектории винтовой линии, определяется известным соотношением:

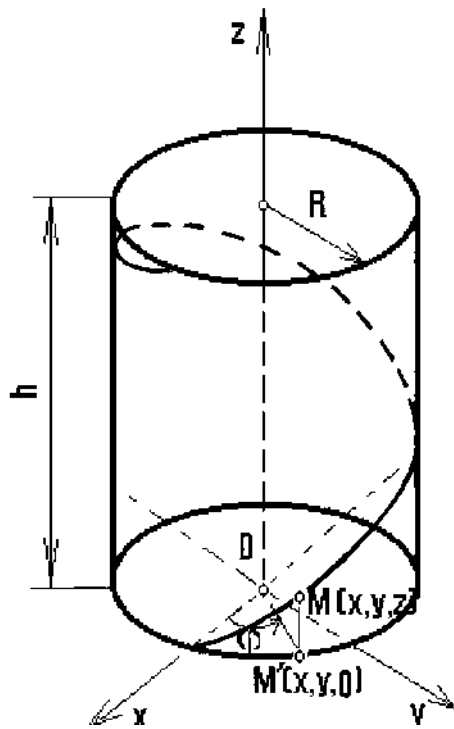


Рис.2.5. Схема движения зерна пшеницы по цилиндрической винтовой линии

$$S = \int_0^n \sqrt{\Gamma dx^2 + \Gamma d\phi^2 + \Gamma dz^2} \cdot dp \quad (2.5)$$

Прод

ифференцировав уравнения винтовой линии (2.4) получим;

$$\frac{dx}{dp} = -R \sin \phi; \quad \frac{dy}{dp} = R \cos \phi,$$

$$\frac{dz}{dp} = R \operatorname{tg} \{f_2 [f_3 (\phi)]\} + K \phi \operatorname{tg} \{f_2 [f_3 (\phi)]\}$$

Время пребывания зерна в кожухе

$$t = \int_0^S \frac{ds}{V} \quad (2.6)$$

где c - постоянная интегрирования, определяемая из условия: при $t = 0; S = 0$.

Скорость зерна, транспортируемая в шнековом механизме мельницы ММП-50, определяем по следующей формуле:

$$u_{z.m} = 7 u_z^2 + u^2, \quad \frac{d}{dt} \quad (2.7)$$

где $u_{z,m}, U_z, U_y$ - соответственно скорость зерна в зоне транспортировки, скорости зерна в вертикальном и горизонтальном направлениях, S - путь зерна, проходимый по заданной траектории винтовой линии.

Следует отметить, что величина скорости U_{zm} перемещения транспортируемого материала вдоль винтовой оси зависит от размера шага винтовой линии, угла подъема винтовой линии и коэффициента трения поверхности пружины о материал (пшеницы).

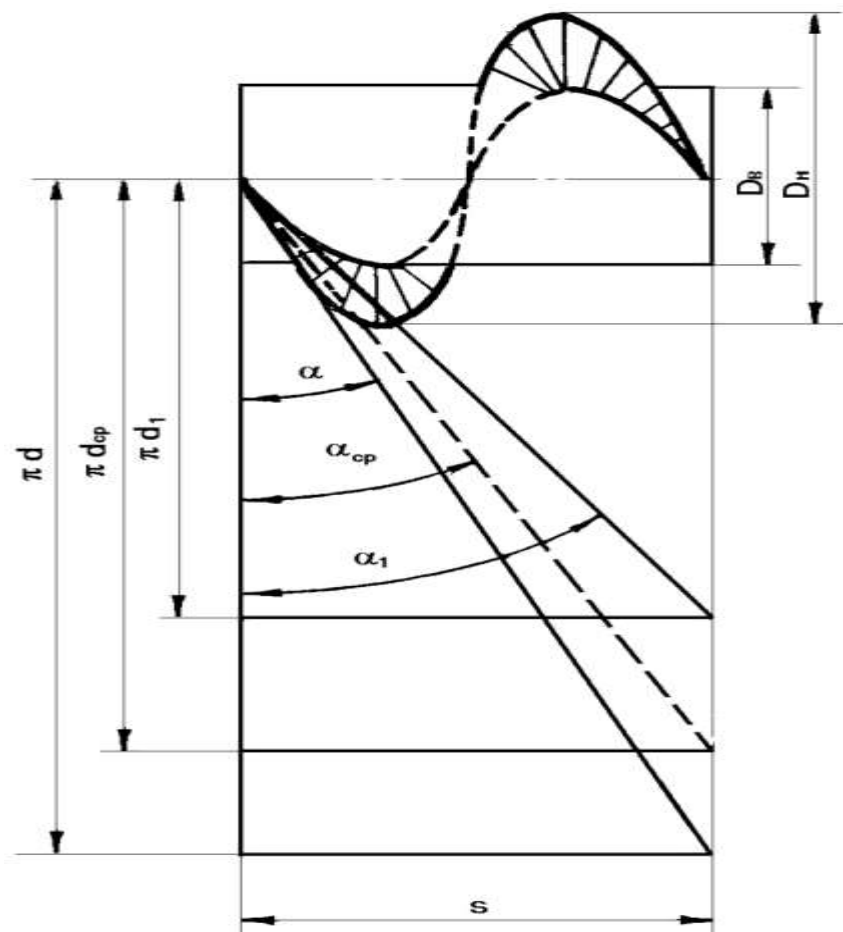


Рис. 2.6. Зависимость угла подъема и радиуса винтовой линии

При расчете принято: $n = 500 \text{ об/мин}$; $S = 24 \text{ мм}$; $D_e = 48 \text{ мм}$;

$f = 0,5$; $S = 10 \text{ мм}$; $a = 7^\circ$; $d = 6 \text{ мм}$, $D_n = 60 \text{ мм}$.

n - частота оборотов шнекового вала;

S - шаг винтовой линии пружины;

D_B - диаметр вала;

f - коэффициент трения пшеницы о кожух и шнек;

δ — радиальный зазор между внешней кромкой шнека и стенкой кожуха;

α — угол подъема винтовой линии;

d — диаметр проволоки пружины;

D_H — наружный диаметр шнека.

Как показывают проведенные нами предварительные экспериментально-теоретические исследования, при постоянных ℓ и f — величина осевой скорости зависит только от угла α .

Анализ процесса перемещения пшеницы, заключенной в кожухе винтовой поверхностью шнека, дает возможность сделать вывод, что чем больше угол α , тем ближе рассматриваемая винтовая линия шнекового механизма к оси винта и тем меньше транспортирующая способность винтовой поверхности (рис.2.6).

В целях изучения влияния бокового зазора на работу шнекового механизма были проведены опыты при различных значениях этого зазора, что достигалось путем использования в качестве шнекового механизма шнеков различного диаметра при одних и тех же размерах шнекового вала.

Как известно из специальной литературы, при транспортировании зерна необходимо считаться с его дроблением. Если подходить с этой позиции, то боковой зазор должен втрое превышать среднюю толщину зерен. Но в нашем анализе влиянием бокового зазора на транспортируемую массу пренебрегли, поскольку материал транспортируется на измельчение. Наблюдения за процессом движения пшеницы под действием винта показали, что транспортируемая шнеком масса движется и в зазоре, точнее в области, находящейся вне активного воздействия винта. Величина скорости материала в боковом зазоре зависит от большого количества факторов и аналитически нами пока не определена.

2.5. Предпосылки к выбору рациональных параметров шнекового механизма универсальной машины ММП-50

(жерновой мельницы)

Шнековые механизмы, благодаря простоте конструкции и надежности получили широкое распространение в качестве транспортирующих устройств в различных отраслях промышленности, сельском хозяйстве, горном и строительном делах.

Цель настоящей работы заключалась в установлении рациональных геометрических параметров и режимов работы шнека, транспортирующего сыпучий пищевой материал. Применение цилиндрической винтовой пружины (спирали) в качестве транспортирующего шнекового механизма, помещенного в гибкий кожух, подробно рассмотрено в работе [19].

Принципиальная схема шнекового механизма универсальной машины ММП-50 представлена на рис.2.7.

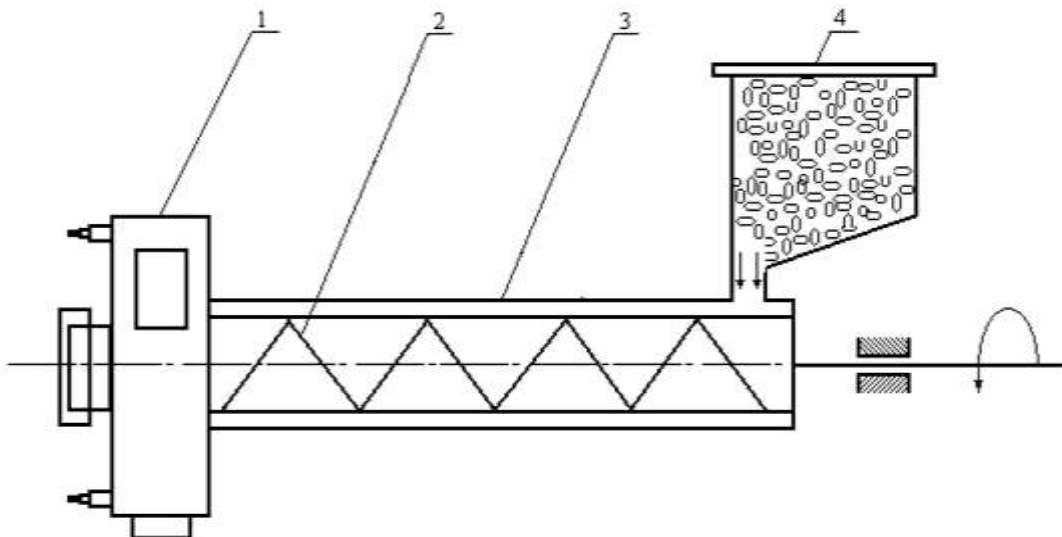


Рис.2.7. Принципиальная схема шнекового механизма

Цилиндрическая винтовая пружина 2, помещенная в кожух 3 (рис.2.7), является транспортирующим органом универсальной машины ММП-50. В качестве сердечника винтовой пружины служит вал жернова. Транспортируемый сыпучий пищевой материал загружается в бункер 4 и из него самотеком поступает в приемную часть шнека, который при своем вращении перемещает материал в кожухе. Для уяснения основных факторов, влияющих на работу шнекового механизма, применяемого в универсальной машине

ММП-50 (мини-мельнице), проведем анализ в следующем порядке.

К основным геометрическим параметрам шнекового механизма (рис.2.8) следует отнести: рабочий диаметр кожуха D_k , диаметр вала d_b , диаметр проволоки пружины d_n , наружный диаметр пружины D_n , средний диаметр пружины D_{cp} , индекс пружины C , угол подъема α_{cp} , шаг витков S , число витков пружины Z .

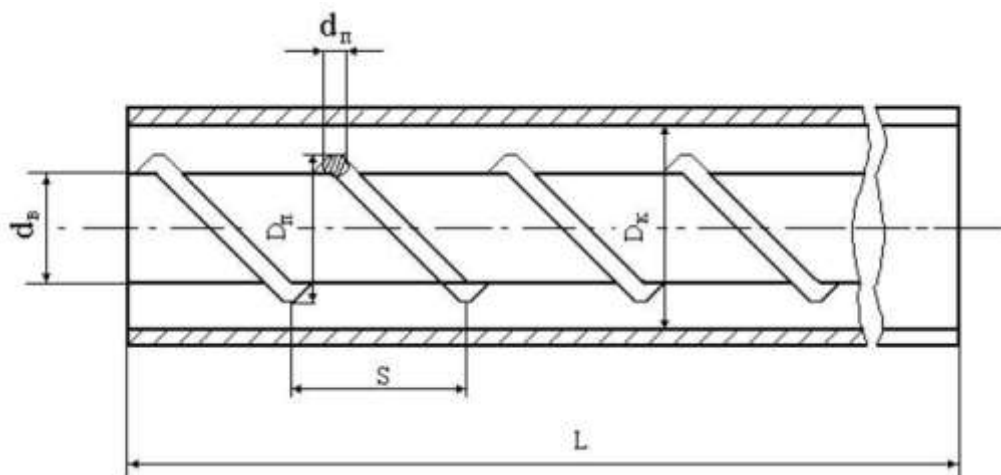


Рис.2.8. Основные геометрические параметры шнекового механизма

При расчете геометрических параметров шнекового механизма необходимо учитывать также физико-механические свойства перемещаемого материала (состав, плотность, коэффициенты трения по кожуху и пружине), производительность машины и длину шнека.

Расчет ведем в следующей последовательности.

Основные данные для расчета:

Транспортируемый материал - пшеница плотностью $\rho = 1,250T / м^3$, коэффициент трения пшеницы о пружину $\Phi_l = 0,5$; длина транспортирования $L = 200мм$, производительность машины $50кг/час$, диаметр вала $d = 35 мм$, диаметр кожуха $D_k = 80мм$, частота оборотов шнекового вала $n = 500об/мин$.

Радиальный зазор между рабочим органом и кожухом назначаем согласно рекомендациям: $a - 10 \text{ мм}$.

Наружный диаметр пружины:

$$D_n - D_k - 2 - a - 80 - 2 - 10 - 60 \text{ мм}$$

Диаметр проволоки пружины колеблется в пределах: $d < 0,2 - D_n < 0,2 - 60 < 12 \text{ мм}$

Окончательно принимаем $d - 6 \text{ мм}$.

$$\frac{D_n}{d-1} \frac{60}{6-1} - 9 > 4;$$

Проверяем индекс пружины:

Известно [19], что индекс пружины должен быть больше четырех (в крайнем случае, равен четырем), т.е.

$$\frac{D_n}{d-1}$$

откуда $d > 0,2 - D_n$

Следует отметить, что увеличение диаметра проволоки пружины повышает изгибную жесткость пружины, ускоряет ее износ и увеличивает потребляемую мощность машины [19].

В рассматриваемом шнековом кожухе наблюдается «неполное» питание сыпучими пищевыми материалами, поэтому выбирается пружина с меньшим значением d .

В качестве материала пружины принимается проволока второго класса [19].

Проволока П-6,00 ГОСТ 9389-75; $a_{,,p} = 135...160 \text{ кг с/мм}^2$

Диаметр сердечника (вала) $D_c - D_{ент.е.} D_{ен}$

Шаг винтовой линии пружины

$$5 - л - D - \text{tga} - л - 60 - \text{tg}7^{\circ}5' - 23,132 \text{ мм принимаем } S - 24 \text{ мм}$$

Угол подъема винтовой линии пружины a

$$a - \arctg \frac{5}{л} - D_n;$$

$$3,14$$

$$a - \arctg \frac{24}{60 - 7^{\circ}5}$$

Из выражения $\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{D_n}$ видно, что понижения величины угла можно добиться либо уменьшением шага пружины, либо увеличением диаметра d_B вала пружины (шнека).

Согласно рекомендациям отношение шага винтовой линии на диаметр вала $\frac{s}{d_B} = 0,04$

Диаметр D_e вала определяется в зависимости от внутреннего диаметра D_{BH} транспортирующей пружины

$$D_e = D_{BH} - (0,5 \dots 1,0); \quad D_e = 47 \text{ мм}$$

Таким образом, полученные результаты проведенного анализа позволили уточнить параметры шнекового механизма исследуемой машины.

ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ММП-50

3.1. Задачи исследования динамики универсальной машины ММП-50

Экспериментальные исследования динамики универсальной машины ММП-50 проводятся с целью дополнения и оценки достоверности результатов, полученных на основе теоретических предпосылок и получения недостающих данных для анализа работы машины в целях обоснования главных его параметров и режимов работы.

В зависимости от нагрузки изменяется время переходного процесса в момент запуска машины и при ее выбеге. Знание этих величин позволяет на основе анализа динамической модели машины оценить моменты сопротивления, возникающие на рабочем органе при различных режимах работы, а через эти моменты сопротивления определить работу, затрачиваемую на размол зерна. С этой целью были проведены работы по разработке динамической модели. В связи с этим возникает задача оценки этого влияния с целью выбора более рациональных технических и технологических параметров машины.

Таким образом, исследование динамики универсальной машины ММП-50 предполагало решение следующих задач:

1. Разработка динамической модели машины, учитывающей характеристики привода.
2. Анализ динамической модели машины и установление влияния характеристик привода, ее мощность на измельчение, переходные процессы, расход электроэнергии и расход воздуха вентилятора.
3. Экспериментальные исследования влияния расхода воздуха вентилятора на выход и качество муки.
4. Экспериментальные исследования влияния различных нагрузок на переходный процесс.

5. Экспериментальная оценка достоверности основных результатов и выводов, сделанных на основе анализа динамической модели машины.

На рис.3.1 представлена конструктивная схема привода универсальной машины ММП-50.

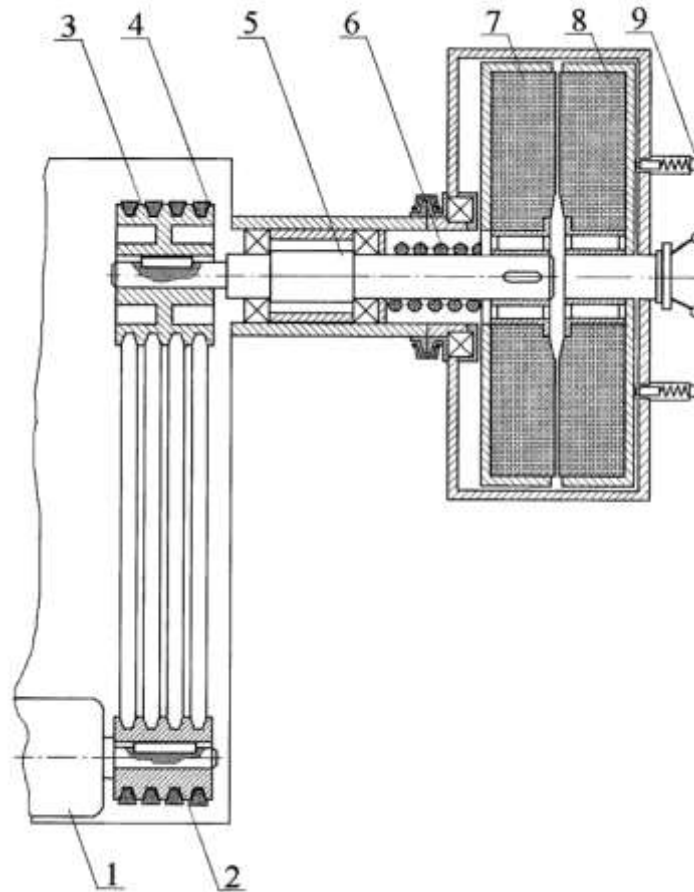


Рис. 3.1. Конструктивная схема привода универсальной машины ММП-50

1 - электродвигатель; 2 - ведущий шкив; 3 - ведомый шкив;
4 - ремень; 5 - вал, 6 - транспортирующий шнек; 7 - вращающийся жернов; 8 - не вращающийся жернов; 9 - прижимной механизм.

Исходя из рассмотрения конструктивной схемы привода машины (рис.3.1), ее исходная динамическая модель без приведения к валу двигателя имеет вид, показанный на рис.3.2, а.

В этой динамической модели:

J_d - момент инерции ротора двигателя,

J_{M1} - момент инерции ведущего шкива,

J_{M2} - момент инерции ведомого шкива,

J_e - момент инерции вала, на котором установлен вращающийся

жернов,

$J_{жс}$ - момент инерции жернова-диска,

$e_{шд}$ - коэффициент податливости шпоночного соединения вала двигателя с ведущим шкивом,

$e_{ш2}$ - коэффициент податливости шпоночного соединения ведомого шкива со шнековым валом 2,

$e_{ш3}$ - коэффициент податливости шпоночного соединения жернова-диска со шнековым валом 2,

e_p - коэффициент податливости ременной передачи, $e_{б2}$ - коэффициент податливости шнекового вала 2, M_d - движущий момент, создаваемый двигателем, M_c - момент сопротивления, действующий на жернов.

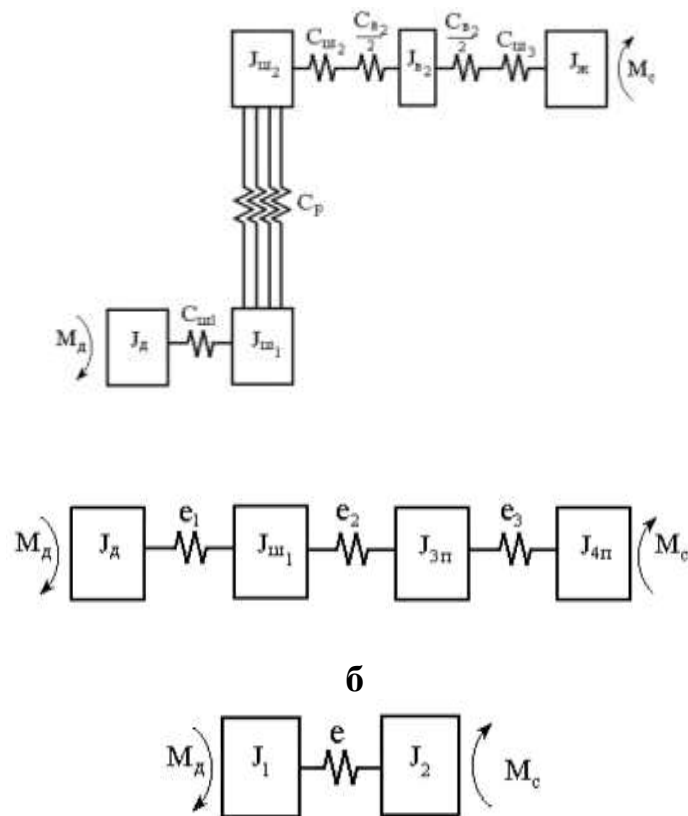


Рис.3.2. Исходная модель машины (а), модель, приведенная к валу двигателя (б), и упрощенная модель (в)

Момент инерции ротора двигателя J_{δ} в соответствии со справочными данными составляет $J_{\delta} = 170 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Значения коэффициентов жесткостей и податливостей звеньев машины, рассчитанные по известным формулам, приведенным в [59,60,61], представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Результаты расчета инерционных и упругих характеристик звеньев

Момент инерции	J_{δ}	$J_{ш1}$	$J_{ш2}$	J_{B2}	$J_{\wedge \text{Ю}}$
$J \cdot 10^{-4}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	170	20,7	890	5,39	8700
Коэффициент жесткости	C_{\cdot}	C_P	$C_{ш2}$	$C_{\delta 2}$	$C_{ш3}$
$C \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	23,2	1,66	12,25	20	157,9
Коэффициент податливости e	$e_{ш\delta}$	e_p	$e_{ш2}$	$e_{\delta 2}$	$e_{ш3}$
$10^{-6} \cdot \text{Н} \cdot \text{м}$	33	602	81,6	50,2	6,3

Из анализа модели (рис.3.2, а) следует, что момент инерции четвертой массы J_{e2} (вала, на который установлен вращающийся жернов) намного меньше моментов инерции остальных звеньев. Поэтому эту массу распределим поровну между третьей J_{M2} и пятой $J_{ж}$ массами. В результате получим четырехмассовую модель. Модель, приведенная к валу двигателя, представлена на рис. 3.2, б, а ее параметры приведены в табл.3.2.

Таблица 3.2

**Параметры динамической модели универсальной машины ММП-50,
приведенные к валу двигателя**

Момент инерции	J_1	J_2	J_{3n}	J_{4n}
$J \cdot 10^{-4}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	170	20,7	91,4	891
Коэффициент жесткости	C_1	C_2	C_{3n}	
$C \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	23,2	1,66	1,08	
Коэффициент податливости $e \cdot 10^{-6} \cdot \Lambda$	e_{ud}	e_p	e_{3n}	
$\text{Н} \cdot \text{м}$	43	602	935,5	

Проведем упрощение этой модели, используя методику, основанную на анализе собственных частот парциальных систем [59, 60, 61, 89]. Последовательность упрощения модели представлена в табл. 3.3 и 3.4. На схемах в табл. 3.3, 3.4 указаны значения моментов инерции масс в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ (верхняя строка) и коэффициентов податливостей упругих элементов в $(\text{Н} \cdot \text{м})^{-1}$ (нижняя строка).

При упрощении модели принималось во внимание то, что исследуемой частотой является частота возбуждающей нагрузки. Для привода машины ММП-50 используем асинхронный электрический двигатель с номинальной частотой вращения вала $\omega = 1430$ об/мин, и возбуждающая нагрузка изменяется с такой же частотой, т.е. $f = 1430/60 = 24$ Гц. Угловая скорость электродвигателя $\omega_M = 149,7 \text{ с}^{-1}$ тогда является условием, при выполнении которого парциальная система может быть исключена из модели и будет иметь вид

$$k^2 \gg \omega^2 = 2,24 \cdot 10^4 \text{ с}^{-2} \quad (3.1)$$

где k^2 - собственная частота парциальной системы.

Рассмотрим четырехмассовую модель (табл.3.3). При количестве масс в модели $n=4$ парциальных систем будет всего $2n-1=7$.

Они показаны в табл. 3.3. С использованием известных формул и приведенных на схеме модели исходных данных определены соб-

ственные частоты парциальных систем κ^2 . Их значения также представлены в табл. 3.3.

Из полученных результатов видно, что собственные частоты всех парциальных систем, за исключением 5 и 7, удовлетворяют условию (3.1). Наибольшую собственную частоту имеет парциальная система 2. Квадрат ее собственной частоты на три порядка больше квадрата частоты возбуждающей нагрузки.

Следовательно, эту парциальную систему можно исключить из модели, объединив массы 1 и 2 в одну и добавив часть податливости первой связи ко второй связи в соответствии с формулами, приведенными в [60].

Таблица 3.3

$170 \cdot 10^4 \quad 20,710^4 \quad 91,410^4 \quad 891 \cdot 10^4$ $\epsilon_{пщ} = 4310^6 \quad \epsilon_p = 602 \cdot 10^6 \quad \epsilon_{3п} = 1347 \cdot 10^6$					
№ п/системы	1	2	3	4	5
Схема п/системы	$\underline{J_1}$	$e,$	$\underline{J_1} \quad \underline{L_1}$	$\underline{J_2} \quad \underline{J_3}$	$\underline{J_4}$
$\kappa^2 \cdot 10^4 \text{ с}^{-2}$	136,7	1083,8	1046,4	984,2	26,3
6	7				
$j \underline{J_3}$	$\underline{J_4}$				
89,5	1,1				

После таких преобразований получим трехмассовую модель с параметрами, представленными в табл. 3.4. Из полученных результатов видно, что наибольшую собственную частоту имеет парциальная система 4 (табл. 3.4). Квадрат ее собственной частоты в сорок раз больше квадрата частоты возбуждающей нагрузки.

Таблица 3.4

$190,710^4 \quad 91,4 \cdot 10^4 \quad 89 \cdot 10^4$ $0-0-0 \quad e_1=640,3 \cdot 10^6 \quad e_2 = 1347 \cdot 10^6$					
№ п/системы	1	2	3	4	5
Схема п/системы					
$\kappa^2 \cdot 10^{-4}, c$	8,2	25,27	25,2	89,55	1,1
$190,7 \cdot 10^4 \quad 982,4 \cdot 10^4 \quad K = 3 \cdot 352 \cdot 40^4 c$ $0e-1862 \cdot 10^{-60} \quad \kappa = 1 \cdot 83 \cdot 10^2 c$ $T = 2l/\kappa = 0,034c$					

Следовательно, эту парциальную систему можно исключить из модели, объединив массы 2 и 3 в одну и добавив податливости второй связи к первой в соответствии с формулами, приведенными в [60]. После таких преобразований получим двухмассовую модель с параметрами, представленными в табл. 3.4.

Первая масса моделирует часть машины до ременной передачи, а вторая масса - после нее.

Уравнение движения этой системы имеют вид:

$$J(\ddot{\varphi}_1 + c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)) = M_d \dot{\varphi}_1; \quad (3.2)$$

$$M_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = -M_c \dot{\varphi}_2$$

где φ_1 и φ_2 - углы поворота масс; c - коэффициент жесткости; M_d - момент на валу двигателя; M_c - момент сопротивления, действующий на жернов.

В результате анализа динамической модели машины установлено, что она может быть представлена в виде двухмассовой системы.

Добавим в эту модель силы вязкого сопротивления между массами. Это силы трения в опорах, ременной передаче и силы трения обрабатываемого материала при движении по шнеку. Тогда получим модель, показанную на рис. 3.3.

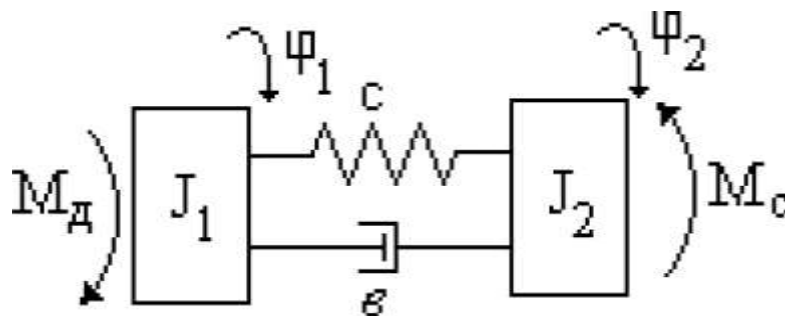


Рис.3.3

В общем случае уравнения движения этой системы имеют вид:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 + v(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + c(\phi_1 - \phi_2) = M_d \quad (3.3)$$

$$J_2 \ddot{\phi}_2 + v(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c(\phi_2 - \phi_1) = -M_c, \quad (3.4)$$

где v - коэффициент вязкого сопротивления.

Момент сопротивления может зависеть от угла поворота или, что более вероятно, от скорости жернова. В общем случае его можно представить в виде

$$M_c = M_0 + v_1 \dot{\phi}_2 + v_2 \dot{\phi}_2^2 + \dots \quad (3.5)$$

Движущий момент при линеаризации статической характеристики двигателя связан с угловой скоростью соотношением

$$M_d = a + v_d \omega_1, \quad (3.6)$$

где a и v_d - постоянные коэффициенты, определяемые по форму-

$$\frac{M_d}{\omega} = \frac{M_n}{\omega_n} + v_d \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.7)$$

лам

где ω_n - соответственно синхронная и номинальная угловые скорости вала двигателя, M_n - номинальный момент двигателя.

Например, для асинхронного двигателя типа 4А112М4У3 мощностью $N = 5,5 \text{ кВт}$ $a = 1008,3 \text{ н} \cdot \text{м}$; $v_d = 6,419 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, тогда для этого двигателя можно записать

$$M_d = 1008,3 + 6,419 \omega_1 \quad (3.8)$$

Для асинхронного двигателя типа 4АС10084У3 мощностью $N = 3,2 \text{ кВт}$ $a = 507,5 \text{ н} \cdot \text{м}$; $v_d = 3,231 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$, тогда имеем

$$M_d = 507,5 + 3,231 \omega_1.$$

Момент сопротивления в общем случае может быть записан в виде

$$M_c = M_0 + \epsilon_1 P_2 + \epsilon_2 \Phi_2 + \dots \quad (3.9)$$

Этот момент неизвестен. Но в установившемся режиме движения должно выполняться условие

$$M_d = M_c \quad (3.10)$$

При моментах M_d и M_c , зависящих от скорости решения уравнений (3.3), (3.4), требуется применение специальных методов, например, операционного исчисления или применения численных методов решения дифференциальных уравнений. Поэтому, основываясь на экспериментальных диаграммах зависимости угловой скорости вала двигателя и вала, на котором установлен вращающийся жернов от времени, разделим все движение на несколько интервалов времени (рис. 3.4 - 3.12).

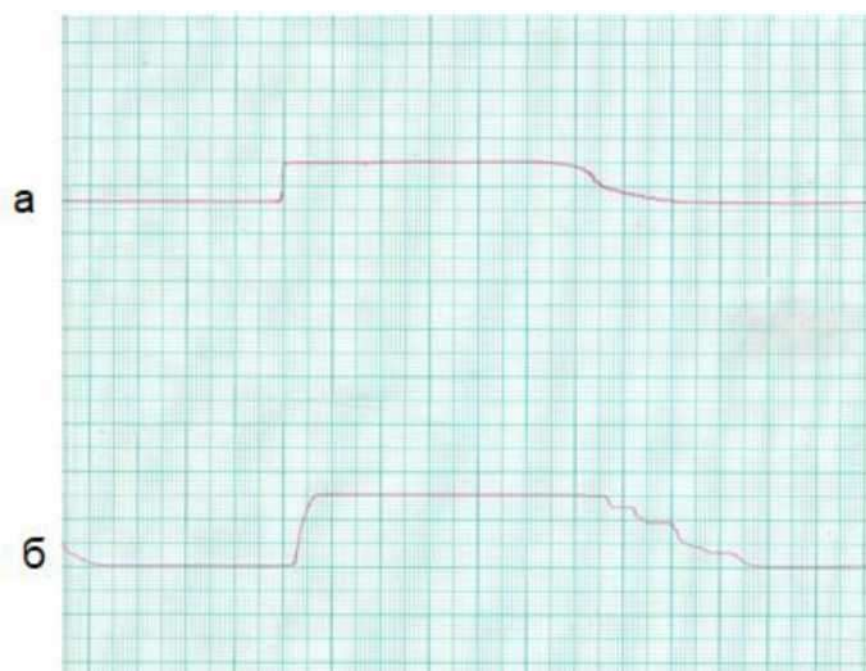


Рис.3.4. Пример записи диаграммы при эксперименте (при холостом режиме, $N = 5,5кВт$)

а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;

б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

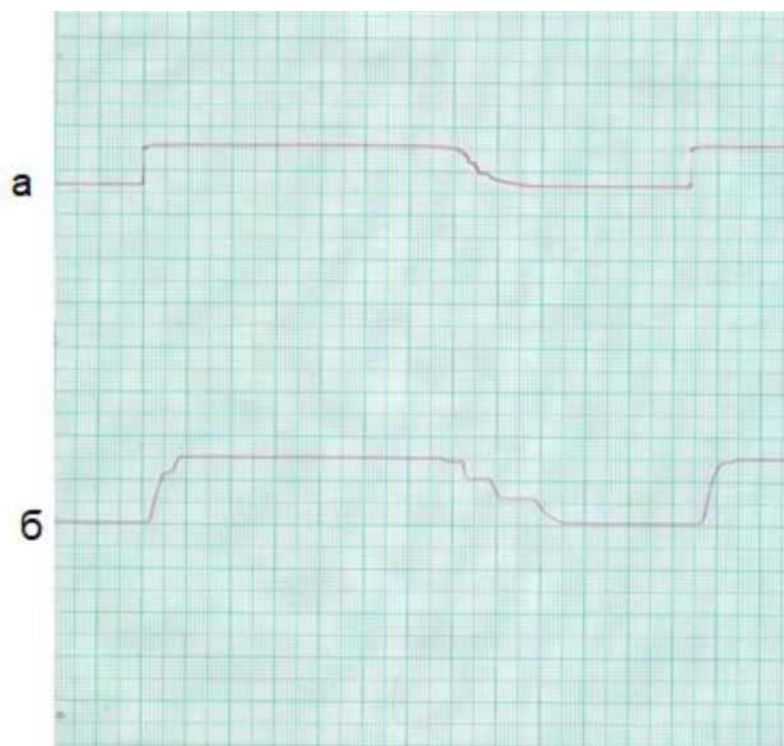


Рис.3.5. Пример записи диаграммы при эксперименте (при средней подаче измельчаемого материала, $N = 5,5кВт$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

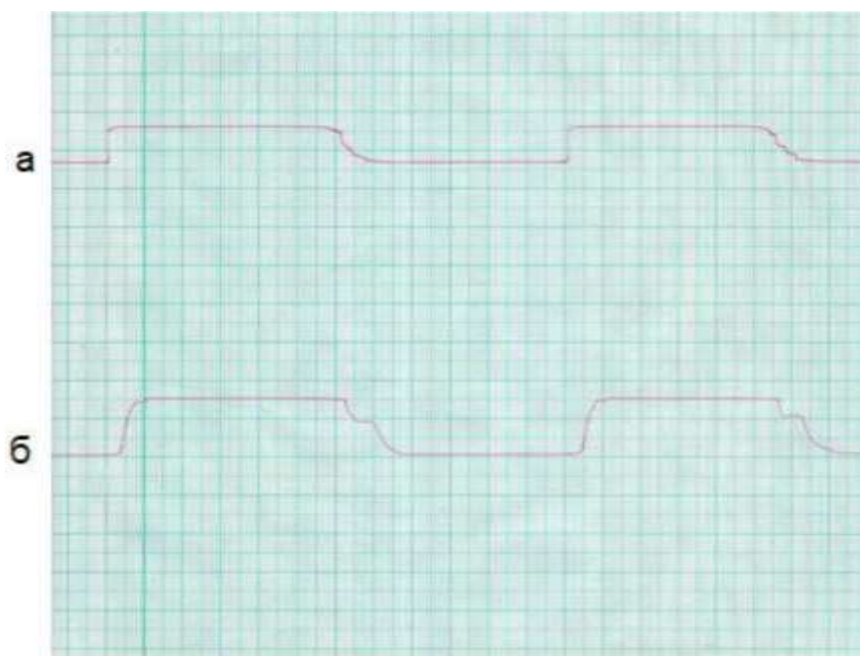


Рис. 3.6. Пример записи диаграммы при эксперименте (при высокой подаче измельчаемого материала, $N = 5,5кВт$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

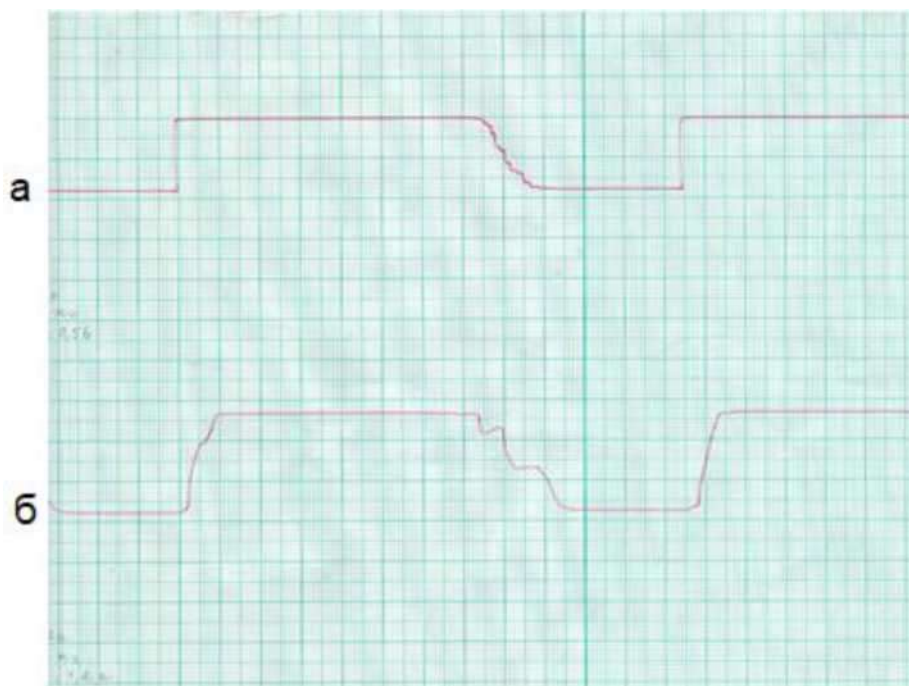


Рис. 3.7. Пример записи диаграммы при эксперименте (при холостом режиме, $N = 3,2кВт$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

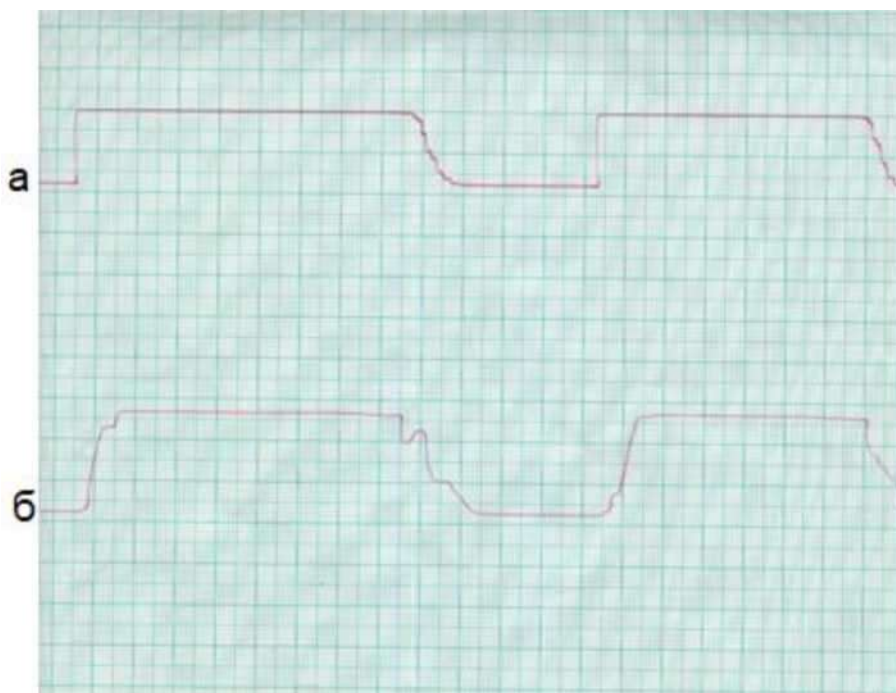


Рис. 3.8. Пример записи диаграммы при эксперименте (при средней подаче измельчаемого материала, $N = 3,2кВт$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

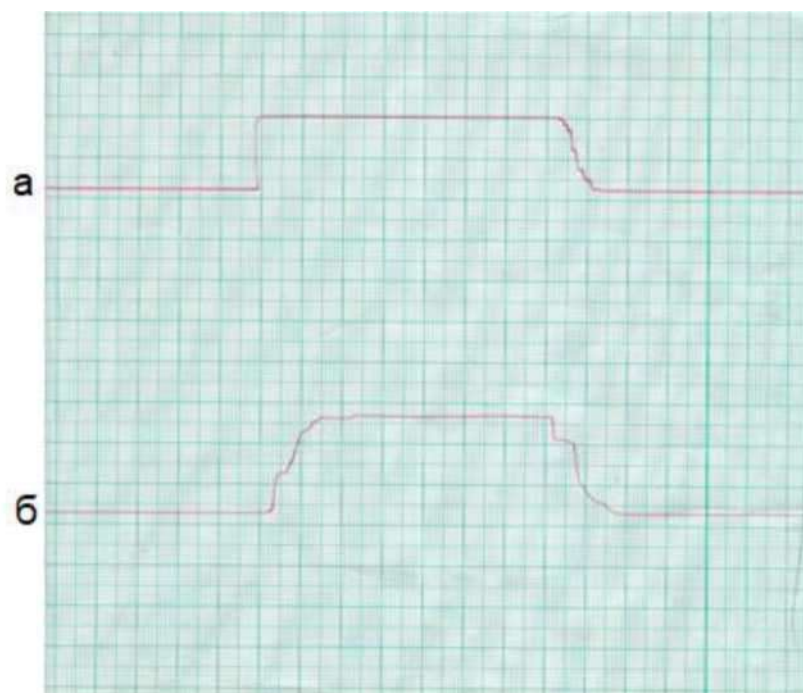


Рис. 3.9. Пример записи диаграммы при эксперименте
(при высокой подаче измельчаемого материала, $N = 3,2 \text{ кВт}$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

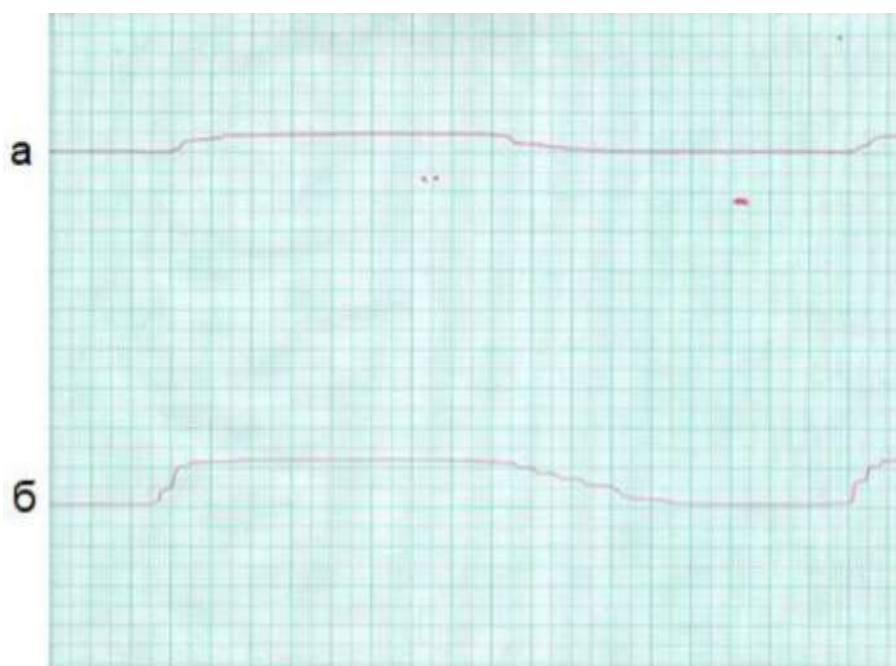


Рис. 3.10. Пример записи диаграммы при эксперименте
(при холостом режиме, $N = 2,2 \text{ кВт}$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

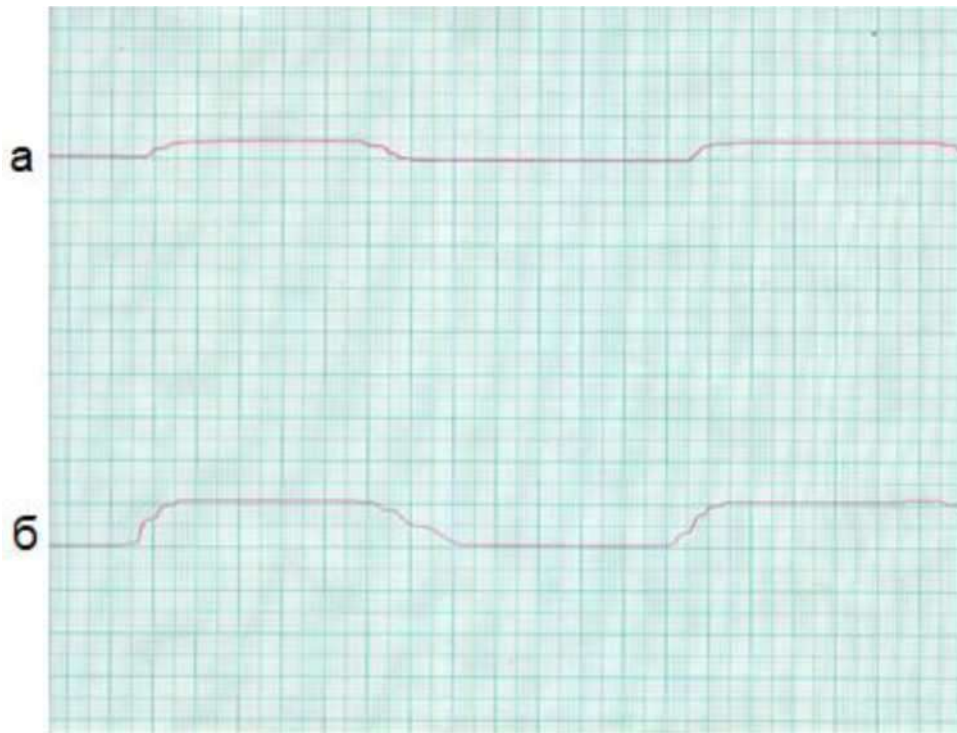


Рис. 3.11. Пример записи диаграммы при эксперименте (при средней подаче измельчаемого материала, $N = 2,2кВт$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

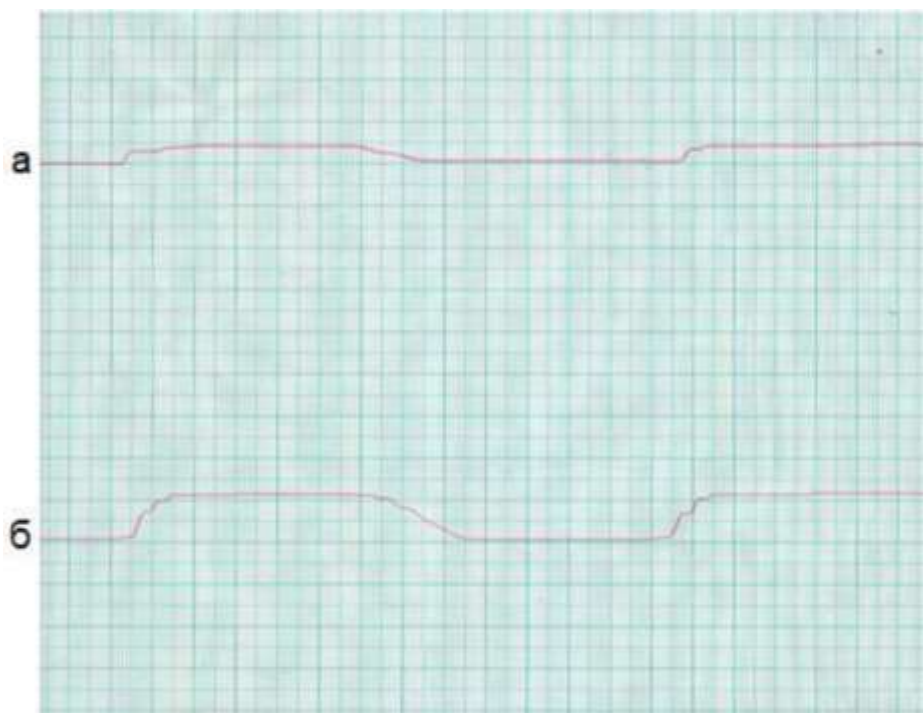


Рис. 3.12. Пример записи диаграммы при эксперименте (при высокой подаче измельчаемого материала, $N = 2,2кВт$)

- а) зависимость угловой скорости ротора электродвигателя от времени;
- б) зависимость угловой скорости вала вращающегося жернова от времени.

Из экспериментальных диаграмм, полученных для двигателя 5,5 кВт (рис.3.4, 3.5, 3.6) следует, что движение второй массы начинается, когда скорость первой массы уже достигла значения ω_0 , соответствующего установившемуся движению.

Очевидно, что движение второй массы начнется, когда будет выполнено условие

$$c(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + c(\phi_1 - \phi_2) \wedge M_0, \quad (3.11)$$

т.е. движущий момент, действующий на вторую массу слева, будет равен или больше момента сопротивления, действующего на эту массу справа. Так как до этого момента времени $\Phi_{p_2} = 0$, то выражение (3.11) можно переписать в виде

$$c(\phi_1 - \phi_2) = M_0 - e\omega, \quad (3.12)$$

Из последнего равенства можно найти разность углов поворота масс, при котором начнется движение второй массы

$$\Phi_{10} - \Phi_{20} = \frac{M_0 - e\omega}{c} \quad (3.13)$$

или так как $\phi_{20} = 0$; то

$$\Phi_{10} = \frac{M_0 - e\omega}{c} \quad (3.14)$$

Рассмотрим теперь интервал времени t_p , соответствующий разбегу жернова. Примем за начало отсчета времени начало этого интервала и предположим, что на этом интервале времени угловая скорость ротора двигателя постоянная и $\omega = \omega_0 = mnst$.

В разложении момента сопротивления (3.9) для упрощения задачи сохраним только постоянную составляющую, приняв $M_c = M_0$.

С учетом этих допущений система уравнений (3.3), (3.4) принимает вид

$$e^{(i\omega_0 - \phi_2)^+} c^{(i\omega_0^0 + \phi_{10} - \phi_2)} = M \quad (3.15)$$

$$J - e^{(i\omega_0 - \phi_2)^-} c^{(i\omega_0^0 + \phi_{10} - \phi_2)} = -M_0 \quad (3.16)$$

Теперь второе уравнение может быть решено независимо от

первого. Учитывая соотношение (3.14), перепишем его в виде $J_2 p_2 + v p_2 + c p_2 = c y \wedge t$ или

$$\ddot{\phi}_2 + 2h p_2 (p_2 + \kappa_x p_2 = \kappa J_2 \phi_2 t ; \quad (3.17)$$

$$\text{где } \frac{2h_1}{J_2} = Y ; \quad \kappa_{12} = \frac{\sim T}{J_2}. \quad (3.18)$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$P_2 = P_2^* + \sim_2$$

где p_2 - общее решение однородного уравнения вида (3.17);

p_2 - частное решение неоднородного уравнения при $h_1 < k_1$

$$p_2 = e^{-\lambda t} (A_1 \cos At + A_2 \sin At); \quad A = \sqrt{k_1^2 - \phi} \quad (3.19)$$

$$P_2 = B_0 + B_1 t$$

Подставляя последнее выражение в уравнение (3.17) запишем

$$2h B + k^2 B + k^2 B t = k l \& o t$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях аргумента в левой и правой частях уравнения, найдем

$$B_1 = \frac{\phi_0}{k_1}; \quad B_0 = \frac{\phi_0}{k_1}$$

Тогда общее решение неоднородного уравнения (3.17) запишется в виде

$$p_2 = e^{-\lambda t} (A_1 \cos At + A_2 \sin At) + \frac{2h}{k_1^2} \gamma B_1$$

$$(p_2 = e^{-\lambda t} [(-hA + A A_2) \cos At + (-hA - A A) \sin At] + \gamma B_1$$

Постоянные A_1 и A_2 найдем из начальных условий $c p_2(0) = 0$;

$$\phi_2(0) = 0;$$

Из первого условия $A_1 = \frac{2h}{k_1} \omega_0$; а из второго

$$A_2 = \frac{h_1}{\lambda_1} A_1 \frac{\phi_0}{\lambda_1}$$

k_1

С учетом этих постоянных решения принимают вид

$$\begin{aligned}
\Lambda_2 \quad \Lambda_0^t &= \frac{2h}{\omega_0} + e^{k_i} h^{2h_1} CD_0 \cos \Delta t + \\
& \frac{2h}{\omega_0} + \frac{2h}{\omega_0} \frac{1}{\sqrt{4}} \cos \left| t + \frac{1}{\omega_0} \sin \left| t \right. \right. > \quad (3.20) \\
\Phi_{2-} \sim \Phi_0 & \sim \Phi_0 e^{-h_1 t} \cos A_Y \quad \frac{h}{Z, A} \quad \frac{V}{j} \quad \sin & \quad (3.21)
\end{aligned}$$

или

Вторая масса выходит на установившийся режим движения, когда $\omega = \omega_0$.

Это выполнится, если

$$\frac{h_{1p}}{\omega_0} e^{\cos \Delta t} \frac{h L \sin \Lambda_i t}{\omega_0} \quad J$$

Последнее выражение обращается в тождество при $t_p \rightarrow \infty$, т.е. теоретически вторая масса приобретает скорость ω_0 через бесконечно большое время. Но практически, исходя из точности считывания экспериментальных диаграмм, будем считать, что вторая масса вышла на установившийся режим, если ее скорость отличается от ω_0 на 3% (это соответствует 0,5 мм на диаграмме).

Этому условно отвечают соотношения

$$\frac{h_{1p}}{\omega_0} \sim 0,03 \quad \text{или} \quad e^{h_{1p}} \sim \frac{100}{\omega_0}$$

Из этого соотношения при известном значении t_p можно найти h_1 и h — in

$$t_p > \frac{(1001)}{\omega_0} \quad , \quad 3,506 \quad ; \quad h_1 = \omega_0 \quad (3.22)$$

Зная h_1 , ω_0 можно найти коэффициент вязкого сопротивления.

Из соотношения $2h_1 \tau_{J_2}$ следует

$$v = 2h_1 J_2 \quad (3.23)$$

Ниже в табл.3.5 приведены значения коэффициентов v , h_1 , k_1, A_1 , рассчитанные по формулам (3.18) (3.19) (3.22) (3.23) по известным значениям времени разбега t_p жернова, взятым из экспериментальных диаграмм для двигателя мощностью 5500 Вт. В этой же таблице приведены значения периодов собственных колебаний системы, рассчитанные по формуле

Таблица 3.5

Нагрузка	t_p, c	$v, Нм \cdot c$	h_1, c^{-1}	k_1, c^{-1}	A, c	T, c
холостой режим	0,17	4,050	20,623	73,8	70,86	0,089
средняя подача	0,30	2,296	11,687	73,8	72,86	0,086
высокая подача	0,33	2,087	10,624	73,8	73,03	0,086

3.2. Математическое описание динамической модели и определение характеристик универсальной машины ММП-50

Дифференциальные уравнения движения двухмассовой системы (рис.3.13)

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1 \ddot{\varphi}_2 + c(\varphi_2 - \varphi_1) = -M_2 \ddot{\varphi}_2 \quad (3.4)$$

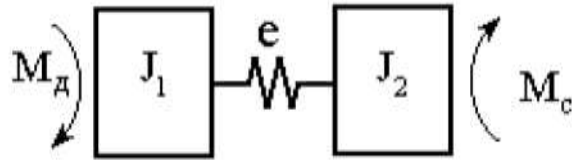


Рис.3.13. Динамическая модель машины ММП - 50

Если $p = 0 = const$, то $p = 0$ и уравнения имеют вид $(P -$ (3.25)

$P) = M_0$ (3.26)

$J_2 \Phi_2 + C \phi_2 = C O_0 l - M_c$ Если

M_c зависит только от сил, действующих на массу 2, то второе уравнение решается независимо от первого.

Допустим, момент сопротивления имеет две составляющие, одна из которых постоянная, а вторая зависит от скорости вращения массы 2, т.е $M_c = M_0 + v p$, где v - коэффициент вязкого трения. (3.27)

Подставляя (3.27) в (3.26) и деля левую и правую части уравнения на J_2 , получим

$$J_2 \ddot{\phi}_2 + \frac{v \cdot c}{J_2} \dot{\phi}_2 + \frac{C O_0 l - M_0}{J_2} = 0$$

Обозначая

c

J_2

перепишем уравнение в виде

$$p^2 + 2h c p + k \phi_2 = k (B_0 t - k \frac{v \cdot c}{J_2} \phi_2) \quad (3.28)$$

Это неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка. Его решение можно представить в виде суммы общего решения однородного уравнения pp и частного решения неоднородного уравнения p_2 :

$$\Phi = \Phi + \Psi >_2$$

Общее решение однородного уравнения зависит от соотношения коэффициентов h и κ . При $h > \kappa$.

$$\Phi = Ae^{r_1 t} + Ae^{r_2 t}; \quad (3.29)$$

$$\text{где } r_1 = -h + \sqrt{h^2 - \kappa^2}; \quad r_2 = -h - \sqrt{h^2 - \kappa^2}$$

При $h < \kappa$

$$\phi = e^{-ht}(A \cos At + A \sin A) \quad (3.30)$$

$$\text{где } A = \sqrt{\kappa^2 - h^2}$$

В машинах чаще выполняется второе условие, и общее решение однородного уравнения имеет вид (3.30).

Частное решение неоднородного уравнения ищем в виде такого же многочлена, как и правая часть уравнения (3.28)

$$\Phi = B_0 + B_1 t \quad (3.31)$$

Для нахождения постоянных B_0 и B_1 подставим частное решение в уравнение (3.28)

$$\Phi = B_1; \quad \Phi_2 = 0 \quad (3.32)$$

$$2hB_1 + \kappa^2 B_0 + \kappa^2 B_1' = \kappa^2 M_0 I - \kappa^2 c$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях аргумента t в левой и правой частях уравнения, получим систему алгебраических уравнений

$$2hB_1 + \kappa^2 B_0 = -\kappa^2 M_0 c$$

$$\kappa^2 B_1 = \kappa^2 M_0 c$$

Из второго уравнения следует $B_1 = M_0 c$, а из первого

$$B_0 = \frac{2h - \kappa^2}{\kappa^2} M_0 c$$

С учетом найденных постоянных частное решение (3.31) принимает вид

$$\ddot{x}_2 = -\frac{c}{m} x_2 + D_0 \cos \omega t \quad (3.33)$$

а общее решение неоднородного уравнения с учетом (3.30), (3.33) запишем в виде

$$x_2 = e^{-\frac{c}{m} t} (A \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) + D_0 \cos \omega t \quad (3.34)$$

Скорость второй массы

$$\dot{x}_2 = e^{-\frac{c}{m} t} [(-\frac{c}{m} A + \omega A_2) \cos \omega t + (-\omega A - \frac{c}{m} A_2) \sin \omega t] + D_0 \omega \sin \omega t \quad (3.35)$$

Постоянные A_1 и A_2 найдем из начальных условий ($x_2(0) = 0$;

$$\dot{x}_2(0) = 0$$

Подставляя в эти условия выражения (3.34), (3.35) при $t = 0$, получим

$$A + D_0 = 0$$

$$-\frac{c}{m} A + \omega A_2 + D_0 \omega = 0$$

Из первого уравнения следует

$$A = -D_0$$

$$A_2 = \frac{c D_0}{m \omega}$$

Учитывая, что $\frac{2h}{k^2} = \frac{e J_2}{J_2 c} = \frac{v}{c}$ можно записать так

$$A_2 = \frac{h}{c A} + v \left(\frac{D_0 \omega}{b} - \frac{2 D_0}{b} \right)$$

а из второго уравнения

С учетом этого выражение (3.34) можно записать так

$$x_2 = e^{-\frac{c}{m} t} (A \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) - A_0 + D_0 \cos \omega t \quad (3.36)$$

тогда

$$M = c \left(-x_2 \right) = c A - e^{-\frac{c}{m} t} (A \cos \omega t + A_2 \sin \omega t)$$

Это выражение можно записать через синусную функцию с начальной фазой

$$M_d = cA - A e^{-ht} \sin(At + E) \quad (3.37)$$

где $A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$; $E = \arctg \frac{A_2}{A_1}$

Из выражения (3.37) видно, что движущий момент изменяется по затухающей синусоиде. Максимальное значение момента соответствует моменту времени t_m , когда $\sin(At_m + E) = -1$

$$At_m + E = \frac{3\pi}{2}$$

Это значение равно $M_{d_{\lambda}} = cA + A e^{htm}$

В установившемся движении при $t \rightarrow \infty, e^{-ht} \rightarrow 0$ и из выражения (3.37) получим $M_{d_{\lambda}} = cA_i = M_0 + b\omega_0$

Значения $M_{d_{\lambda}}$ и $M_{d_{\max}}$ можно использовать для оценки правильности выбора двигателя по моменту и для прочностных расчетов элементов трансмиссии.

Скорость второй массы определится из уравнения (3.35).

Учитывая, что

$$-hA + \lambda A = -hA + hA - \omega_0 = -\omega_0$$

$$-hA - \frac{AA_1}{A_1} = \frac{-h^2}{A_1} A_1 + \frac{h}{A} a)_n - AA_1 \frac{h}{A^0} a)_n \frac{h^2 + A^2}{A} A \frac{h}{A^0} \text{III}, \quad \wedge A_i$$

$$hA_2 - AA_1 = cA_i \frac{1}{AJ_2} \frac{b\omega_0}{1-2} - b\omega_0 \frac{1}{AJ_2} \frac{1}{2}$$

или

выражение для скорости приобретает вид

$$\dot{\phi}_2 = \omega_0 e^{-ht} \cos At + \frac{1}{AJ} M_0 + \frac{1}{2} B \omega_0 \sin At$$

Это выражение также можно записать через синусную функцию

$$\phi_2 = a_0 - B e^{-ht} \sin (At + e), \text{ где}$$

$$a_0 = \frac{M_0}{AJ} + \frac{1}{2} B \omega_0$$

$$e = \arctg \frac{B \omega_0 AJ}{2 M_0}$$

Эта функция достигает максимального значения в момент времени, когда

$$\sin (At + e) = -1; \text{ At}$$

$$A < 2$$

и равно

$$\phi_{2 \max}$$

Для получения скорости жернова необходимо функцию ϕ_2 умножить на передаточное отношение

$$\left(\frac{\phi}{m_{\text{жерна}}} - \frac{\phi}{m_A} \right) \cdot u_{21}$$

Если измерить угловую скорость вала двигателя или вала машины в установившемся режиме движения ω_0 и затухание колебаний при выходе на установившийся режим, то можно найти значение приведенного коэффициента вязкого трения, а затем и постоянную составляющую сопротивления M_0 .

$$\omega_2(t_1) = \omega_0 + B e^{-t_1}$$

$$\omega_2(t_2) = \omega_0 + B e^{-t_2}$$

$$\omega_2(t_1) - \omega_0 = B e^{-ht_1}$$

$$\omega_2(t_2) - \omega_0 = B e^{-ht_2}$$

$$hT = \ln \frac{D_2(t_1) - D_0}{D_2(t_2) - D_0}$$

$$h = \ln \frac{D_2(t_1) - D_0}{D_2(t_2) - D_0};$$

$$b = \ln \frac{D_2(t_1) - D_0}{D_2(t_2) - D_0}.$$

$$2J_2 = T \ln \frac{D_2(t_2) - D_0}{D_2(t_1) - D_0}$$

$$e^{-\frac{2J_2}{T}} = \frac{D_2(t_2) - D_0}{D_2(t_1) - D_0}$$

Если измерить $D_2(t_1)$, $D_2(t_2)$ и D_0 , а также T , то можно найти « b ». Далее, если измерить потребляемую двигателем мощность и его момент близок к номинальному, то

$$M_D = \frac{P}{\eta_D},$$

где η_D - к.п.д. двигателя.

Зная этот момент, можно найти постоянную составляющую момента сопротивления:

$$M = M_0 + BD; \quad M_0 = M_D - BD_0.$$

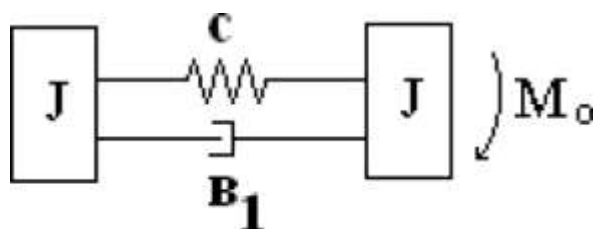
Используя этот подход, можно получить зависимость величины b и M_0 от величины зазора между жерновами, расхода воздуха на аспирацию и температуры в зоне размола.

3.3. Двухмассовая модель с упругой связью и постоянным моментом сопротивления на жернова

Эксперименты показывают, что гармонические колебания при выбеге машины с течением времени затухают. Причиной затухания могут быть силы вязкого трения между двигателем и жерновом или силы вязкого сопротивления в подшипниках и ременной передаче [62].

Допустим, что силы сопротивления действуют между жерно-

вом и двигателем. Это силы вязкого сопротивления в подшипниках



а уравнения движения
$$J_1 p^2 + b_1(p_1 - p_2) + c(p_1 - p_2) = 0 \quad (3.38)$$

Умножая первое уравнение на J_2 , второе на J_1 , вычитая из первого уравнения второе и обозначая $p = p_1 - p_2$, получим

$$J_1 J_2 p'' + (J_1 b_2 + J_2 b_1) p + (J_1 c + J_2 c) p = M_0 J_2 \quad (3.39)$$

Решение уравнения (3.39) имеет вид (при $h < k$)

$$p = e^{ht} (A \cos At + A \sin At) + \frac{M_0}{k^2 J_2} \quad A = \frac{M_0}{k^2 - h^2} \quad (3.40)$$

Постоянные A_1 и A_2 находим из начальных условий $\frac{M_0}{c}$ и ременной передаче. В этом случае модель имеет вид (рис.3.14).

Из первого условия следует $\frac{M_0}{c} = \frac{M_0 J_1}{c J_2}$

Из второго условия следует:

$$p(\Phi^0) = e^{-111} [(-hA + AA_2) \cos At + (-hA - AA_1) \sin At] = 0$$

$$A_2 = \frac{A h A_1}{A_1}$$

Рис.3.14

С учетом найденных постоянных решение (3.40) примет вид:

$$p = \frac{1}{J_1} e^{ht} \cos At + \frac{\sin At}{A} \mathbf{V} \Big|_{J_2} \mathbf{M} \mathbf{J}' \quad (3-41)$$

$$J_n \quad {}^{-ht} \quad (-h + h) \cos At + \quad A \sin At$$

или

$$\frac{J_n}{J_2 J} \quad {}^{-ht} \quad \frac{k^2}{\dots} \sin At \quad (3.42)$$

Угловая скорость первого звена определится из первого уравнения

$$P'' = \frac{M_0}{J_1} \dots$$

(3.38)

$$P_1 = \frac{M_0}{J_1} \frac{J_n}{J_2 J} \quad {}^{-ht} \sin At + \frac{J_n}{J_2 J} \quad {}^{-ht} \cos At + \frac{h}{J_1} \dots \frac{M_0 J_n}{J_1 J_2}$$

Подставляя в это уравнение выражения (3.41), (3.42), получим

$$P_1 = \frac{M_0 h}{J_1} \cos At + \frac{M_0 J_n}{J_1 J_2} \dots$$

$$P_1 = \left| \begin{array}{c} J_1 m k \\ 1 - J_2 k J \\ \dots \end{array} \right| Ph \quad (3.43)$$

или

$$P_1 = \frac{M_0}{J_1} \frac{J_n}{J_2 J} \int_0^t e^{-ht} \sin At \, dt + \frac{M_0}{J_1} \frac{J_n}{J_2 J} \int_0^t e^{-ht} \cos At \, dt + c$$

$$P_1 = \frac{M_0}{J_1} \frac{J_n}{J_2 J} \quad {}^{-ht} \sin At + \frac{M_0 J_n}{J_1 J_2} \dots$$

Интегрируя последнее выражение, получим

Постоянную c находим из начального условия: $a_1(0) = \omega_0$. Она

$${}^{-ht} \sin At \quad (3.44)$$

равна ω_0 и, следовательно,

Последнее выражение приводится к виду

$$M \quad m \cdot J \quad ht \cdot u$$

$$a_1 - \frac{a_n}{J + J_2} - \frac{I}{AJ(J + J)} \gamma e^{ht} \sin At \quad (3.45)$$

$$\rho = \frac{M_0}{J_1 + J_2} t + \frac{M_0}{A(J_1 + J_2)} e^{ht} \sin At + \frac{M_0}{AJ_n k} e^{ht} \sin At$$

или после приведения подобных

$$\rho_2 = \frac{M_0}{J_1 + J_2} t + \frac{M_0}{A(J_1 + J_2)} e^{ht} \sin At \quad (3.46)$$

Графики функций (3.45), (3.46) представляют собой линию с наложенными на нее затухающими колебаниями.

При $\nu_1 \neq 0$ значения $h \neq 0$, а $A \neq k$ и из формул (3.45), (3.46) получаются как частный случай формулы (3.47), (3.48).

$$\frac{J_1 + J_2}{k} \sin kt \quad (3.47)$$

$$\frac{1}{k(J_1 + J_2)} \sin kt \quad (3.48)$$

Для определения коэффициента вязкого сопротивления ν_1 по известным значениям времени выбега машины t_e из формулы (3.46) имеем

$$\frac{M_0}{J_1 + J_2} t_e = \frac{M_0}{A} e^{nt} \sin At_e \quad (3.49)$$

Величину M_0 найдем из уравнения установившегося движения

$$M_0 = \frac{M_0}{\nu_1} = \frac{a}{\nu_1} \quad (3.50)$$

$$(3.51)$$

3.4. Экспериментальная оценка момента сопротивления на рабочем органе жерновой мельницы

При создании новой машины, выборе параметров её трансмиссионную угловую скорость второго звена найдем как

сии и приводного двигателя необходимо знать величину и закон изменения момента сил сопротивления на рабочем органе машины. Для жерновых мельниц с вертикальным расположением жернова такая информация в литературных источниках отсутствует, что затрудняет обоснование рациональных параметров привода мельницы [62].

Теоретический расчет момента сил сопротивления на рабочем органе мельницы при размоле зерна должен учитывать много различных по физической природе факторов и представляет собой весьма сложную задачу, решение которой требует длительного времени. Учитывая потребность практики в быстром получении таких результатов, в данной работе решалась задача приближенной оценки момента сил сопротивления на рабочем органе жерновой мельницы.

Для решения поставленной задачи вначале на основе экспериментальных исследований получалась диаграмма изменения угловой скорости жернова мельницы при её выбеге. По этой диаграмме находилось время выбега жернова. Затем составлялась динамическая модель машины и решением уравнений её движения находилась функция, описывающая изменение угловой скорости жернова при выбеге. После подстановки в эту функцию известного времени выбега определялся момент сил сопротивления, действующий на жернов в процессе работы машины.

Объектом исследования являлась жерновая мельница ММП-50 с вертикальным расположением жернова [102]. Её конструктивная схема показана на рис.3.15. Для повышения достоверности получаемых результатов в экспериментах использовались два разных приводных электродвигателя машины:

а) двигатель 4А112М4У3 мощностью 5,5 кВт с номинальной частотой вращения вала $n_n = 1446$ об/мин (угловой скоростью $(\omega)_{\omega} = 151.4 \text{ e}^{-1}$) и номинальным моментом $M_n = 36,3$ Нм;

б) двигатель 4АС10084У3 мощностью 3,2 кВт с номинальной частотой вращения вала $n_n = 1437$ об/мин (угловой скоростью $(\omega)_{\omega} = 150.5 \text{ e}^{-1}$) и номинальным моментом $M_n = 21,3$ Нм.

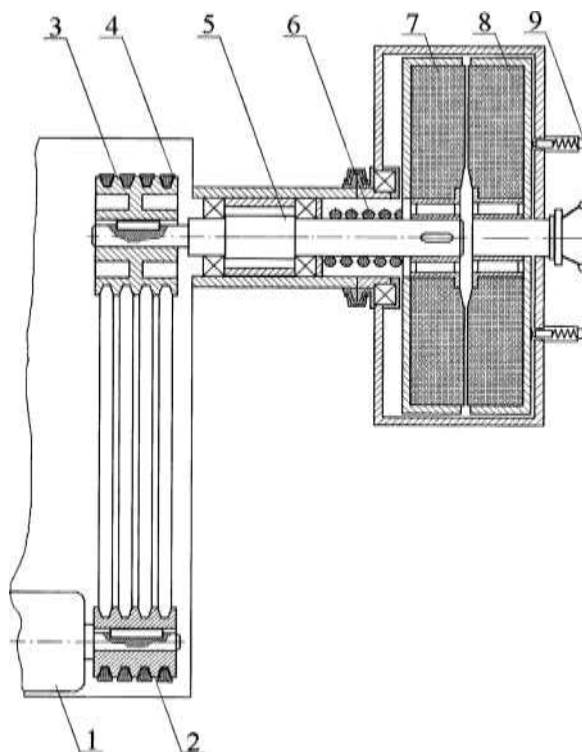


Рис. 3.15. Конструктивная схема жерновой мельницы ММП-50

1 - приводной электродвигатель; 2, 3 - ведущий и ведомый шкивы; 4 - ремень;
 5 - трансмиссионный вал; 6 - транспортирующий шнек; 7 - вращающийся
 жернов; 8 - неподвижный жернов;
 9 - прижимной механизм. Передаточное отношение ременной передачи равно 3,12.

В экспериментах проводился размол пшеничного зерна при следующих режимах работы мельницы:

- при отсутствии подачи измельчаемого материала в мельницу (холостой режим работы);
- при средней подаче измельчаемого материала, равной 50 - 70 кг/час;
- при высокой подаче измельчаемого материала, равной 130 - 150 кг/час.

При проведении экспериментальных исследований на вал двигателя и вал жернова устанавливались датчики угловой скорости, сигнал с которых регистрировался самописцем. Таким образом, получались диаграммы изменения угловой скорости валов машины в период её разбега, установившегося движения и выбега. В дальнейшем для оценки момента сопротивления на жернове использовались диаграммы изменения угловой скорости жернова в процессе

его выбега.

В качестве примера на рис. 3.16 приведены экспериментальные диаграммы изменения угловой скорости жернова за один цикл движения машины с двигателем мощностью 5,5 кВт при различной величине подачи зерна. Масштаб этих диаграмм по оси времени составляет 0,04 с/мм, а по оси угловой скорости - 10,3 с⁻¹/мм. Аналогичные диаграммы были получены и при использовании приводного двигателя мощностью 3,2 кВт. Для каждого режима работы было записано от пяти до десяти таких диаграмм, по которым определялось среднее значение времени выбега t_e жернова. Эти значения представлены в табл. 3.6.

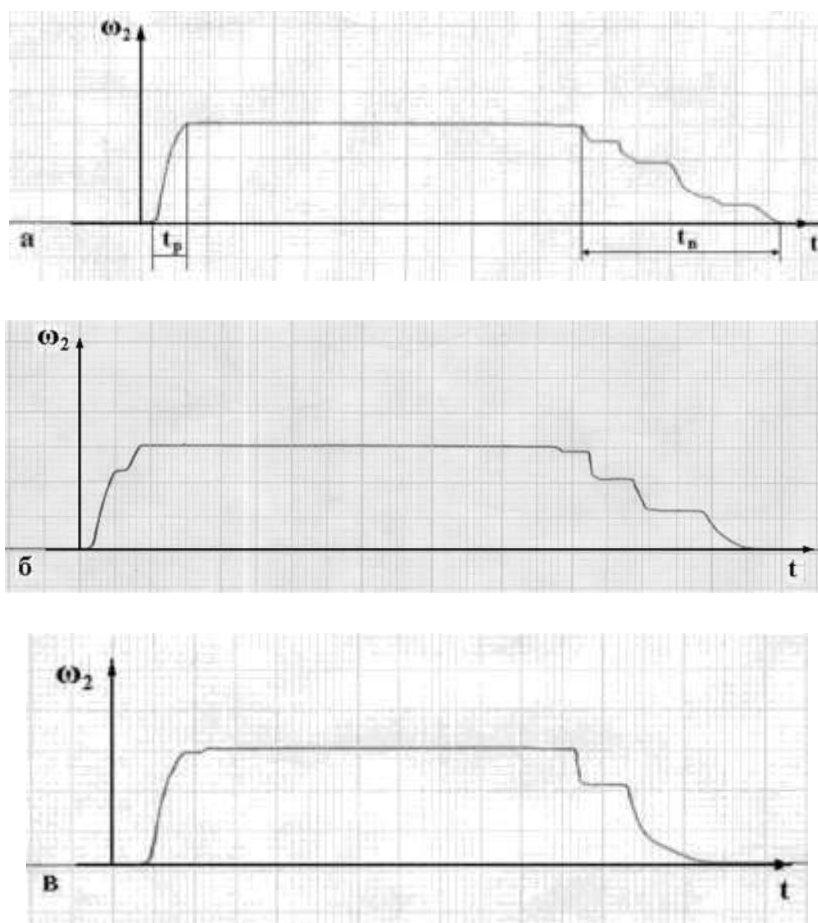


Рис. 3.16. Диаграммы изменения угловой скорости жернова при холостом режиме работы (а), средней подаче (б) и высокой подаче (в) измельчаемого материала

Из представленных диаграмм видно, что при холостом режиме работы машины средняя угловая скорость жернова при его выбеге уменьшается по закону, близкому к линейному (рис.3.16, а). При

этом происходит некоторое колебание скорости относительно среднего значения. Такой же характер изменения угловой скорости жернова наблюдается и при средней подаче измельчаемого материала, равной 50 - 70 кг/час (рис.3.16, б). Такое изменение скорости выбега характерно для постоянного момента сил сопротивления движению жернова.

С увеличением подачи материала до 130-150 кг/час (рис.3.16, в) уменьшение средней скорости выбега носит уже экспоненциальный характер, что характерно для случая, когда момент сил сопротивления движению жернова зависит от его угловой скорости. Но в первом приближении и в этом случае ещё можно аппроксимировать зависимость уменьшения средней скорости от времени линейной функцией.

Таким образом, анализ полученных диаграмм показывает, что в первом приближении в динамической модели исследуемой машины можно считать момент сил сопротивления движению жернова постоянным.

В работе [62] на основе анализа упругих и инерционных характеристик элементов машины ММП-50 было получено, что её динамическая модель может быть представлена в виде двухмассовой системы (рис. 3.17).

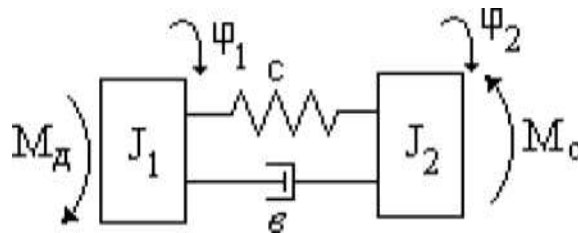


Рис. 3.17. Динамическая модель машины

В этой модели первая масса с приведенным моментом инерции J_1 моделирует подвижные части машины, расположенные до ременной передачи, а вторая - с приведенным моментом инерции J_2 -

части машины, расположенные после ременной передачи. Эти части связаны упругим элементом с приведенным коэффициентом жесткости c , учитывающим податливость ременной передачи, трансмиссионного вала и шпоночных соединений. Демпфирующая связь с приведенным коэффициентом вязкого сопротивления B моделирует силы трения в машине.

Параметры этой модели, следующие [14]:

$$c = 537 \text{ Н/м}; J_2 = 982,4 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2;$$

$$\text{для двигателя мощностью } 5,5 \text{ кВт} - J_i = 190,7 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2;$$

$$\text{для двигателя мощностью } 3,2 \text{ кВт} - J_1 = 107,7 \cdot 10^{-4} \text{ кгм}^2.$$

Данная система имеет две степени свободы, и её движение описывается двумя обобщенными координатами: углами поворота масс (p_1 и p_2). Уравнения движения этой модели в общем случае имеют вид:

$$J_1 \ddot{p}_1 + B(p_1 - p_2) + C(p_1 - P_1) = M_\partial, \quad (3.52)$$

$$J_2 \ddot{p}_2 - B(p_1 - p_2) - C(p_1 - p_2) = -M_c. \quad (3.53)$$

где M_∂ - движущий момент, определяемый механической характеристикой двигателя.

Механическая характеристика асинхронного двигателя на рабочем участке может быть представлена в виде линейной:

$$M_\partial = M_{\partial 0} - B_\partial P, \quad (3.54)$$

где $M_{\partial 0}$, B_∂ - коэффициенты, определяемые с учетом паспортных

$$B_\partial = \frac{M_{\partial 0} \cdot c_n}{c}; \quad (3.55)$$

данных двигателя по формулам:

В рассматриваемых случаях для двигателя мощностью 5,5 кВт:

$$M_{\partial 0} = 1010 \text{ Нм}, B_\partial = 6,428 \text{ Нм-с};$$

для двигателя мощностью 3,2 кВт:

$$M_{\partial 0} = 506 \text{ Нм}, B_\partial = 3,221 \text{ Нм-с}.$$

При выбеге машины $M_\partial = 0$. Тогда, вводя новую переменную $p = p_1 - p_2$, уравнения (3.52), (3.53) можно записать в виде:

$$J p_x + \bar{b}(p + cp) = 0, \tag{3.56}$$

$$J\dot{p} - Jp - bp > -cp = -M_c. \quad (3.57)$$

Выражая из уравнения (3.56) p и подставляя в уравнение (3.57), получим:

$$p + 2hp + kp = \frac{M_c}{J_2}, \quad (3.58)$$

где $2h = b I J_n$; $k^2 = c I J_n$; $J_n = J J_2 I (J_X + J_2)$.

Решением дифференциального уравнения (3.58) при $h < k$ является функция:

$$p = (A \sin kt + A \cos kt) + \frac{c}{J_2 k^2}, \quad (3.59)$$

где $k = \sqrt{k^2 - h^2}$. Постоянные интегрирования A_1 и A_2 находятся из начальных условий:

$$p(0) = M I c, \quad \dot{p}(0) = 0.$$

С учетом найденных постоянных решение (3.59) принимает вид:

$$\frac{1}{\sqrt{k}} (h \dots n \sin kt + \dots \cos kt)$$

$$\frac{M_c p}{J_2 k^2} = -c \quad (3.60)$$

Записывая из уравнения (3.56):

$$\frac{b}{J_{j1}} p - \frac{c}{J_{j2}} p,$$

подставляя в это выражение функцию (3.60) и интегрируя полученное уравнение при начальном условии $p_1(0) = \omega_y$ (ω_y — угловая скорость вала двигателя в установившемся движении), найдем зависимость угловой скорости вала двигателя от времени:

$$\omega_y = \frac{\Phi_1}{k(J + J_2)} \sqrt{\frac{J}{J_2}} e^{-ht} \sin kt \quad (3.61)$$

$$\dot{\omega}_i = \dots$$

Зависимость угловой скорости жернова от времени определится из соотношения $\rho_2 = \rho_1 - i\rho$, которое после подстановки в него функций (3.60), (3.61) приводится к виду:

$$M_c \quad \text{л} \quad -ht \cdot \text{оЛ}$$

$$p_2 = \omega = \frac{M_c}{A(J + jy)} \int_0^t A t - e^{-\lambda t} \sin At \, dt \quad (3.62)$$

Из полученных выражений видно, что при принятом постоянном моменте сопротивления на жернове угловые скорости валов машины в процессе её выбега уменьшаются по линейному закону, на который наложены затухающие гармонические колебания с собственной частотой системы. При этом амплитуда колебаний вала двигателя больше амплитуды колебаний жернова в J_2/J_1 раз.

Если пренебречь колебаниями жернова и оценивать время его выбега t_e по средней скорости, уменьшающейся по линейному закону, то, принимая в уравнении (3.62) $\omega_2 = 0$, получим:

$$\frac{M_c t_e}{J_1 + J_2} = \dots \quad (3.63)$$

Угловую скорость валов машины в установившемся движении найдем из следующих соображений. Для установившегося движения машины справедливо соотношение:

$$M_d = M_c .$$

Подставляя в него линеаризованную характеристику двигателя (3.54) и определяя из полученного выражения угловую скорость валов в установившемся движении, запишем:

$$\omega_y = \frac{M_{d0} - M_c}{b} \quad (3.64)$$

Приравнивая выражения (3.63), (3.64), найдем:

$$M_{до}$$

При подстановке в эти формулы исходных данных получены значения приведенных моментов сил сопротивления M_c и мощностей N_c на валу двигателя (табл. 3.6). Вычитанием из общих моментов и мощностей момента сопротивления $M_{сх}$ и мощности $N_{сх}$ при холостом ходе машины определялась мощность N_p , затрачиваемая на процесс измельчения зерна, и приведенный к валу двигателя момент сопротивления M_c , соответствующий этой мощности. Затем умножением приведенного момента сил сопротивления на передаточное отношение от вала двигателя к валу жернова ($u_p = 3,12$) находился момент сопротивления $M_{жс}$, действующий на жернов.

Таблица 3.6

Результаты расчета момента сил сопротивления, действующего на жернов

Мощность двигателя, кВт	5,5			3,2		
	0	50-70	130-150	0	50-70	130-150
Величина подачи, q , кг/час	0	50-70	130-150	0	50-70	130-150
Время выбега, t_e , с	1,12	1,10	0,60	1,20	1,10	0,60
Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, M_c , Нм	16,2	18,1	29,8	13,9	15,1	27,0
Угловая скорость вала $\sim \frac{1}{\text{двигателя}}$, $Шу$, с ⁻¹	154,6	154,3	152,5	152,8	152,4	148,7
Мощность на валу двигателя, N_c , кВт	2,50	2,79	4,55	2,12	2,30	4,02

$$M_c = \frac{1}{1 + b_d 4^{1/(J_i + J_2)}} \quad (3.65)$$

Полученная формула позволяет по известным моментам инерции элементов модели, параметрам двигателя и времени выбега машины найти момент сил сопротивления на жернове мельницы. Определив момент сопротивления, можно по формуле (3.64) найти угловую скорость жернова в установившемся режиме движения и мощность, затрачиваемую на преодоление момента сил сопротивления:

$$N_c = M_e Шу. \quad (3.66)$$

$M_c - M_{cx}$, Нм	0	1,9	13,6	0	1,2	13,1
$N_c - N_{cx}$, кВт	0	0,29	2,05	0	0,18	1,90
Момент сопротивления, действующий на жернов, $M_{ж} = (M_c - M_{cx})U_p$, Нм	0	5,93	42,43	0	3,74	40,91

При проведении экспериментальных исследований, кроме записи диаграмм изменения угловых скоростей валов, с помощью ваттметра типа Д-365 измерялась мощность, потребляемая электродвигателем. Результаты этих измерений показали, что двигатель с номинальной мощностью 5,5 кВт при работе без нагрузки (со снятым приводным ремнем) потребляет 2,5 кВт, а при высокой подаче измельчаемого материала (130-150 кг/час) - 4,1—5,5 кВт. Двигатель с номинальной мощностью 3,2 кВт без нагрузки потребляет 2,2 кВт. Эти значения соответствуют значениям мощности N_c , приведенным в табл. 3.6, что подтверждает достоверность результатов, полученных предлагаемым методом.

Из данных, представленных в табл. 3.6, следует, что при высокой подаче измельчаемого материала значения моментов сил сопротивления, действующих на жернов, при использовании двигателей различной мощности, практически одинаковы. Их различие не превышает 4%, что лежит в пределах погрешности обработки экспериментальных диаграмм. Это подтверждает достоверность полученного значения момента сил сопротивления, который составляет 41—42 Нм. Для средней подачи измельчаемого материала расхождения в значениях момента сил сопротивления более существенны. Величина этого момента лежит в пределах 3,7—5,9 Нм при среднем значении 4,8 Нм.

Из полученных результатов следует, что с увеличением подачи измельчаемого материала момент сил сопротивления, действующих на рабочий орган мельницы, возрастает по нелинейному закону, который в первом приближении может быть описан эмпирической формулой:

$$M_{ж} = aq^m. \quad (3.67)$$

где q — подача измельчаемого материала; a, m — коэффициенты, зависящие от свойств измельчаемого материала. Если измерять подачу в кг/мин, то по полученным результатам для рассматриваемого в настоящей работе примера можно принять $a = 4,8 \text{ Нм (мин/кг)}^{-2,5}$, $m = 2,5$.

Напомним, что в данной работе ставилась и решалась задача приближенной оценки момента сил сопротивления на рабочем органе жерновой мельницы. Полученные результаты могут быть уточнены в дальнейшем введением в динамическую модель машины момента сопротивления, описываемого зависимостью:

$$M_c = M_o + b_2 \omega^2, \quad (3.68)$$

где M_o - постоянная составляющая момента сопротивления; b_2 - приведенный коэффициент вязкого трения, определяющий переменную составляющую момента, зависящую от скорости вращения жернова.

Кроме этого необходимо продолжение экспериментальных исследований с целью проверки и уточнения формулы (3.67), определения входящих в неё коэффициентов для различных обрабатываемых материалов.

3.5. Расчет движения масличных культур в зерном цилиндре маслопресса ММП - 50

Исполнительный орган шнекового пресса состоит из цилиндра - зеера и шнекового вала. Стенки цилиндра выполнены из стальных пластин, уложенных в каркасе цилиндра так, что между пластинками образованы узкие щели для выхода отпрессованного масла. Шнек по длине разделен на звенья. Витки шнека имеют переменный шаг: большой вначале и постепенно уменьшающийся к противоположному концу [12].

Перерабатываемый материал - "масличный сорт" подсолнечника. Из проведенных многочисленных экспериментов известно, что в начале отжима масла из сырья происходит уплотнение прессуемого материала, сближение частиц сырья и соприкосновение ад-

сорбированных на их поверхности слоев масла. Толщина слоев масла увеличивается, и масло, которое удерживалось до сих пор на частицах поверхностными силами, начинает выделяться в свободном состоянии. При дальнейшем уплотнении частицы сырья деформируются, высвобождая дополнительно масло не только с поверхности, но и из внутренних капилляров частиц. Дальнейшее нарастание давления приводит к слипанию частиц сырья в брикет (жмых), упругость жмыха возрастает, вследствие чего отжим масла практически прекращается. Выходящий из пресса жмых, который зависит от установки выходного кольцевого зазора δ содержит некоторое количества масла. Сырье поступает в шнековую камеру через питатель, захватывается там витками шнека и перемещается вдоль к выходному отверстию.

Свободное пространство между валом и стенками зеера к выходу из пресса непрерывно уменьшается, и прессуемый материал уплотняется тем сильнее, чем дальше он продвигается вдоль шнекового вала. Повышению давления на прессуемый материал способствует также устройство на выходе из пресса (кольцо), позволяющее изменять ширину выходного кольцевого отверстия и толщину выходящего из пресса жмыха.

Связь между давлением p и плотностью ρ выражена соотношением

$$P - P_0 = k(\rho - \rho_0)^Y \quad (3.69)$$

Здесь P_0 - некоторое давление, при котором плотность материала равна ρ_0 , k и Y - постоянные, $Y > 0$. Последнее неравенство выражает естественный факт упрочнения материала при сжатии.

Во многих случаях, т.е. при реальных давлениях основного отжима, Y имеет значение 1. В этом случае связью между давлением P и плотностью ρ является линейная зависимость, что упрощает уравнение движения. Движение перерабатываемого сырья в шнековом канале представляет собой частный случай движения сложной неоднородной смеси, состоящей из жидкой и твердой фаз.

В работе [80] сформулирована математическая модель течения сжимаемого материала с учетом реологических свойств материала, геометрии винтового канала и режима работы пресса.

Рассмотрим процесс отжима масла в зерном цилиндре (рис.3.18) и проведем анализ. Из закона сохранения массы нам из

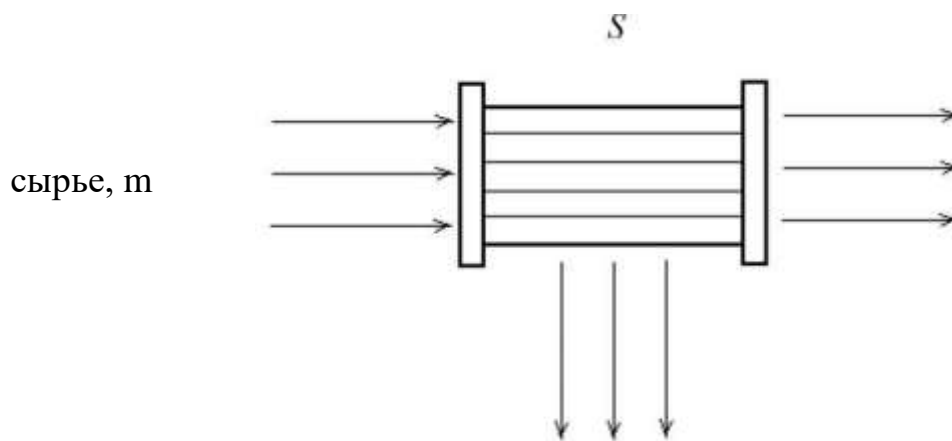
вестно, что изменение массы рассматриваемого объема в единицу времени будет равно (в неизолированной системе при постоянной величине объема U)

$$\Delta m = \int_{U} \rho \, dU \quad (3.70)$$

$$\rho = \rho(x, y, z, t);$$

где $\frac{d\rho}{dt}$ - изменение плотности в единицу времени в единице объема.

Для получения уравнения неразрывности движения, которое является выражением закона сохранения массы, рассмотрим поток вектора ρV сквозь некоторую поверхность S цилиндрической формы



(рис.3.18) постоянного объема U .

масло, m_1
Рис.3.18. Схема отжима масла в зерном цилиндре
маслопресса ММП -50

жмых, m_2

Движение сопровождается отжимом масла через зерную поверхность, измельчением и агрегированием твердых частиц, изменением плотности.

Тогда можно написать равенство

$$\Delta m = \int_{U} \rho V \, ds = - \int_{U} \frac{d\rho}{dt} dU \quad (3.71)$$

где v_n - проекция вектора скорости на нормаль к площадке ds .

Очевидно, положительному значению интеграла по поверхно

сти соответствует некоторое количество вытекающей жидкости, при этом интеграл по объему должен быть отрицательным, так как при уменьшении массы ее плотность будет убывать.

Для перехода от интеграла по поверхности к интегралу по объему воспользуемся формулой Остроградского - Гаусса [45]. В векторной форме эта формула имеет вид $\int a \cdot n \cdot ds = \int a_n \cdot ds = \int$ (3.72)

$$a \text{ в проекциях } \begin{pmatrix} da_x & da_y & da_z \\ \dots & \dots & \dots \end{pmatrix} dU \quad (3.73)$$

$div a dU$

Используя формулу (3.72) для вектора скорости, получим следующее соотношение

$$\int V_n ds = \int div V dU \quad (3.74)$$

Тогда

$$\int p V_n ds = \int div p V dU = \int \left(\frac{d(pu)}{dx} + \frac{d(pv)}{dy} + \frac{d(pw)}{dz} \right) dU \text{ и (3.71) примет вид}$$

$$\int div(pV) dU = - \int \rho dU \text{ или}$$

$$\int \left(\rho + div pV \right) dU = 0 \quad (3.75)$$

Интеграл по произвольному объему будет равен нулю, в случае если подынтегральная непрерывная функция равна нулю.

Используя это свойство, получим из уравнения (3.75) так называемое уравнение неразрывности в виде

$$\rho + div pV = 0 \quad (3.76)$$

С учетом стока жидкой фазы (масла) получим [80]

$$\rho + div pV = -Q \quad (3.77)$$

и количество движения

$$P = \frac{df}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + PF - QV dt \quad * \quad (3.78)$$

В (3.77) - (3.78) P - плотность смеси, V - скорость, Q - сток, ∂ - тензор напряжения, F - объемная сила, t - время.

Следовательно, напряжение ∂ в любой точке системы в матричной форме может быть представлено в виде

$$\begin{vmatrix} \partial & \partial & \partial \\ &_{xx} &_{xy} &_{xz} \\ \partial & \partial & \partial \\ &_{yx} &_{yy} &_{yz} \\ \partial & \partial & \partial \\ &_{zx} &_{zy} &_{zz} \end{vmatrix} \quad (3.79)$$

Величины d_{xx}, d_{yy}, d_{zz} и d_{xy}, d_{xz}, d_{yx} соответственно нормальные и касательные напряжения.

Для упрощения анализа явления условно разделены на две группы.

Первая группа явлений связана с физико-механическими преобразованиями, она включает сжимаемость материала, коэффициенты его внутреннего трения и внешнего трения о стенки, отжим масла. Вторая группа обусловлена геометрией витка и режимом работы пресса. К ней относится развиваемое в цилиндре давление и расход в направлении движения.

3.6. Исследование шнековой универсальной машины ММП-50 (маслопресса)

Исследованию шнековых прессов для отжима масла посвящены работы многих исследователей [76,93,113]. Несмотря на большое количество теоретических и экспериментальных исследований, отсутствуют научно-обоснованные и практически пригодные методы расчета производительности маслоотжимных шнековых мини-прессов.

В работе [5] проведен анализ процесса работы мини-маслопресса ММП-50 для рационального выбора технических и технологических параметров, обеспечивающих высокую производительность, наименьшую энергопотребность и требуемое качество

конечного продукта.

Универсальная машина ММП-50 (на примере маслопресса) предназначена для переработки семян масличных сельскохозяйственных культур (подсолнечника, сафлора, рапса, сои и др.) в растительное масло по упрощенной технологии, исключая предварительное измельчение и влаготепловую обработку семян [102].

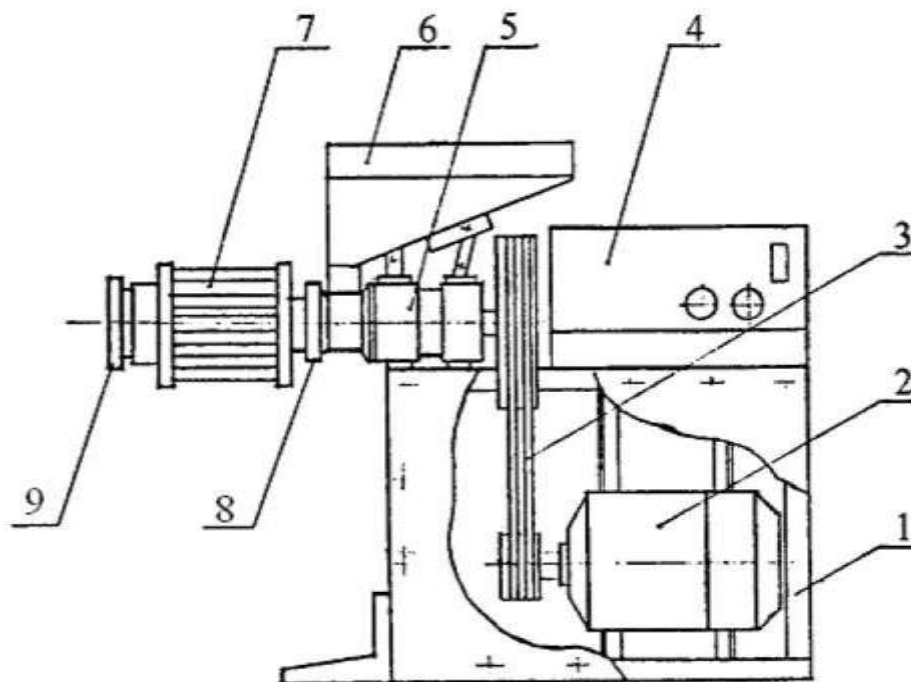


Рис. 3.19. Кинематическая схема маслопресса ММП-50

Основными узлами этого маслопресса (рис. 3.19) являются сварная рама 1, электродвигатель 2, ременная передача 3, панель управления 4, вал 5, бункер 6, зерный цилиндр 7, хомут 8, гайка 9. Шнековый вал набирается из трех отдельных шнековых витков (звеньев), собранных на вал 5. Шнековые витки имеют переменный шаг: от 31,4 мм для первого до 19,3 мм для последнего витка.

Шнековый вал совместно с зерным барабаном является основным рабочим органом маслопресса, который транспортирует перерабатываемый материал в зере, создает давление на сырье и выталкивает спрессованное сырье в виде брикета из пресса. Известно, что изготовить шнек цельный с витками с переменным диаметром и переменным шагом витков сложно и дорого, поэтому в настоящее время его делают составным.

В результате теоретических исследований по известной мето-

дике нами построена диаграмма изменения давления вдоль шнекового вала прессы ММП-50 (рис.3.20) для частного случая. Из графика видно, что при переходе перерабатываемого материала с витка на виток давление по длине шнекового вала плавно возрастает, и так продолжается до последнего витка (до предконусной камеры). В предконусной камере давление достигает максимального значения. Изменение положения регулировочного устройства в основном изменяет давление на перерабатываемый материал в предконусной камере. По длине же шнекового вала давление на перерабатываемый материал изменяется очень незначительно.

Следует отметить, что удельное давление внутри зернового цилиндра шнекового маслопресса ММП-50 зависит от ряда условий: числа оборотов шнекового вала, толщины выходящего жмыха, рода прессуемого материала, состояния зерновых пластинок, качества приготовленного сырья и т.п.

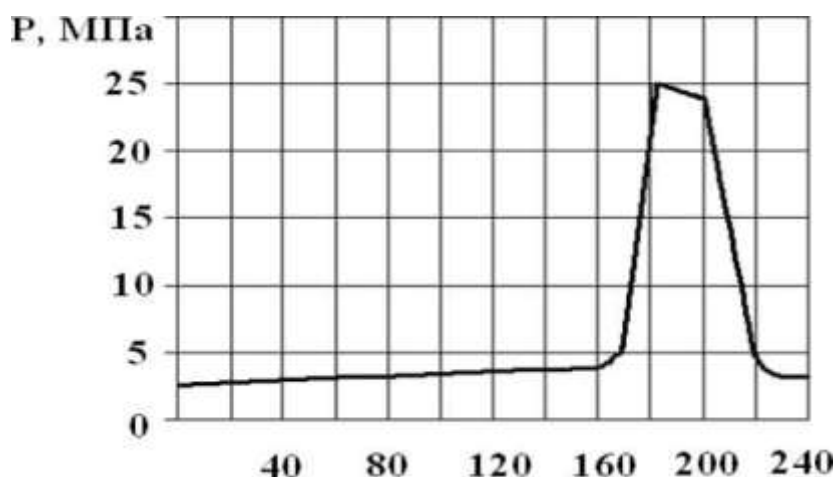


Рис. 3.20. Схема изменения давления по длине шнекового вала

В маслопрессе винт шнека сделан не сплошным, а с разрывами в перьях. При такой конструкции шнекового вала прессуемая масса вначале только перемещается, а затем перемещение ее прекращается и начинается процесс спрессовывания. Шнек изготовлен ступенчатым, образуя конусообразную поверхность, необходимую для постепенного уменьшения объема зеера. За счет увеличения диаметра шнекового вала объем зеера уменьшается в 1,7 раза. Расстояние между шнековыми витками и внутренней поверхностью

колосников зеера составляет 1,5 мм.

Характеристика наборов шнековых витков вала маслопресса ММП-50 приведена в табл.3.7.

Характеристика шнековых витков маслопресса ММП-50

Таблица 3.7

Номер шнека	Наружный диаметр витка, мм	Шаг витка, мм	Диаметр ступицы, мм
1	85,0	31,4	64,9
2	89,0	30,4	72,6
3	89,2	19,3	80,5

Зеерный барабан (цилиндр) 7 (рис.3.19) предназначен для отделения получаемого масла от сырья. Длина зеерного барабана 200 мм; по длине он собран из уложенных одна за другой пластинок в количестве 31 шт. Величина зазора между зеерными пластинками составляет 3 мм, она уменьшается по направлению к выходу жмыха.

Эксперименты на универсальной машине ММП-50 были проведены в следующей последовательности. Устанавливалась ширина конусной щели, пресс выводился на установившийся режим работы. Отбирались пробы поступающих на пресс семян подсолнечника для определения влажности и масличности. Одновременно с весовым замером жмыха, выходящего из пресса, производился замер выхода масла. Время замера выхода жмыха и масла 5 мин. Жмых и масло взвешивались. Во время замеров отбирались пробы жмыха для определения толщины, влажности и масличности. Измерив площадь зазора между зеерными пластинками, через который активно проходит сток масла, и умножив ее на количество в зеерном цилиндре, получили оптимальную дренажную площадь для данной машины, составившую 0,0135 м². Известно, что от величины дренажной площади зависит как масличность, так и количество осыпи.

При выходе из зеерного цилиндра сечение (толщина) выходящего жмыха изменяется в зависимости от положения конуса, тем самым увеличивается или уменьшается давление внутри цилиндра.

Внутри каждой камеры (ступени) шнековый вал перемещает массы обрабатываемого материала, неодинаковые по объему, весу, плотности.

Так, в маслопрессе ММП-50 в приемной части пресса вначале перемещался слой толщиной 15 мм прессуемого материала, а при выходе из зеерной камеры - всего лишь 3-5 мм. Таким образом, уменьшение объема прессуемого материала здесь происходит в отношении 15:5.

Следует отметить, что необходимые перемещения материала и усилия, которые создаются внутри цилиндра, обуславливаются формой винта шнека, а конструкция боковой поверхности прессовой камеры (зеерного цилиндра) не дает обрабатываемому материалу вращаться вокруг оси. Зеерные пластинки собраны по часовой стрелке так, что из них составляется как бы шероховатая, с выступами, поверхность, препятствующая обратному вращению продукта.

При перемещении и сжатии прессуемой массы внутри зеерного цилиндра происходит сильный износ звеньев шнекового вала, зеерных пластинок и прочих трущихся частей: конусов, выходных колец и т.д.

Рассмотрим и проанализируем технологический процесс пресования семян подсолнечника «масличный сорт» на шнековом маслопрессе ММП-50. Сырье из бункера поступает в приемную камеру (зеерную камеру условно разделяем на три части), а затем из камеры первым подающим шнеком (шаг витка $S_1=31,4$ мм) транспортируется в камеру уплотнения сырья; в этой камере сырье уплотняется и на ее поверхности начинает выделяться масло. Через межколосниковые зазоры масло отделяется от сырья и выходит из зеера. В суживающейся части зеера при переходе из первой камеры во вторую сырье вторым шнеком захватывается и с усилием вталкивается во вторую камеру зеера.

Во второй камере происходит обильное выделение масла, так как давление на сырье достигает больших значений и уже вся масса сырья представляет собой уплотненный брикет при равномерном распределении масла во всей его массе. Давление во второй камере

создается в результате последовательного уменьшения шага витка шнека (шаг витка $S_2 = 30,4$ мм), а также за счет увеличения диаметра тела витка. Из второй камеры брикет шнеком подталкивается к третьему шнеку, который своим пером втягивает его в третью камеру.

В третьей камере за счет значительного увеличения диаметра шнековых витков объем камеры уменьшается, в результате чего происходит дополнительное сжатие брикета и выделение масла. Давление в третьей камере создается в результате последовательного уменьшения шага витка шнека (шаг витка $S_3 = 19,3$ мм). Роль витков в третьей камере состоит в проталкивании брикета в зерновой камере, создании давления и преодолении осевого сопротивления и силы трения материала о зерновую и шнековую поверхность.

На протяжении третьей камеры брикет подвергается возрастающему давлению (рис.3.20) в направлении выхода из зеера. Эти усилия создаются выталкивающим шнеком, а также в результате увеличения диаметра винта этого шнека, преодоления силы трения при прохождении брикета в камере и сопротивления, оказываемого конусом 9 (рис.3.19). Как показывают проведенные нами эксперименты (рис.3.20), по мере продвижения маслянистого материала в зеере уменьшается объем прессуемого материала и давление возрастает до максимальных значений. Исследованиями установлено, что внутри зеера имеет место граничное трение. За счет трения между жмыхом и стальной шлифованной поверхностью максимальная температура нагрева шнека достигала 120^0 С. Ее контроль осуществлялся с помощью встроенных в корпус машины термопар.

Для исключения влияния изменения вязкости на производительность во время опытов машина охлаждалась с помощью центробежного вентилятора. Удельное давление на прессуемый материал в различных ступенях зеера разное, т.е. зависит от количества установленных на валу шнеков (в данном случае 3), геометрической формы витков и изменения диаметров ступени шнеков.

Выявлено, что обильное в начале выделение масла к выходу брикета из зеера уменьшилось. Маслопресс конструктивно изго-

товлен для нормальной работы с сырьем сравнительно жесткой структуры. Как было упомянуто выше, данная машина исключает предварительное измельчение и влаготепловую обработку семян. Повышенная масличность жмыха, получаемого из влажного или пересушенного сырья, объясняется тем, что из-за высокой влажности или высокой температуры жмых имеет не жесткую, а пластичную структуру, и при его движении в зеере не развивается высокое давление. Такое сырье под действием давления вытесняется в межколосниковые зазоры в зеере - в щели для выхода масла и забивает их, съём масла затрудняется, так как уменьшается живое сечение щелей зеера. Масло, не вышедшее через щели зеера, идет вместе с жмыхом, повышая его масличность.

Сырье, передвигаясь в цилиндре зеера, разрезается зубьями ножей, продвижение ее происходит параллельно оси шнекового вала как бы по направляющим плоскостям. Отпрессованное от сырья масло через межколосниковые зазоры выходит в сборник масла. На съём масла в большей степени влияет толщина жмыха, выходящего из зеера.

На основе проведенных лабораторных экспериментов установлено, что нормальная толщина жмыха для данной машины в среднем составляет 5-8мм, масличность 5-7% при фактической влажности, производительность маслопресса 50 кг семян подсолнечника в час.

Регулировка толщины жмыха производится установкой конусом соответствующего межкольцевого зазора на выходе из зернового барабана (рис.3.19).

Таким образом, полученные результаты лабораторных экспериментов позволили уточнить технические и технологические параметры исследуемой машины.

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ММП-50

Экспериментальные исследования универсальной машины ММП-50 проводятся с целью дополнения и оценки достоверности

результатов, полученных на основе теоретических предпосылок и получения недостающих данных для анализа работы машины в целях обоснования главных ее параметров и режимов работы.

Для проведения экспериментальных исследований разработана методика и сформулированы задачи, решаемые в ходе работы. Исходя из этих задач, разработан и создан стенд.

Для достижения поставленной цели ставятся следующие задачи:

- разработка методики проведения экспериментальных исследований универсальной машины;
- разработка и создание экспериментального стенда;
- проведение тарировки датчиков и регистрирующей аппаратуры;
- исследование влияния температурного режима на размол зерна и отжима масла из масличных культур;
- исследование влияния температуры рабочих органов станка на выход и качество продукции;
- исследование переходных режимов при различных нагрузках.

4.1. Методика проведения экспериментальных исследований

Исходя из цели и задач, решаемых в ходе экспериментальных исследований универсальной машины, разработан экспериментальный стенд.

Экспериментальный стенд включает в себя комплекс приборов ваттметра 1, амперметры 2, трансформаторы 3, датчик Холла 4 и самопишущее устройство 5 (марки НЗ38-6П). Результаты экспериментальных исследований фиксировались на самопишущем устройстве марки НЗ38-6П [107].

Температура нагрева рабочих поверхностей жерновов мельницы и шнека маслопресса и жмыха замерялись электрической термопарой. Скорость воздушного потока вентилятора измерялась чашечным анемометром типа МС-13 ГОСТ 6376-74. Частота оборотов вала, на котором установлен вращающийся жернов или шнек маслопресса, измерялась тахометром типа ТЧ10-Р ГОСТ-21339, погрешность измерений которого не превышает 1%. Время процесса

измельчения сыпучих пищевых продуктов и отжима масла фиксировалась секундомером.

В ходе экспериментальных исследований измерялись угловая скорость и потребляемая мощность электродвигателя, угловая скорость вала, на котором установлен вращающийся жернов. Измерение величины угловых скоростей ротора электродвигателя 1 и вала 2, на котором установлен вращающийся жернов, производится соответственно тахогенераторами типа М9Т-9020-2 и М33W-6С-9hD. Угловые скорости ротора электродвигателя и вала, на котором установлен вращающийся жернов, с помощью тахогенераторов преобразуются в электрический сигнал, который в последующем выпрямляется выпрямителем (диодным мостиком) и передается самопишущему устройству 15. Для измерения мощности, потребляемой электродвигателем, использованы ваттметр 13 типа Д-365 и преобразователь мощности 14 типа ПО3001 [106]. Электрический сигнал, поступающий от преобразователя мощности, передается самопишущему устройству марки Н 338-6П.

4.2. Лабораторные и промышленные эксперименты универсальной машины ММП-50 (на примере маслопресса)

Эксперименты выполнены на универсальной машине ММП-50. Прессованию подвергались семена подсолнечника «масличный сорт».

Эксперименты были проведены в следующей последовательности. Устанавливалась ширина межкольевого зазора, пресс выводился на установившийся режим работы. Отбирались пробы по-

ступающих на пресс семян подсолнечника для определения влажности и масличности. Одновременно с весовым замером жмыха, выходящего из пресса, производился замер выхода масла. Для сбора масла был изготовлен специальный приемник, который устанавливался под зерный цилиндр. Время замера выхода жмыха масла 5 мин. Жмых и масло взвешивались. Во время замеров отбирались пробы жмыха для определения толщины, влажности и масличности. Тщательно зачищалась внутренняя часть зерного цилиндра, и через 10 минут быстро собиралась и взвешивалась вся зерная осыпь, при этом определялась ее влажность. Анализы проб были выполнены на специальных приборах. Масличность жмыха определялась по общеизвестной методике. Была проведена статистическая обработка результатов эксперимента и подсчитана секундная и часовая производительность.

Полученные результаты лабораторных и промышленных экспериментов показали удовлетворительную корреляцию с данными теоретического расчета производительности пресса по формуле [75].

(4.1)

$$V_0 = 15 \frac{D^2 - d^2}{4} \frac{L}{S} \frac{n}{\cos a} \sin b$$

где D - наружный диаметр витка, м; d - диаметр ступицы, м; L - длина витков вдоль оси вала, м; S - шаг витка, м; i - число заходов витка ($i = 1$); n - частота вращения вала, об/мин; a, b - размеры поперечного сечения, м; a - угол подъема винта, град.

Максимальное отклонение не превышало 15%.

Установлено, что зависимость производительности от частоты вращения вала, составленного из составных шнеков, линейна. Конкретная геометрия шнековых витков, позволяющая интенсифицировать работу маслопресса, определена опытом.

Промышленные эксперименты были выполнены в производственном цехе Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР. В ходе испытаний изменялась форма витка шнекового механизма. Критерием оценки служили производительность по

жмыху и масличность жмыха. Так как испытания проходили дли-
105

тельное время, за которое изменялись технологический режим и свойства подсолнечных семян, то исследования велись с повторными контрольными измерениями влажности и масличности семян перерабатываемых культур.

Перед рабочим режимом для подогрева шнекового вала машина работала в холостом режиме до 5 минут.

Следует отметить, что данная машина исключает предварительное измельчение и влаготепловую обработку семян. Исследованиями установлено, что внутри зеера имеется место граничного трения. За счет трения между жмыхом и стальной шлифованной поверхностью максимальная температура нагрева шнека достигала следующих значений:

в первом транспортирующем шнеке $t=20^{\circ}\text{C}$,

во втором уплотняющем шнеке $t=50^{\circ}\text{C}$,

в третьем прессующем шнеке $t=80^{\circ}\text{C}$,

в последнем витке третьего шнека и конусного механизма температура нагрева составила $t=120^{\circ}\text{C}$.

Ее контроль осуществлялся с помощью встроенных в корпус машины термодатчиков. Для исключения влияния изменения вязкости масла на производительность во время опытов машина обдувалась с помощью центробежного вентилятора. Некоторые результаты испытаний приведены в виде графика на рис.4.1.

Исследованиями установили, что высокая температура нагрева (120°C) значительно снижает производительность и качество перерабатываемого продукта.

Экспериментально установлено, что рабочим температурным режимом исследуемой машины является 80°C . При такой температуре нагрева основного рабочего органа - маслопресса качество жмыха и масла не ухудшается. Кроме этого, степень уменьшения масличности жмыха и увеличения производительности пресса зависит от геометрии витков, диаметров шнеков и правильной установки конусом соответствующего межкольцевого зазора на выходе из зернового цилиндра.

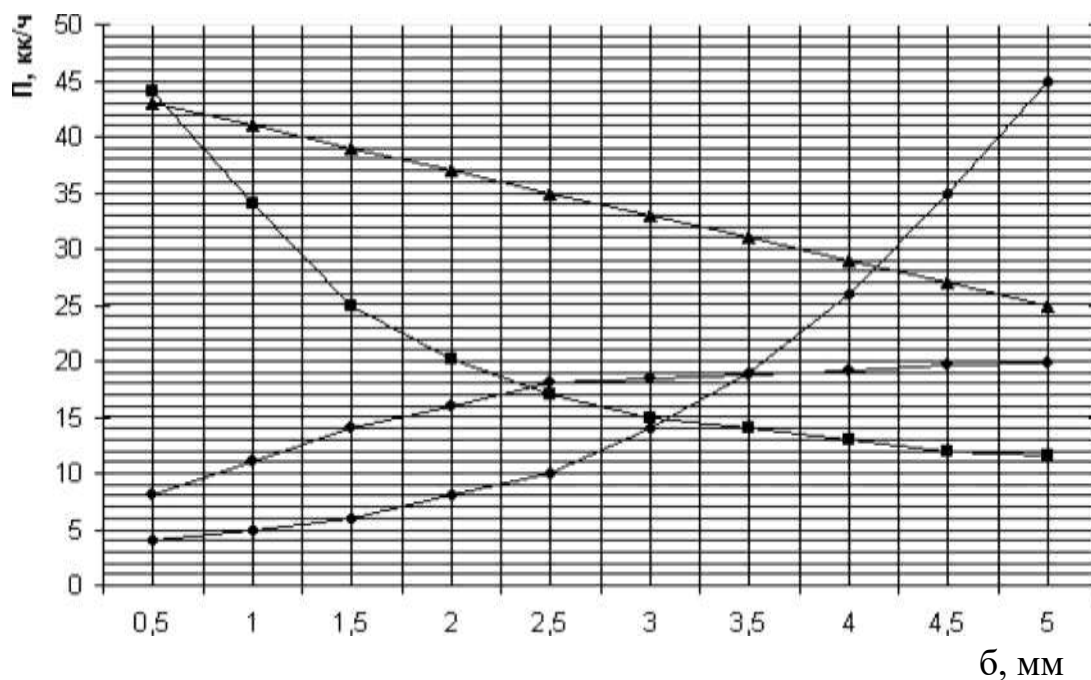


Рис.4.1. Влияние конусного зазора δ , шнекового пресса на его производительность P , температуру T , выход масла q и удельный расход энергии $N_{уд}$

- ▲ - выход масла q
- - температура нагрева T
- ◆ - удельный расход энергии $N_{уд}$
- - производительность P

4.3. Лабораторные и промышленные эксперименты универсальной машины ММП-50 (на примере жерновой мини-мельницы с горизонтальной осью вращения)

Эксперименты выполнены на универсальной машине ММП-50 (жерновой мини-мельнице производительностью 50 кг/ч). Частота вращения жернового вала 480 об/мин.

Жерновая мини-мельница с горизонтальной осью вращения предназначена для размола зерна пшеницы, ржи, фасоли и т.д. и состоит из привода, сварной рамы, двух вертикально расположенных жерновов, (неподвижного и вращающегося), прижимного механизма, регулирующего зазор между жерновками, бункера для загрузки измельчаемого материала, транспортирующего шнека и центробежного вентилятора для аспирации жерновов.

Эксперименты были проведены в следующей последовательности. Устанавливался необходимый рабочий зазор между жерновами, мельница выводилась на установившийся режим работы. Время помола в каждом эксперименте колеблется в рамках 2-3 ч. в зависимости от подачи измельчаемого материала (данные приведены в табл.4.3). Влажность зерна в разовом и повторительном помоле составила 11,2-13%. Температура окружающей среды во время помолов была 21-23⁰С, относительная влажность 50-60%.

Результаты помолов оценивали выходом и качеством муки. Первая методика помола предусматривала разовый помол, вторая - предварительный вымол оболочек с последующим помолом зерна пшеницы на жерновах.

Подготовка зерна к помолу включала в себя следующие три основные операции:

- очистка зерновой массы от примесей;
- очистка поверхности зерна;
- гидротермическая обработка зерна.

Очистка зерновой массы от примесей выполнялась по общеизвестной методике. Примеси, отличающиеся от зерна размерами, удалялись путем сортирования на ситах. Для этого применили рассевы. Примеси, отличающиеся от зерна аэродинамическими свойствами (парусностью), отделялись на аспираторах при помощи струи воздуха, направляемой навстречу струе зерна. Отбирались пробы поступающей на размол зерна пшеницы для определения типа, стекловидности и влажности зерна.

Эксперименты проводились на пшеницах «Интенсивная» и «Безостая-1», физико-химические свойства которых приведены в таблицах 4.1 и 4.2.

В ходе экспериментов производилась регистрация следующих параметров машины:

1. Скорость вращения жернового вала ($n_{ж}$);
2. Мощность, потребляемая двигателем при холостом (N_{xx}) и рабочем (N_p) режимах;

3. Сила тока (J_x) на холостом ходу и в рабочем (J_p) режимах;
4. Время переходного процесса машины в момент запуска и при ее выбеге (t);
5. Температура нагрева исполнительных органов ($^{\circ}C$);
6. Расход воздуха вентилятора (Q_d);
7. Производительность машины (Π);
8. Угловые скорости ротора двигателя (J_{δ}) и жернового вала (J).

Таблица 4.1

№ п/п	Пшеница «Интенсивная»	
1	Влажность	11,2 %
2	Сорность	0,7 %
3	Зернистость	1,9
4	Стекловидность	38,0 %
5	Клейковина	25% 95 единиц
6	Натура	785 единиц

Таблица 4.2

№ п/п	Пшеница «Безостая-1»	
1	Влажность	13,0 %
2	Сорность	2,0 %
3	Зернистость	1,9
4	Стекловидность	50,0 %
5	Клейковина	25% 75 единиц
6	Натура	785 единиц

В процессе эксперимента измерялась температура нагрева рабочих поверхностей жерновов с помощью термопар, встроенных в корпус машины, а также регистрировался расход электроэнергии при помощи специального изготовленного стенда, состоящего из двух амперметров, ваттметров, датчиков Холла, включенных в сеть

электродвигателя. Регистрировалась продолжительность процесса измельчения (пропуск через жернова), и проводились замеры потребления электроэнергии мини-мельницы на холостом и рабочем ходу. Скорость воздушного потока вентилятора измерялась чашечным анемометром типа МС-13 ГОСТ 6376-74 во всех этапах процесса размола зерна пшеницы, при помощи приборов для измерения расхода электроэнергии сняты показания. Эксперименты проводились при одних и тех же рабочих зазорах жерновов, при разных подачах сыпучих пищевых продуктов, определялись различия степени измельчения, удельного расхода электроэнергии, производительности измельчающих машин при прочих равных условиях.

Для сбора муки и отрубей был изготовлен специальный приемник, который устанавливался под жерновами. Полученные фракции муки взвешивались, и определялись сортность муки и процентные соотношения отрубей. Анализ проб выполнен на специальных приборах.

Схема помола зерна на жерновой мельнице ММП-50 приведена на рис.4.2.

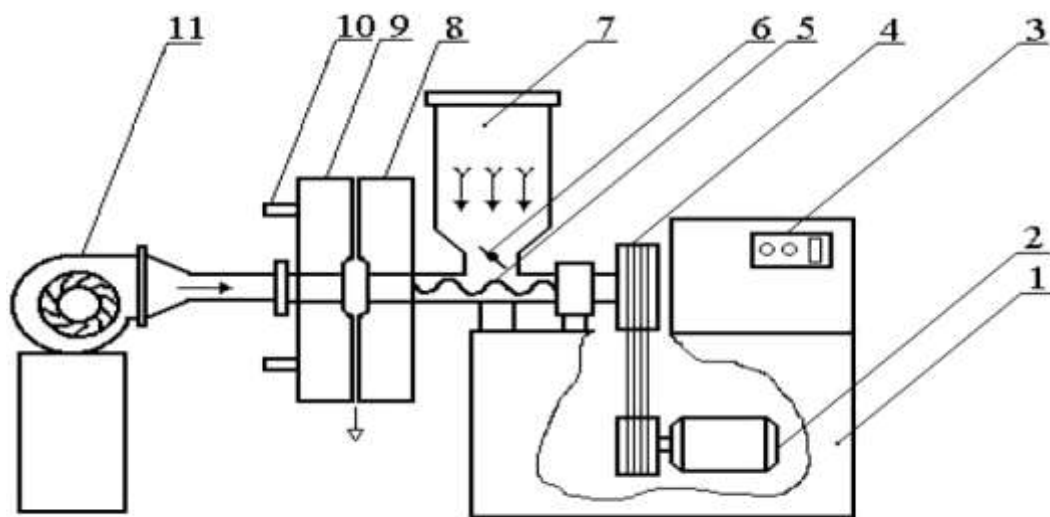


Рис. 4.2. Схема помола зерна на жерновой мельнице ММП-50 1 - корпус; 2 - электродвигатель; 3 - панель управления; 4 - клиноременная передача; 5 - шнековый вал; 6 - регулировочный клапан; 7 - бункер; 8 - вращающийся жернов; 9 - невращающийся жернов; 10 - прижимной механизм; 11 - вентилятор

4.4. Влияние аспирации на качество и выход муки

При испытаниях реакции рабочего органа машины на действие тепловых возмущений температуру измеряют при помощи различных первичных преобразователей. Для этого чаще всего используются термоэлектрические термометры-термопары. Применение термопар объясняется тем, что конструкция машины имеет сложную конфигурацию, и измерение температуры в различных точках другими средствами нецелесообразно ввиду того, что приходится измерять ее на потолочных, вертикальных, наклонных плоскостях, а также внутри различных полостей.

Для получения достоверной информации о протекающем процессе при измерении температуры конструкции машины термопарами необходимы следующие условия: равенство температур термометра и измеряемой температуры; исключение возможного искажения температуры поверхности в месте измерения термометром.

Целью проведенного нами исследования было определение температуры рабочих органов машины в рабочем режиме.

Анализ литературы показал [109], что в настоящее время используется много разных методов крепления термопар. В нашем случае приемлемы два метода (рис. 4.3, 4.4). Измерения проводились в различных точках рабочего органа машины.



Рис. 4.3



Рис.4.4

Обзор специальной литературы показал, что жерновые мельницы с горизонтальной осью вращения изучены еще недостаточно.

В частности, в наших исследованиях одной из технических задач стало то, что во время работы жернова нагревались, вследствие чего в рабочей зоне образовывался теплый воздух, а влага из продукта, проходящего между жерновами, от нагревания испарялась. При соприкосновении нагретого воздуха и продукта с более холодным окружающим воздухом и частями машины происходила конденсация водяных паров, что приводило к образованию на рабочих поверхностях жернова влаги, клейстеризующей муку (рис.4.5).

Нагревающиеся в процессе измельчения оболочки, теряя влагу, становились хрупкими, быстрее дробились и, попадая в муку, ухудшали ее качество при сортовых помолах. Ухудшались также севкость сит, увеличивались недосевы, и, в конечном счете, снижалась производительность жерновой мельницы с горизонтальной осью вращения (рис.4.5).

Таким образом, для обеспечения нормальной работы жерновой мельницы с горизонтальной осью вращения необходимо было ее охлаждать.

Это достигалось аспирацией [7,122]. В качестве аспирационных устройств применялись несколько центробежных вентиляторов

с разными техническими характеристиками.



Рис. 4.5

На наш взгляд, основная идея решения данной проблемы должна заключаться в обосновании целесообразности применения центробежного вентилятора с соответствующими аэродинамическими параметрами.

Точность расхода воздуха имеет большое значение для создания нормальных условий процесса измельчения и обеспечения наименьших затрат на вентиляцию. Подача недостаточного количества воздушного потока, как показали проведенные нами эксперименты, значительно снижало качество муки и производительность мельницы.

В целях разработки практической рекомендации для повышения эффективности процесса измельчения зерна проведен более глубокий анализ результатов работы жерновой мини-мельницы с горизонтальной осью вращения, состоящей из нижеследующих трех основных этапов.

Первый этап эксперимента проводился на жерновой мини-мельнице ММП-50 без аспирационной установки, т.е. расход воз-

духа был равен нулю (см. кривую $Q_b = 0$ на рис 4.8).

В данном эксперименте получили чрезмерно перегретую муку. Это привело не только к увеличению расхода энергии, но и к уменьшению выхода муки и ухудшению ее качества. Температура нагрева рабочих поверхностей жерновов доходила до 90°C .

Наряду с этим при нагреве жерновов до температуры $85-90^{\circ}\text{C}$ наблюдалось сильное прилипание измельчаемых продуктов к поверхности жерновов в виде клейстера (рис.4.5), что отрицательно повлияло на выход, качество муки и расход энергии.



Рис. 4.6. Жерновая мини-мельница

Таким образом, в первом этапе эксперимента установлено, что без аспирации жерновов получается худший вымол зерна с низким качеством муки.

Второй этап эксперимента проводился с аспирационной установкой №1, где расход воздуха вентилятора составляет $Q_b = 2,47\text{ м}^3 / \text{мин}$. Из экспериментальных данных следует, что с применением аспирационного устройства №1 при таком расходе воздуха общий выход муки возрастал, т.е. производительность машины увеличивалась, достигая $\Pi = 35 \text{ кг/ч}$ (рис.4.8) при влажности зерна

14,3%. Как указывалось, выше, аспирация жерновов центробежным вентилятором оказала существенно положительное влияние на качество муки и рабочие поверхности жерновов, где четче видны все ручьи-высечки, чем вид жернова на рис.4.5. На рабочих поверхностях жерновов не образовалось клейстера, улучшилось просеивание. Температура нагрева рабочих поверхностей жерновов составила 70⁰С.

Третий этап эксперимента по измельчению зерна, как и в предыдущем случае, проводился по той же методике, но с применением аспирационного устройства №2, где производительность вентилятора была $Q_b = 5,4 \text{ м}^3/\text{мин}$ (рис.4.8). При этом получены следующие результаты.



Рис. 4.7

В зоне измельчения между жерновами развивалась температура до 50⁰С, вследствие чего получалось большое количество выхода муки с хорошим качеством. Показатели процесса приведены на рис. 4.8. Воздушный поток, подаваемый центробежным вентилятором, одновременно охлаждал рабочие поверхности жерновов и продукт, обеспечивая оптимальный режим измельчения. Во всех экспериментах рабочий зазор между жерновами составлял до 0,0394 дюймов (ок.1,00076 мм).

Анализ полученных данных показывает, что при одинаковых

подачах пшеницы по мере увеличения значения расхода воздуха выход муки увеличивается и улучшается качество муки. Общий выход продукции составлял при помоле пшеницы хорошего качества 65-70% муки (высший + первый и второй сорт) при условии корректной эксплуатации машины. На основе анализа регистрируемых параметров были построены графики и сделаны выводы зависимостей регистрируемых величин от параметров элементов измельчительной машины.

На рис.4.9 приведены экспериментальные графики, по которым можно судить о влиянии аспирации на производительность мельницы, на качество муки и на продолжительность работы при разных расходах воздуха.

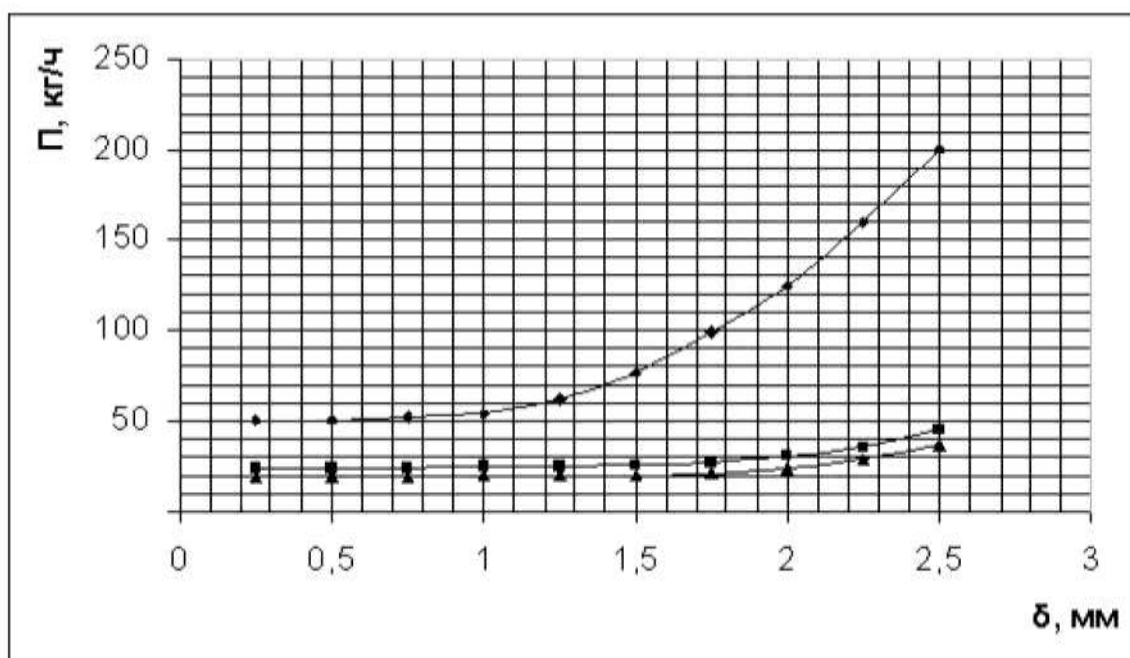


Рис. 4.8. Влияние аспирации Q_b жерновов на его производительность при различных рабочих зазорах δ между жерновами

- ▲ - без аспирации, $Q_b = 0$.
- - вентилятор №1, $Q_b = 2,47 \text{ м}^3 / \text{мин}$
- ◆ - вентилятор №2, $Q_b = 5,4 \text{ м}^3 / \text{мин}$

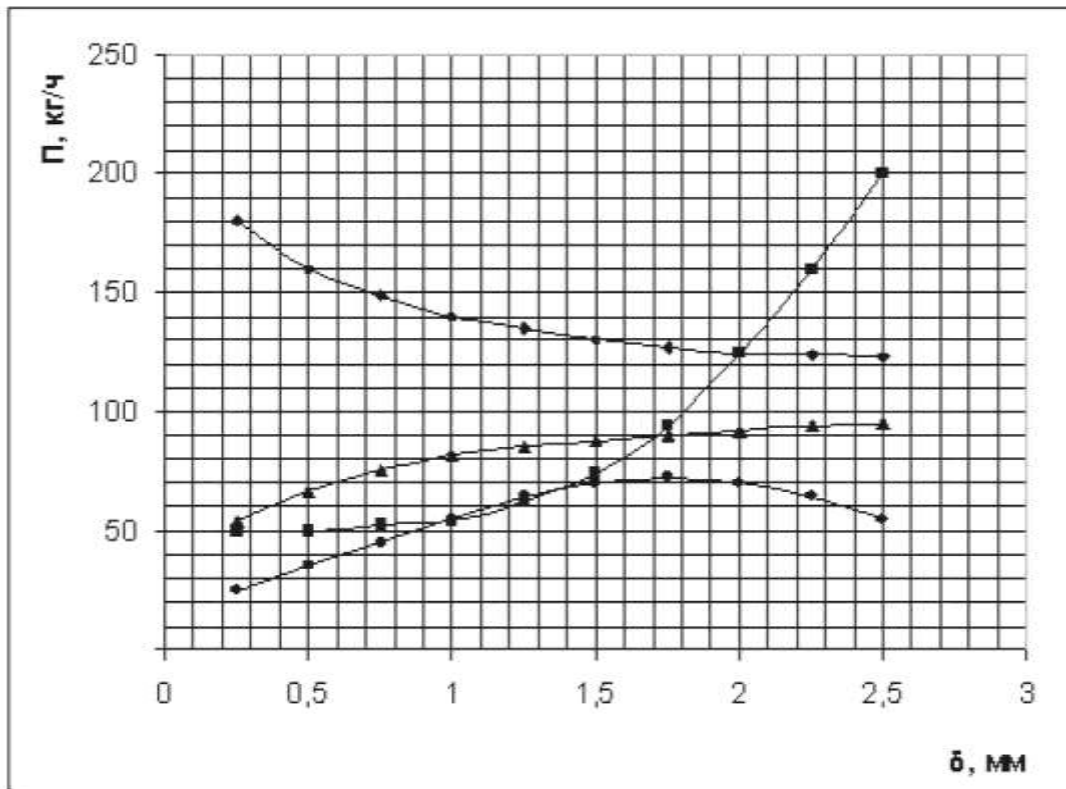


Рис. 4.9. Влияние рабочего зазора δ на производительность Π , температуру T , качество муки D и удельный расход $W_{уд}$

- ▲ - удельный расход $W_{уд}$
- - производительность Π
- ◆ - температура T
- - качество муки D



Бункер (рис.4.11) предназначен для засыпки зерна и имеет емкость 90 куб.дм. В нижней части бункера имеется заслонка для плавного регулирования подачи зерна.

Рис.4.10

Зерно из бункера с помощью шнека поступает в пространство между вращающимися жерновами и размалывается. Из мельницы продукт размола через циклон поступает в первый рассев, где происходит его разделение на муку 1 сорта и отруби. Мука из отсева ссыпается по рукавам в мешки. Продукты размола через лоток направляются во второе сито. Здесь отруби перемешиваются в осевом направлении и выводятся через лоток. Мука 1 и 2 сорта, прошедшая со второго сита с помощью вентилятора через транспортирующий шланг, вновь направляется в рабочую зону жерновов. Транспортирующий шланг не только транспортирует муку, но и охлаждает жернова. Если отруби содержат большое количество мучнистых частиц (очень светлые), необходимо уменьшить подачу продукта в рабочую зону. Правильно отрегулированная подача продукта в пространство между жерновами позволяет увеличить выход муки из продукта размола, полученного на жерновой мельнице, до 75%.



Рис. 4.11. Универсальная машина ММП-50

4.5. Методика проведения процесса шелушения зерна пшеницы на жерновой мини-мельнице с горизонтальной осью вращения

Технологическая ценность зерна определяется стекловидно-

стью, зольностью эндосперма, объемной массой и некоторыми другими показателями. Весь сложный процесс помола зерна на современных мукомольных заводах направлен на то, чтобы как можно лучше раскрыть ценные компоненты - эндосперм зародышей и алейроновый слой от оболочек.

При разовом помоле мы стремились измельчать зерно в муку путем однократного пропуска через вертикальную жерновую мельницу. Однако полученная мука содержала большой процент дробленых оболочек и зародыша, которые по размеру соответствовали частицам муки и не смогли быть выделенными из примеси при последующем просеивании. Попавшие в муку все дробленые оболочки придали ей темный цвет, и уменьшилась их питательная ценность. Мука по степени измельчения получалась неоднородной.

В муке более заметно выделялись крупные частицы оболочек зерна, которые вследствие упругости размалывались в меньшей степени, чем эндосперм зерна. Выход чистой муки (без оболочек) был незначительным. На рис. 4.12 показана схема разового помола. При таком помоле просеивания продуктов размола нет, поэтому мука получается неоднородной и состоит из частиц эндосперма и оболочек разных размеров. Выход муки составил 99,5 % (0,5% приходилось на услуги и механические потери).

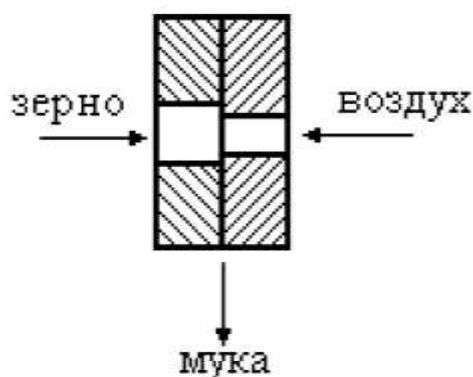


Рис.4.12. Схема разового помола без просеивания муки

Следует отметить, что мелкая (тонкая) мука получается в сближении размалывающих жерновых камней (низкий режим помола), а для получения муки крупного помола зазор между жерновами увеличивается (высокий режим).

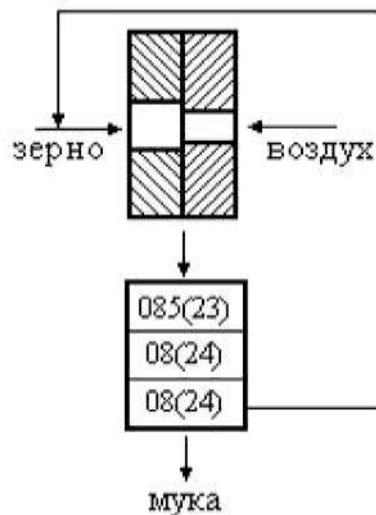


Рис.4.13. Схема разового помола с просеиванием муки

На рис.4.13 изображена схема разового помола с просеиванием продуктов ситами № 085 (23) - № 08 (24), проходом через которые получается мука. После схода с сит более крупные частицы возвращаем на ту же жерновую мельницу для повторного измельчения.

Как известно, основной задачей для улучшения качества муки при сортовых помолах является измельчение зерна с максимальным извлечением эндосперма в виде муки без примеси дробленых оболочек.

С целью улучшения качества муки, т.е. уменьшения количества содержащихся в ней оболочек, при проведении эксперимента применили метод «мокрого шелушения», суть которого заключается в следующем.

Перед проведением процесса шелушения зерно подвергали гидротермической обработке. Цель гидротермической обработки зерна (ГТО) заключалась в направленном увеличении разницы сопротивления разрушающим усилиям оболочек и эндосперма зерна с помощью увлажнения водой с последующим отволаживанием. Чем больше будет получена при ГТО разница в сопротивлении размалывающим усилиям оболочек и эндосперма, тем выше эффективность переработки зерна в муку [39]. При взаимодействии с водой в первые несколько секунд зерно интенсивно поглощает влагу. Этот первоначальный захват воды осуществляется плодовыми обо-

лочками, которые имеют большое количество пустот, пор и капилляров. В последующий промежуток времени (0,5-1ч) вода перемещается в семенные оболочки, зародыш и алейроновый слой. Здесь вода прочно удерживается, что предотвращает ее потери. Дальнейшее перемещение воды направлено внутрь эндосперма. Скорость переноса влаги в эндосперм резко уменьшается. Перемещение влаги по эндосперму сопровождается образованием большого количества микротрещин, что разрыхляет эндосперм и увеличивает его размалываемость. Происходит биохимический процесс. В холодное время для увлажнения зерна вода нагревалась до комнатной температуры.

В целом можно отметить, что при гидротермической обработке, кроме изменения упругих свойств зерна, изменялись также физические свойства оболочек. В результате увлажнения и отволаживания оболочки теряют упругие свойства, т.е. становятся более пластичными и менее жесткими; при влажности 44,0-48,0% они практически теряют свои упругие свойства.

Следовательно, влажность оболочек должна превышать исходную влажность зерна примерно в 3,0 - 3,5 раза. В этом случае оболочки становятся наиболее пластичными и, следовательно, в меньшей степени будут подвергаться измельчению [39,15].

Подвергая зерно гидротермической обработке, мы стремились к такому перераспределению влаги в оболочках и эндосперме, чтобы первые приобрели способность получать, не разрушаясь, остаточные деформации, т.е. стали вязкими, прочными, а эндосперм более хрупким и меньше сопротивлялся механическим усилиям при шелушении в жерновой мини-мельнице с горизонтальной осью вращения. Благодаря использованию этих физических особенностей составных частей при помолах добивались наименьшего измельчения оболочек и максимального отделения от них эндосперма. Выбор рабочего зазора между жерновами полностью связан с осуществлением этой основной задачи.

Физическая сущность процесса шелушения зерна на данной мельнице состоит в следующем. Продукт из бункера поступает с помощью шнека в рабочую зону между жерновами и движется по ее

поверхности. По пути следования продукт обрабатывается в результате воздействия на него шероховатых поверхностей подвижного и неподвижного жерновов. Как известно из специальной литературы, в процессе снятия оболочек, помимо сжимающих сил, большое значение имеют силы сдвига, когда валки вращаются навстречу один другому с различной окружной скоростью. При этом в результате вдавливания зерновки в жерновую поверхность подвижный жернов не только разрушает оболочку зерновки, сжатой в зоне между жерновами, но и отделяет ее, т.е. производит шелушение. Вследствие многократного трения зерновок друг о друга и о рабочую поверхность происходит шелушение.

Интенсивной обработке продукта в рабочей зоне способствовал воздушный поток, создаваемый вентилятором и проходящий через слой продукта во время его прохождения рабочей зоны жерновов. Одновременно, благодаря аспирации, из рабочей зоны жерновов удалось удалять, по мере их образования, мучка, пленку и т.п. Для проведения шелушения рабочий зазор исполнительного органа устанавливался так, чтобы шелушаемые зерна слегка раздавливались, причем оболочки оставались почти целыми. Пшеницу при влажности 22-23% (очищенную от примесей) направляли в рабочий зазор жерновов. Величина рабочего зазора между жерновами составляла 1,2 мм.

Шелушение зерна в жерновой мини-мельнице проводилось в следующих двух этапах:

1. Мокрое однократное шелушение зерна.
2. Мокрое двукратное шелушение зерна.

В первом случае при соответственном увлажнении зерна (20-22%) и установлении рабочего зазора 1,2 мм проведен процесс шелушения. Увлажненная пшеница, проходя между плоскими шероховатыми поверхностями жерновов, слегка раздавливалась, вследствие чего произошел процесс удаления оболочек с зерна.

В мокром двукратном шелушении проведен тот же процесс, который был описан выше, но зерно пропустили между рабочими поверхностями жерновов двукратно. Как показали исследования, после шелушения зерна пшеницы на жерновой мини-мельнице с

горизонтальной осью вращения семенные оболочки сняты на 50 %, а плодовые оболочки - на 70-80 %.

Таким образом, наличие прижимного механизма, а также вертикальное расположение жерновов универсальной машины ММП-50 позволили установить необходимый рабочий зазор, с помощью которого достигается проведение важного технологического процесса шелушения зерна.

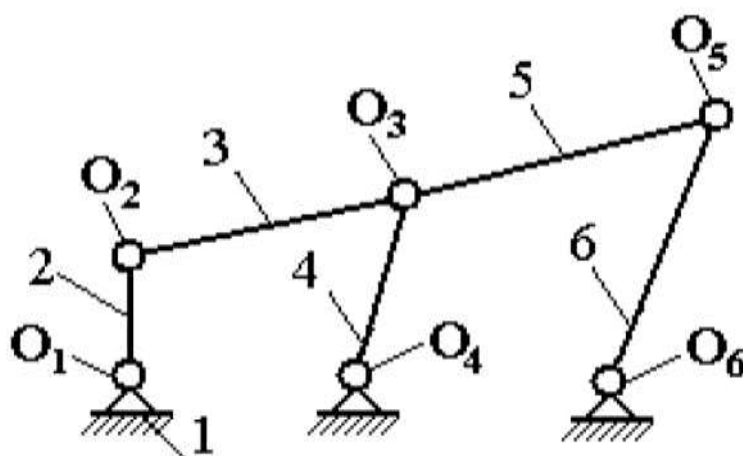
ГЛАВА 5. АНАЛИЗ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ

5.1. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры

Рассмотрим шарнирно-рычажный механизм переменной структуры.

Шарнирно-рычажный механизм переменной структуры [99] содержит стойку 1, где установлен кривошип 2 с возможностью вращения, связанный с шатуном 3. Шатун 3 и ведущее коромысло 4 шарнирно связаны с шатуном 5. Шатун 5 шарнирно связан с ведомым коромыслом 6 (рис.5.1).

Эффективность рассматриваемого механизма увеличивается за счет того, что ведущее звено двухкоромыслового механизма по-



$$\angle \mathcal{L}_4 < \angle \mathcal{L}_1, \angle \mathcal{L}_3$$

$$\begin{cases} l_1 = l_2 \\ l_1^1 = l_4 \end{cases}$$

(5.1)

средством шатуна связано с кривошипом.

где $t_j = O_1O_4$, $t_{j'} = O_4O_6$ - расстояния между опорами кривошипа и ведущего коромысла и между опорами ведущего коромысла и ведомого коромысла соответственно; O_1 - опора (шарнир) кривошипа, O_4 - опора ведущего коромысла, O_6 - опора ведомого коромысла, l_2 - длина кривошипа 2, l_3 - длина шатуна 3, l_4 - длина ведущего коромысла 4, l_5 - длина шатуна 5, l_6 - длина ведомого коромысла 6.

Это позволяет выстраивать в одну линию кривошип, шатуны, ведущее и ведомое коромысла. Соответствие длин звеньев механизма предлагаемому соотношению позволяет расширить кинематические возможности за счет возможности выстраивания всех подвижных звеньев в одну линию. Кинематическая цепь рассматриваемого механизма не имеет разрыва в рабочих и холостых ходах, что снижает динамические нагрузки в опорах.

Механизм содержит также шарниры $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$. Шарниры O_1, O_4 , и O_6 служат в качестве опоры кривошипа 2, ведущего коромысла 4 и ведомого коромысла 6 соответственно. Шарнир O_2 соединяет кривошип 2 и шатун 3. В шарнире O_3 (рис.5.1) две кинематические пары или двойной шарнир. Шарнир O_5 соединяет шатун 5 и ведомое коромысло 6.

Механизм работает следующим образом.

При вращении кривошипа 2 против часовой стрелки коромысла 4 и 6 качаются под воздействием шатунов 3 и 5 до максимальных своих углов разворота влево. Затем качательные движения коромысел 4 и 6 продолжают в обратную сторону вправо до тех пор, пока не произойдет выстраивание всех звеньев в одну линию. Данное положение механизма, когда кривошип 2, шатуны 3 и 5 и коромысла 4 и 6 выстраиваются в одну линию (рис.5.2), называется особым положением.

При дальнейшем вращении кривошипа 2 все звенья механизма продолжают движения в обратную сторону, и цикл повторяется.

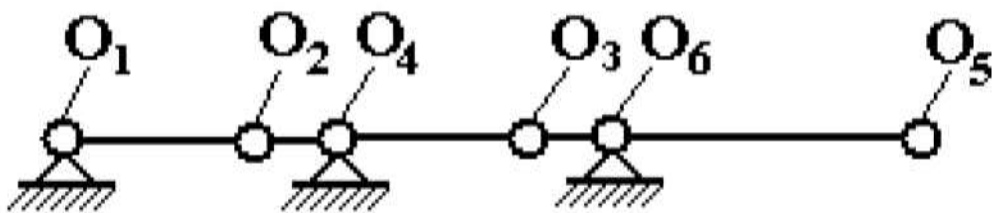


Рис 5.2. Особое положение механизма

Предлагаемый шарнирно-рычажный механизм переменной структуры позволит расширить его кинематические возможности, а также срок службы.

На рис.5.3 схематично изображен шарнирно - рычажный механизм переменной структуры.

Шарнирно-рычажный механизм переменной структуры [100] содержит основание 1, где установлены ведущий и ведомый кривошипы 2 и 4 с возможностью вращения, связанные с шатунами 3 и 5. Ведомый кривошип 4 шарнирно связан с шатунами 3 и 5. Шатун 5 шарнирно соединен с коромыслом 6 (рис. 5.3).

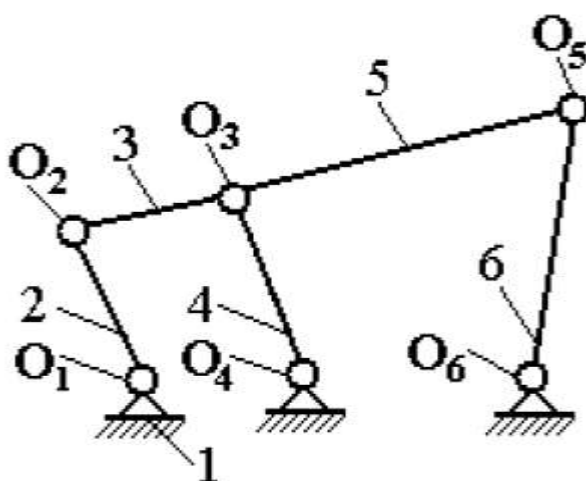


Рис.5.3. Шарнирно - рычажный шестизвенный механизм [100]

Длины звеньев механизма удовлетворяют следующим условиям:

$$L_{13} = K < K < K < 4 < L_1 \quad (5.2)$$

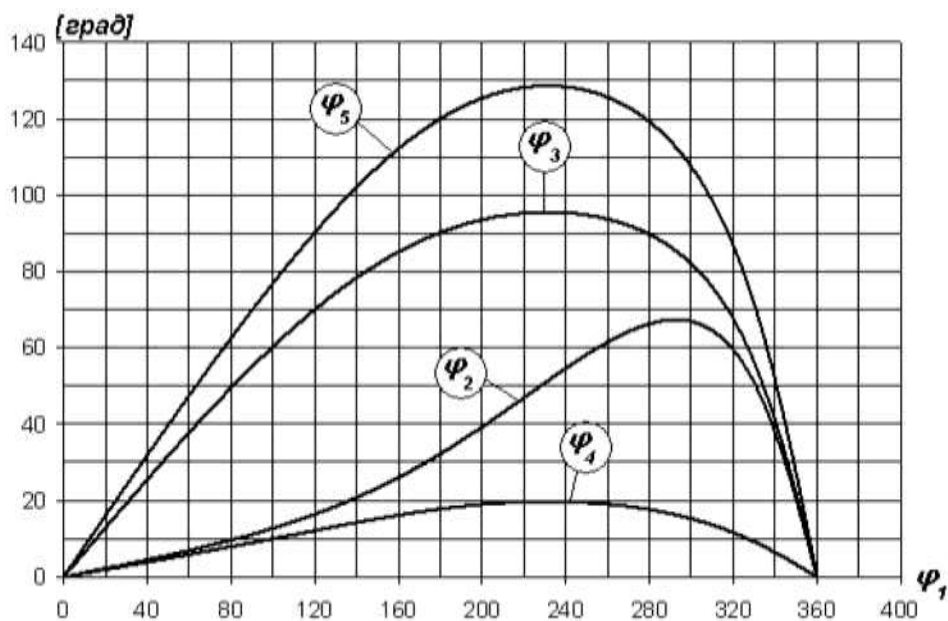


Рис. 5.4. Графики зависимостей угловых координат звеньев 2, 3, 4 и 5 от угла поворота кривошипа 1

Предлагаемый шарнирно-рычажный механизм переменной структуры позволит расширить его кинематические возможности, так как по графику (рис. 5.4) выходное звено 5 совершает рабочий ход с большой амплитудой по сравнению с другими звеньями.

$\Lambda_1 = O_1, O_4$ - расстояния между опорами ведущего и ведомого кривошипов и между опорами ведомого кривошипа и коромысла, соответственно; O_1 - опора (шарнир) ведущего кривошипа, O_4 - опора ведомого кривошипа, O_6 - опора коромысла, Λ_2 - длина ведущего кривошипа 2, Λ_3 - длина шатуна 3, Λ_4 - длина ведомого кривошипа 4, Λ_5 - длина шатуна 5, Λ_6 - длина коромысла 6.

Соответствие длин звеньев предлагаемому соотношению позволяет расширить кинематические возможности за счет выстраивания всех подвижных звеньев в одну линию. Кинематическая цепь рассматриваемого механизма не имеет разрыва в рабочих и холостых ходах, что снижает динамические нагрузки в опорах.

Механизм содержит также шарниры $O_1, O_2, O_3, O_4, O_5, O_6$. Шарниры O_1, O_4 , и O_6 служат в качестве опоры ведущего кривошипа 2,

ведомого кривошипа 4 и коромысла 6 соответственно. Шарнир O_2 соединяет ведущий кривошип 2 и шатун 3. В шарнире O_3 (рис.5.3) две кинематические пары или двойной шарнир. Шарнир O_5 соединяет шатун 5 и коромысло 6.

Механизм работает следующим образом.

При вращении ведущего кривошипа 2 против часовой стрелки движение через шатун 3 передается на ведомый кривошип 4 и через шатун 5 далее передается к коромыслу 6. При этом движение ведущего кривошипа 2 и ведомого кривошипа 4 будет неодинаковым. В случае, когда ведомый кривошип 4 достигает крайнего левого положения, ведущий кривошип 2 значительно опережает ведомый кривошип 4. При этом движение коромысла 6 на мгновение останавливается. Качательное движение коромысла 6 в обратную сторону происходит до тех пор, пока все звенья не выстраиваются в одну линию. Данное положение механизма, т.е когда кривошипы 2 и 4, шатуны 3 и 5 и коромысло 4 выстраиваются в одну линию (рис.5.5), называется особым положением. При дальнейшем вращении ведущего кривошипа 2 все звенья механизма продолжают движение в обратную сторону и цикл повторяется.

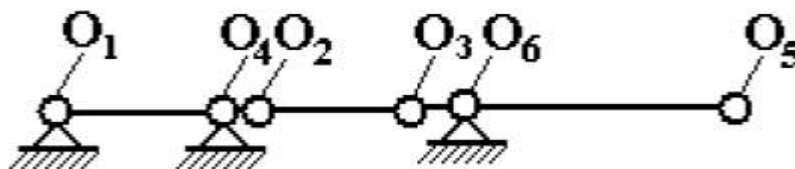


Рис. 5.5. Особое положение механизма

Шестизвенный механизм переменной структуры [101] состоит из корпуса 1, двухплечного кривошипа 2, верхнего 3 и нижнего 5 шатунов, коромысла 4 с ударной массой 7 и ползуна 6 (рис.5.6). Двухплечный кривошип 2, вращающийся вокруг неподвижной оси O_1 , входит во вращательную пару O_2 с верхним шатуном 3 и во вращательную пару O_5 с нижним шатуном 5. Верхний шатун 3 входит во вращательную пару O_3 с коромыслом 4, которое, в свою очередь, входит во вращательную пару O_4 с ползуном 6. Нижний 128

шатун 5 входит во вращательную пару O_4 с ползуном 6, скользящим по неподвижной направляющей 1. Шарниры O_1 и O_4 служат в качестве опоры кривошипа 2 и шатуна 5 соответственно. Опора коромысла выполнена подвижной на прямолинейных направляющих с установленным в них ползуном 6. Регулировка длины основания 1 производится в процессе работы.

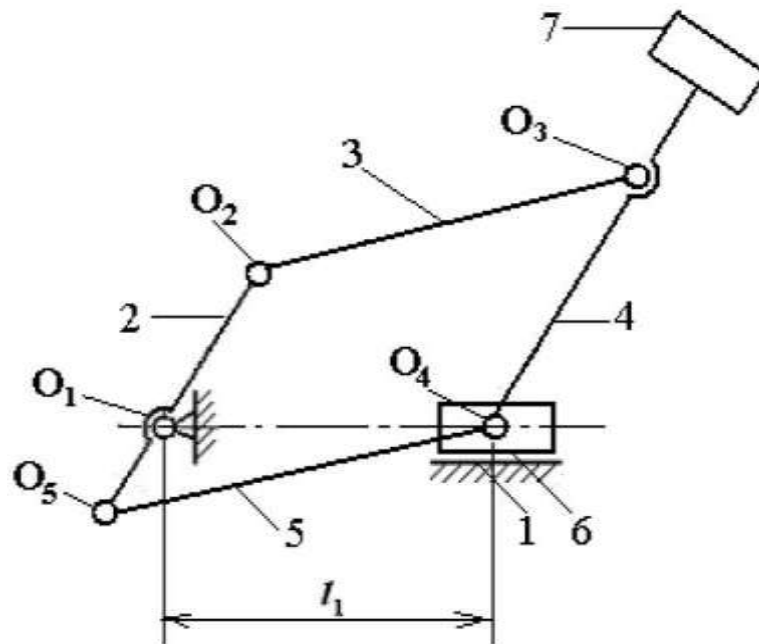


Рис. 5.6. Шестизвенный механизм переменной структуры [101]

Поставленная задача достигается тем, что шестизвенный механизм переменной структуры, содержащий корпус, двухплечный кривошип, два шатуна, коромысло и ползун, который как выходное звено кривошипно-ползунного механизма соединено шарнирно выходным звеном-коромыслом кривошипно-коромыслового механизма, причем длины звеньев шестизвенного механизма выполнены с возможностью выстраивания в одну линию в крайнем положении ползуна со стороны опоры кривошипа. Наличие в предлагаемом механизме ползуна с установленной на нем опорой коромысла O_4 позволяет шестизвенному механизму сочетать в себе одновременно кривошипно-коромысловый и кривошипно-ползунный механизмы переменной структуры, что позволяет исключить дополнительные динамические нагрузки в опорах до минимума и передачу реактивных сил на кривошип. Двухплечный кривошип установлен на стойке и кинематически связан с коромыслом через верхний шатун, а с

ползуном через нижний шатун.

Механизм работает следующим образом.

При вращении двухплечного кривошипа 2 относительно стойки 1 движение через верхний шатун 3 передается коромыслу 4, которое совершает качательное движение относительно оси, закрепленной на ползуне 6. При этом изменяется угол качания коромысла 4. Другой конец двухплечного кривошипа 2 через нижний шатун 5 воздействует на ползун 6 и приводит его в возвратно - поступательное движение. Тем самым одновременно выполняется два режима движений. Первое - это качательное движение коромысла 4 с ударной массой 7, и второе - возвратно-поступательное движение ползуна 6.

При вращении кривошипа 2 в направлении против часовой стрелки коромысло 4 с ударной массой 7 вращается в том же направлении, т.е. направления вращений кривошипа 2 и коромысла 4 с ударной массой 7 совпадают. Когда кривошип 2 достигает крайнего левого положения, длина основания механизма составляет максимальное значение и ползун занимает крайнее правое положение (рис. 5.7). В случае, когда кривошип 2 и верхний шатун 3 располагаются на одной линии, движение коромысла 4 с ударной массой 7 мгновенно останавливается.

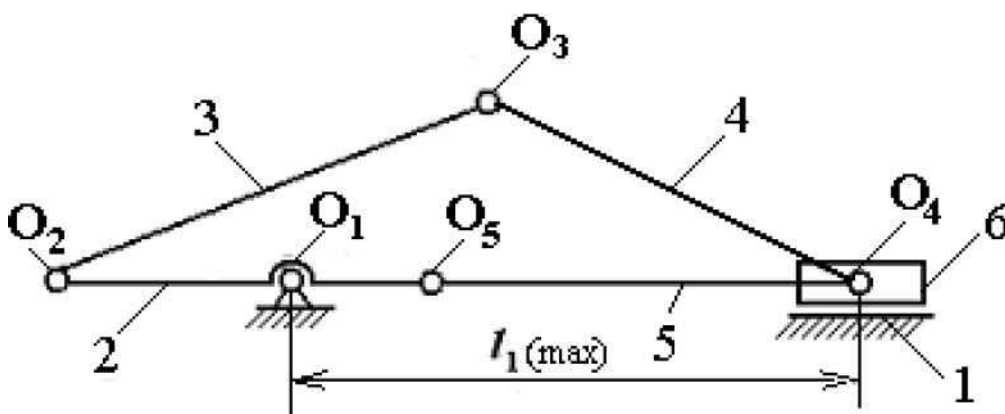


Рис.5.7

При дальнейшем вращении кривошипа 2 коромысло 4 с ударной массой 7 продолжает движение в обратную сторону, при этом изменяется угол качания коромысла 4 с ударной массой 7 и нижний шатун 5 перемещает опору коромысла 6 влево.

Минимальное значение длины основания механизма соответствует особому положению, когда все звенья выстраиваются в одну линию (рис.5.8). При дальнейшем вращении кривошипа 2 коромысло 4 с ударной массой 7 качается под воздействием шатуна 3. Опора коромысла 6 возвращается в исходное положение, и механизм переходит в холостой режим. Как показывают приведенные положения звеньев механизма, полный цикл работы ударного механизма состоит из двух периодов: обратного и рабочего хода коромысла 4. В особом положении механизма кривошип 2, шатуны 3 и 5 и коромысло 4 выстраиваются в одну линию. Следует отметить, что длина основания механизма саморегулируемая.

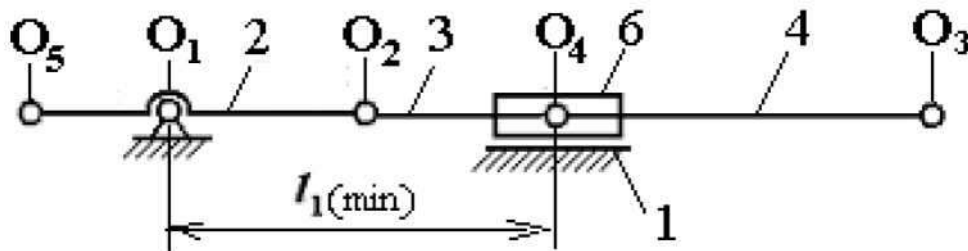


Рис.5.8. Особое положение механизма

5.2. Анализ шестизвенного механизма переменной структуры с регулируемой длиной основания

Широкое применение шарнирно-рычажных механизмов переменной структуры в машиностроении обусловлено высокими кинематическими возможностями этих механизмов. Проведенные исследования [2,3,4] показали перспективность использования механизмов переменной структуры во многих областях машиностроения благодаря упрощенному управлению и из-за реализации требуемого закона движения исполнительного органа машин.

В настоящей работе рассматривается решение задачи анализа плоского механизма переменной структуры, выполненного в виде шестизвенника с регулируемой длиной основания.

Схема механизма переменной структуры представлена на

рис.5.9. Механизм состоит из стойки O , двухплечного кривошипа AOA_1 , верхнего \mathcal{L}_2 и нижнего \mathcal{L}_4 шатунов, коромысла \mathcal{L}_3 , длины основания \mathcal{L}_5 и ползуна C .

В рассматриваемой схеме механизма переменной структуры (рис.5.9) опора коромысла выполнена подвижной на прямолинейных направляющих, с установленным в них ползуном C . Изменение длины основания \mathcal{L}_5 осуществляется в процессе работы изменением положения опоры коромысла.

Шестизвенный механизм переменной структуры [16,101] (рис.5.9) отличается от других механизмов переменной структуры тем, что к выходному звену кривошипно-ползунного механизма шарнирно установлено выходное звено кривошипнокоромыслового механизма, причем длины звеньев механизма выполнены с возможностью выстраивания в одну линию в крайнем положении ползуна на стороне опоры кривошипа.

Рассмотрим принцип работы механизма переменной структуры.

При вращении двухплечного кривошипа AOA_1 относительно стойки O движение через верхний шатун \mathcal{L}_2 передается коромыслу \mathcal{L}_3 , которое совершает качательное движение относительно оси, закрепленной на ползуне C . При этом изменяется угол качания коромысла \mathcal{L}_3 . Другой конец двухплечного кривошипа AOA_1 через нижний шатун \mathcal{L}_4 воздействует на ползун C и приводит его в возвратно-поступательное движение. Тем самым одновременно выполняется два режима движений. Первое - это качательное движение коромысла \mathcal{L}_3 , и второе - возвратно-поступательное движение ползуна C .

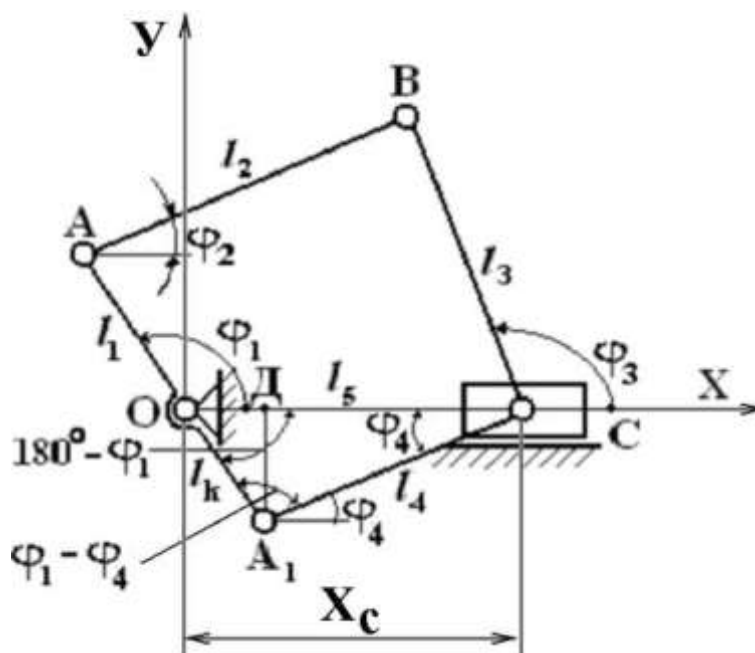


Рис. 5.9. Расчетная схема шестизвенного механизма переменной структуры

При вращении кривошипа в направлении против часовой стрелки коромысло также вращается в том направлении, т.е. направления вращений кривошипа и коромысла совпадают. Когда кривошип достигает крайнего левого положения, длина основания механизма составляет максимальное значение и ползун занимает крайнее правое положение (рис. 5.10). В случае, когда кривошип и верхний шатун располагаются на одной линии, коромысло на мгновение останавливается (рис. 5.11).

При дальнейшем вращении кривошипа коромысло продолжает движение в обратную сторону (рис. 5.12), при этом изменяется угол качания коромысла и нижний шатун перемещает опору коромысла влево. Минимальное значение длины основания механизма соответствует особому положению, когда все звенья выстраиваются в одну линию (рис. 5.13). При дальнейшем вращении кривошипа коромысло качается под воздействием шатуна. Опора коромысла возвращается в исходное положение и механизм переходит в холостой режим.

Таким образом, полный цикл работы механизма переменной структуры состоит из двух периодов: обратного и рабочего хода коромысла. В особом положении механизма кривошип, шатуны и коромысло выстраиваются в одну линию.

Определим функции положения шестизвенного рычажного механизма переменной структуры с регулируемой длиной основания (рис.5.9).

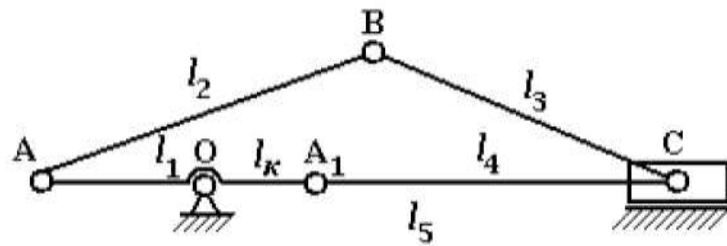


Рис. 5.10

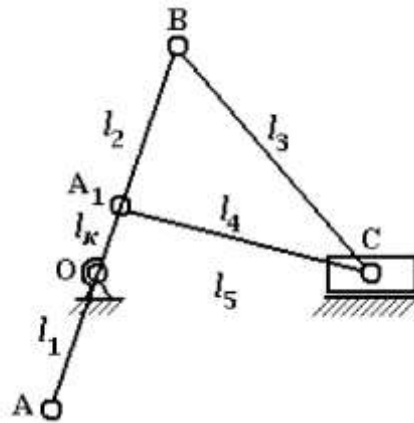


Рис.5.11

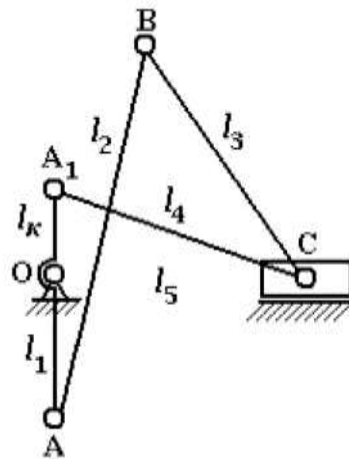


Рис. 5.12

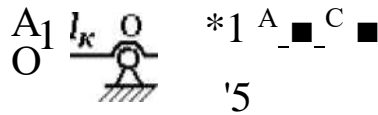


Рис. 5.13

Для механизма (рис. 5.9) входной координатой является φ_1 - угол поворота кривошипа ϵ_1 , а выходными координатами, определяющими положение шатуна ϵ_2 и ползуна C можно считать угол

положение коромысла ϵ_3 является угол φ_2 .

Из Л ОСА₁ (рис. 5.9) по теореме синусов получим,

$$\frac{\epsilon_3 \cdot \sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \frac{\epsilon_4 \cdot \sin 180^\circ}{\sin \varphi_2}$$

откуда $\sin \varphi_2 = \frac{\epsilon_4 \cdot \sin 180^\circ}{\epsilon_3 \cdot \sin \varphi_1}$ (5.3)

Учитывая, что $\sin 180^\circ = 0$ и $\sin \varphi_1 = \sin \varphi_2$

$$\frac{\epsilon_3 \cdot \sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \frac{\epsilon_4 \cdot \sin 180^\circ}{\sin \varphi_2}$$

Получим $\sin \varphi_2 = \frac{\epsilon_4 \cdot \sin 180^\circ}{\epsilon_3 \cdot \sin \varphi_1}$ (5.4)

Направляющий угол φ_2 звена ϵ_4 определяется:

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{\epsilon_4 \cdot \sin 180^\circ}{\epsilon_3 \cdot \sin \varphi_1}$$

(5.5)

По теореме косинусов:

$$\epsilon_2^2 = \epsilon_3^2 + \epsilon_4^2 - 2\epsilon_3 \cdot \epsilon_4 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2)$$

(5.6)

Откуда находим длину звена ϵ_5 , определяющего положение ползуна (длина основания),

$$L_5 - y < l + l_4 - 2 l_k \cdot \cos(\alpha_1 - \rho_4), \quad (5.7)$$

где ρ_1 - угловая координата кривошипа;

ρ_4 - угловая координата нижнего шатуна;

l_k - длина короткого плеча кривошипа;

l_4 - длина нижнего шатуна;

l_5 - длина основания.

Вводя обозначения T_0 ; T_1 ; T_2 ; T_3 ; T_4 ; T_5 можно за

писать:

$$L_5 - d/T + T_4 - 2T_k \cdot A_4 \cdot \cos(P_1 - P_4) \quad (5.8)$$

Из треугольника OCA_1 (рис. 5.9.) получим: $X -$

$$OD + DC = l_k \cos(180^\circ - P_1) + l_4 \cos P_4. \quad (5.9)$$

Учитывая, что $\cos(180^\circ - p) = -\cos p$, получим:

$$X_c = -l_k \cos p_1 + l_4 \cos P_4. \quad (5.10)$$

Из (5.4) получим

$$l_4 \sin p_4 \sin p = l_k \sin p_1. \quad (5.11)$$

дифференцируя (5.10), имеем, $dX = dp_4$.

$$-l_k \sin p_1 dt = l_4 \sin p_4 dt; \quad (5.12)$$

где $\frac{dX}{dt} = \dot{X}$, а производную $\frac{dp_4}{dt}$ находим, дифференцируя

по t равенство, (5.9) выражающее зависимость между углами ρ_1 и ρ_4 :

$$\frac{d \cos P_4}{dt} = -\sin P_4 \frac{dP_4}{dt} = \frac{d \cos P_1}{dt} = -\sin P_1 \frac{dP_1}{dt}. \quad (5.13)$$

$$\frac{dP_4}{dt} = \frac{\sin P_1}{\sin P_4} \frac{dP_1}{dt}$$

$$\frac{dP_4}{dt} = \frac{\sin P_1}{\sin P_4} \frac{dP_1}{dt} \quad (5.14)$$

Подставляя значения производных $\frac{dp}{dt}$ и $\frac{dp_4}{dt}$ в выражение для скорости, получим

$$\dot{\varepsilon} = \frac{m \cdot \dot{p} \cdot \cos p}{\Gamma \cos^2 p} \sin(p - p_A) + m \frac{\sin p \cdot \dot{p}_4}{\cos^2 p_4} \quad (5.15)$$

Окончательно получим $\dot{\varepsilon} = t \cdot d \sin(p_1 - p_4) \cos p_4$. (5.16)

Для определения ускорения ползуна находим производную $\frac{dS}{dt}$:

$$a = \frac{m \dot{p}}{dt} \frac{m J}{d \& dp} - 1 \frac{m J}{d \& dp} - \frac{t p}{K} \frac{\cos p \cdot \dot{p} \cdot \cos p - p_A \dot{p} \sin p \sin(p - p_A) + \dot{p}_4 \sin p \sin(p - p_A)}{\cos^2 p_4} \quad (5.17)$$

Подставляя значения $\frac{dp}{dt}$ и $\frac{dp_4}{dt}$, получим

$$a = \frac{m \dot{p}}{dt} \frac{m J}{d \& dp} - 1 \frac{m J}{d \& dp} - \frac{t p}{K} \frac{\cos p \cdot \dot{p} \cdot \cos p - p_A \dot{p} \sin p \sin(p - p_A) + \dot{p}_4 \sin p \sin(p - p_A)}{\cos^2 p_4} \quad (5.17)$$

Окончательно получим

$$a = \frac{m \dot{p}}{dt} \frac{m J}{d \& dp} - 1 \frac{m J}{d \& dp} - \frac{t p}{K} \frac{\cos p \cdot \dot{p} \cdot \cos p - p_A \dot{p} \sin p \sin(p - p_A) + \dot{p}_4 \sin p \sin(p - p_A)}{\cos^2 p_4} \quad (5.18)$$

Угловые координаты звеньев φ_2 и φ_3 определяются выражениями, приведенными в [123].

5.3. О комбинировании аналитических и приближенных методов расчета для двухкривошипно-коромыслового механизма переменной структуры.

Известно [8], что механизм можно образовать присоединением

отдельных звеньев и кинематических пар к ведущему звену. В итоге можно получить различные механизмы с соответствующим данным движением исполнительного органа.

Рассмотрим это на примере нижеследующего механизма. Для получения рассматриваемого механизма в качестве базового механизма взят шарнирно-четырёхзвенный механизм (рис.5.14).

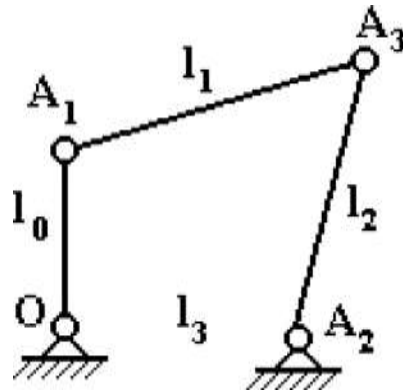


Рис. 5.14. Кинематическая схема шарнирно-четырёхзвенного механизма

Дополнительным введением к этому механизму, представленному на рис. 5.14, отдельных звеньев, соблюдая определенное соотношение длин звеньев, получили двухкривошипно - коромысловый механизм переменной структуры (рис.5.15).

Двухкривошипно-коромысловый механизм переменной структуры представляет собой плоский шестизвенный механизм, состоящий из неподвижного звена-стойки $l_0=l_3+h_3$ и пяти подвижных звеньев: кривошипа l_0 , шатуна l_1 , вторичного кривошипа l_2 , вторичного шатуна h_1 и коромысла h_2 .

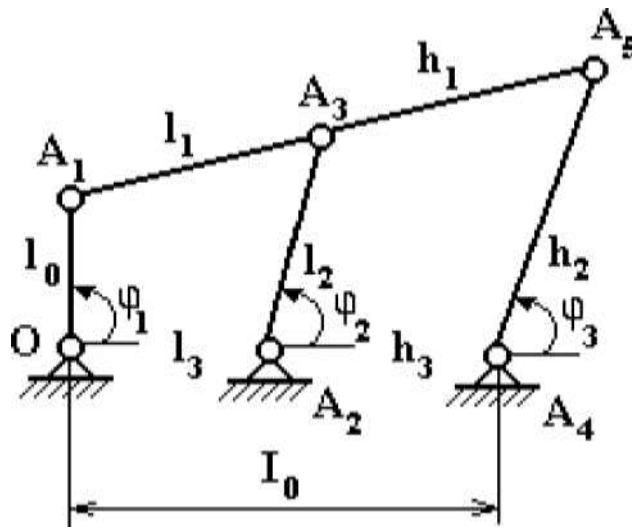


Рис. 5.15. Расчетная схема двухкривошипно-коромыслового механизма переменной структуры

Для четырехзвенника $OA_1A_2A_3$ известен закон движения ведомого звена A_2A_3 [97]:

$$\frac{m \pm k\sqrt{1 + \kappa^2} - m^2 p}{1 + \kappa^2} = \arccos \quad (5.19)$$

$$L - L_2 - L_2 - 1 + 2L_3 \cos p_1 m = \frac{\sin p_1}{L_3 - \cos p_1},$$

$L_i = l_i/l_0, \quad L_2 = l_2/l_0, \quad L_3 = l_3/l_0.$

Известны также скорость и ускорение звена

$$A_2A_3: \quad \dot{\varphi}_3 l_3 \sin p_1 +$$

$$\sin(p_1 - p_2) \quad \cdot$$

$$P_2 = P_1 - 2 \frac{\dots}{L_3 \sin p_2 + \sin(p_1 - p_2)} = P_1 \Phi_1, \quad (5.20)$$

$$\ddot{p}_2 = \langle P_1 \ddot{\varphi}_1 \frac{l_3^2}{l_2} \cos^2 p_1 - L_3 \cos^2 p_2 + \cos(p_1 - p_2) \rangle \quad (5.21)$$

Зная зависимость $p_2 = f(p_1)$, заданную в явном виде, и предполагая теперь A_2A_3 ведущим звеном, можно найти закон зависимости p_3 от угла p_2 .

Для этого рассмотрим четырехзвенник $A_2A_3A_4A_5$ и применим к нему уже известные формулы (5.19) - (5.21).

Тогда

$$P_3 = \arccos \frac{m \pm k_1 J_1 + k_1 - m}{1 + k_1}, \quad (5.22)$$

где

$$m = k_1 \frac{H_1 - H_2 - H_3 - 1 + 2 H_3 \cos p_2}{2 H_2 (H_2 - \cos p_2)} \frac{\sin p_2}{H_3 - \cos p_2},$$

$$H_1 = h_1/l_1, \quad H_2 = h_2/l_2, \quad H_3 = A_3/l_3.$$

Получаем зависимость вида $p_3 = g(p_2)$, поскольку $p_2 = f(p_1)$ высчитывается согласно формуле (5.19), то $P_3 = g(f(p_1)) = g^f(p_1)$, где $F = g^f$ - суперпозиция функций f и g .

Другими словами, подставляя вместо P_2 его выражение через P_1 , в формуле (5.22) получаем выражение p_3 через p_1 в явном виде.

Остановимся теперь на определении скорости p_3 и ускорения p_3 ведомого звена A_4A_5 . Скорость и ускорение ведущего звена $A_2 A_3$ уже известны из формул (5.20) и (5.21).

Для скорости и ускорения звена A_4A_5 получаем аналогичные же формулы:

$$P_3 = p_2 \cdot \frac{h_2 \sin p_2 + \sin(p_2 - p_3)}{H_3 \sin p_3 + \sin(p_2 - p_3)} \quad \text{или} \quad \Phi_2, \quad (5.23)$$

$$\phi_3 = \phi_2 \cdot \phi_2^+ \sim \frac{H_3 \sin^3 \alpha_3 + \sin \langle \alpha_2 - \alpha_3 \rangle}{H_3 \cos^2 \alpha_2 - H_3 \cos^2 \alpha_3 + (\dots)^2 \cos(\alpha_2 - \alpha_3)} \quad (5.24)$$

Зная $\alpha_2, \phi_2, \alpha_3$ из формул (5.19), (5.20) и (5.22), мы по формуле (5.23) имеем возможность определения ϕ_3 . Знание ϕ_3 и α_2 из (5.21) дает возможность найти ϕ_3 .

Формулы (5.22), (5.23) и (5.24) дают нам законы изменения положения, скорости и ускорения ведомого звена A_4A_5 в зависимости от α_1 .

Таким образом, мы обосновали принципиальную возможность определения α_3, ϕ_3, ϕ_3 через α_1 . Но для практических расчетов полученные аналитические формулы (5.19) - (5.24) неудобны ввиду их громоздкости. В настоящей работе мы предлагаем сочетание аналитических и приближенных методов, основанных на конечно - разностной аппроксимации функций и их производных.

Предположим, что ведущее звено OA_1 вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = 2\pi / T$, где $T = const > 0$ - период вращения.

Отрезок $[0, T]$ разобьем на N равных частей точками деления $t_i = ih$, где $h = T/N, i = 0, 1, \dots, N$.

Обозначим через α значение функции $\alpha_1 = \omega \cdot t$ в точке t : $\alpha_1 = \omega \cdot h \cdot i$.

Для расчета α_2 формулу (5.19) можно представить в виде $\alpha_2 =$

$$\arccos \frac{1 - \frac{1 + K^2}{L_2 - L_2^2 - L_3^2 - 1 + 2L_3 \cos(\phi_3 h i)}}{1 + K^2} \quad - 0 < i < N, \quad (5.25)$$

$$K = \frac{\sin(\omega h i)}{\dots}$$

где $2L_2 (L_3 - \cos(\phi h_i))$, $L_3 - \cos(\phi h_i)$

Зная <2 при всех значениях $i = 0, 1, \dots, N$,

находим Φ_3 :

$$\Phi_3^i = \arccos \frac{m-i \pm \kappa l - J l + k-i - m-i}{1+\kappa^2}$$

$$\frac{H^2 - H_2^2 - H_3^2 - 1 + 2H_3 \cos(p_2)}{2H_2 (H_3 - \cos p_2)} \quad \text{где } \kappa = \frac{\sin \phi^2}{H_3 - \cos p_2}$$

Производную ϕ_3 будем аппроксимировать конечно-разностным отношением $\Phi_3^{i+1} - \Phi_3^i \sim \phi_{3,h}$

Как известно из теории разностных схем [50,114], такая (5.26) замена приводит к ошибке порядка $O(h)$. За счет измельчения шага h , т.е. увеличения N , эту ошибку можно сколько угодно уменьшать: $O(h) \rightarrow 0$ при $h \rightarrow 0$.

Следовательно, для приближенного вычисления ϕ_3 нет необходимости обращаться к точной аналитической формуле (5.23), вместо этого достаточно знать значения p^0, Φ_3, \dots, P_3 , известные уже из (5.26).

Обозначим $\Phi_3^i = \frac{P_3 - P_3^i}{h}$, $i = 0, 1, \dots, N-1$.

Тогда числа $\phi_3^0, \phi_3^1, \dots, \phi_3^{N-1}$ будут давать приближенные значения ϕ_3 в точках $t_i = ih$, $i = 0, 1, \dots, N-1$.

Осталось найти ϕ_3 . Докажем, что $\phi_3^i = \phi_3$.

В силу периодичности функции $p_1 = \phi_1(t)$, $p_1(0) = p_1(T) = 0$.

Отсюда, согласно формулам (5.19) и (5.22), вытекают равенства $\Phi_2^{(0)} = \Phi_2^{(T)}$ и $\Phi_3^{(0)} = \Phi_3^{(T)}$.

Из формулы (5.20) имеем также $\phi_2(0) = \phi_2(T)$. Окончательно из формулы (5.23) получаем, что $\phi_2(0) = \phi_2(T)$. Следовательно, $p^N = \Phi_3$. Для вычисления ϕ_3 предположим разностное отношение

$$\frac{\phi_{i+1} - 2\phi_i + \phi_{i-1}}{h^2} \sim \phi_{i,i} \quad 1 < i < N-1. \quad (5.27)$$

Погрешность такой замены составляет бесконечно малую величину порядка $o(h^2)$.

Для приближенного вычисления $\phi_{i,j}$ в точках t_j опять же достаточно знать $\phi^0, \phi_1, \dots, \phi_{N-1}$. Обозначим

$$\phi_i = \frac{\phi_{i-1} - 2\phi_i + \phi_{i+1}}{h^2}. \quad \text{Числа } \phi_1, \phi_2, \dots, \phi_{N-1} \text{ являются приближен-$$

ными значениями $\phi_{i,j}$ в точках $t_i = ih, i = 1, 2, \dots, N-1$.

Теперь нужно еще определить значения ϕ^0 и ϕ_{N-1} . Эти значения находятся из аналитической формулы (5.24). Таким образом, полученные результаты могут быть использованы для теоретических исследований и практических расчетов при проектировании двухкривошипно-коромысловых и кривошипно-двухкоромысловых механизмов переменной структуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдраимов С., Аканов Д.К., Баетов М.Д., Искендеров Ж.У. Анализ влияния параметров измельчительной машины на качество муки / Тез. докл. научной конференции «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин». - Астрахань, 2004. - С. 61 - 62.
2. Абдраимов С., Абдраимова Н.С., Аканов Д.К., Кадыркулов А.К. Создание механического перфоратора МПР-2 с ударным механизмом переменной структуры /Тез. докл. научной конференции «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин». - Астрахань, 2004. - С. 60 - 61.
3. Абдраимов С., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Кинематический анализ особых положений шарнирно - четырехзвенных ударных механизмов /Мат. межд. конф. «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». - Бишкек, 1999. - С.68 -73.
4. Абдраимов Э.С., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К., Абдраимова Н.С. Определение оптимальных параметров шарнирно-четырёхзвенных ударных механизмов с наибольшим шатуном на основе диаграмм /Мат. научно-практ. конф., посвященной 60-летию образования ИГУ им. К.Тыныстановы. - Каракол, 2001. - С. 202 - 206.
5. Абдраимов С., Аканов Д.К., Искендеров Ж.У., Баетов М.Д., Шаршеев Ф. Исследование шнекового маслопресса (универсального станка ММП-50) //Наука и новые технологии. - № 4. - Бишкек, 2004. - С. 68 - 72.
6. Абдраимов С., Аканов Д.К., Баетов М.Д., Искендеров Ж.У., Шаршеев Ф.Д. О влиянии конструкции бункера на качество помола муки в жерновой мини-мельнице ММП-50 с горизонтальной осью вращения /Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР. - № 4. - Бишкек, 2004. - С. 281-286.
7. Абдраимов С., Аканов Д.К., Баетов М.Д., Искендеров Ж.У., Шаршеев Ф.Д. Обоснование параметров аспирации при помоле зерна на жерновой мельнице с горизонтальной осью вращения // Международный научный журнал, Наука образование техника, Кыргызско - Узбекский университет. - №2 (14). - Ош, 2005. - С. 140 - 143.
8. Абдраимов С., Аканов Д.К., Абиёв Н.А., Тентиев Р.О комби-

нировании аналитических приближенных методов расчета для двух-кривошипно-коромыслового механизма переменной структуры // Вестник Иссык-Кульского университета, - №9. - Каракол, 2003. - С.16 - 19.

9. Абдраимов С., Аканов Д.К., Баетов М.Д., Искендеров Ж.У., Пакирдинов Р. Конструктивные особенности мельницы ММП-50 с вертикальными жерновыми камнями. /Мат. между. научно-техн. конф. «Мехатроника - пути и перспективы развития на современном этапе». - Бишкек, 2006. - С.12 - 16.

10. Абдраимов С., Аканов Д.К., Баетов М.Д., Пакирдинов Р.Р., Искендеров Ж. Экспериментальное исследование динамики универсального станка ММП-50 для измельчения зерновых и масличных культур /Труды международной научно-технической конференции «Современные проблемы механики, строительства и машиностроения». - Т.1 - Павлодар, 2006. - С. 49 - 53.

11. Аканов Д.К., Баетов М.Д., Искендеров Ж.У. Устройство и принцип работы универсального станка ММП-50 на примере маслопресса //Известия Ошского технологического университета. - №2. - Ош, 2004. - С.70 - 74.

12. Аканов Д.К. К расчету движения масличных культур в зерновом цилиндре маслопресса ММП-50 // Известия вузов, - №5. - Бишкек, 2004. - С.180 -181.

13. Аканов Д.К. Аналитическое исследование геометрического параметра шнекового механизма универсального станка ММП-50 (на примере мельницы) / Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР. - № 4. - Бишкек, 2004. - С. 144 - 148.

14. Аканов Д.К. Динамическая модель универсального станка ММП-50. // Вестник Иссык-Кульского университета. - №15. - Каракол, 2005. - С.181 - 186.

15. Аканов Д.К. Шелушение зерна на жерновой мельнице с горизонтальной осью вращения // Вестник Иссык-Кульского университета. - № 15. - Каракол, 2005. - С.186-189.

16. Аканов Д.К. Анализ шестизвенного механизма переменной структуры с регулируемой длиной основания. // Вестник ЕНУ. - №2 (48). - Астана, 2005. - С.89 - 95.

17. Аканов Д.К., Такырбашев А.Б., Чинбаев О.К. Шарнирно-рычажные механизмы на основе механизма переменной структуры

- //Научно-образовательный и производственный журнал, Инженер. - №2. - Бишкек, 2010. - С. 57- 60.
18. Акаева М.Д., Зиялиев К.Ж., Аканов Д.К. Шарнирно-четырёхзвенные механизмы переменной структуры с соотношением длин звеньев $b < c < d$ (a-var) // Вестник Иссык - Кульского университета. - №1. - Каракол, 1999. - С. 34 - 38.
19. Алимов О.Д., Мамасаидов М.Т., Путинцева И.Н. Гибкие шнековые механизмы с сердечником. - Фрунзе: Илим, 1982. - 122 с.
20. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Мамасаидов М.Т. Теория вертикальных шнековых механизмов. - Фрунзе: Илим, 1978. - 159 с.
21. Айзикович Л.Е. Технология производства пшеничной и ржаной муки: учебник / Л.Е.Айзикович, Б.Н. Хорцев. - М.: Заготиздат, 1954, - 513 с.
22. Антипов С.Т. Машины и аппараты пищевых производств: учебное пособие / С.Т. Антипов, И.Т.Кретов. -М.: Высш. шк., 2001, - 703 с.
23. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. - 638 с.
24. Арутюнян Н.С. Рафинация масел и жиров: Теоретические основы, практика, оборудование [Текст] / Н.С Арутюнян, Е.П. Корнена, Е.А. Нестерова, - СПб.: ГИОРД, 2004. - 288 с.
25. Арутюнян Н.С. Технология переработки жиров [Текст] / Н.С Арутюнян. - М.: Пищепромиздат, 2008. - 456 с.
26. Архипов Ю.Ф. Асинхронные электродвигатели. - М.: Энергия, 1975. - 97 с.
27. Байкин С.В. Технологическое оборудование для переработки продукции растениеводства: учебное пособие /С.В. Байкин [и др.] - М.: Колос, 2007. - 445 с.
28. Бидерман В.А. Прикладные теории механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1972. - 408 с.
29. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.
30. Борисов Л.П., Гужас Д. Р. Звукоизоляция в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1990. - 256 с.
31. Борщев В.Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы: учебное пособие / В.Я. Борщев. - Тамбов: изд.

- во тамбовского технического государственного университета, 2004.
- 75 с.

32. Бурлаков Я.М. и Кофман С.Е. Мукомол. Под общей ред. д.т.н., проф. Гиршсона. Государственное изд. технической литературы Украины. Киев. 1951.

33. Бутковский В.А. Технологическое оборудование мукомольного производства: учебное пособие / В.А. Бутковский, Г.Е. Птушкина - М.: ГП «Журнал Хлебопродукты», - 1999. - 241 с.

34. Бутковский В.А. Технологии зерноперерабатывающих производств: учебное пособие / В.А. Бутковский, А.И. Мерко, Е.М. Мельников - М.: Агропромиздат, 1999. - 208 с.

35. Богомягких В.А. Теория и расчет бункеров для зернистых материалов. Издательство Ростовского университета, - 1973. - 152 с.

36. Байбулатова С. Г., Швецова И. А. Определение дисперсности муки и других порошкообразных материалов в СССР и зарубежом. - М.: ЦИНТИ, -1969.

37. Василенко В.Н. Разработка теоретических и технологических основ комплексной переработки масличного сырья [Текст]: монография / В.Н. Василенко, Л.Н. Фролова, И.В. Драган. - Воронеж. гос ун-т инж.тех. - ВГУИТ, 2014. - 148 с.

38. Василенко В.Н. Энерго - и ресурсосберегающие технологии переработки масличных культур [Текст]: учебное пособие / В.Н. Василенко, Л.Н. Фролова, И.В. Драган. - Воронеж: 2015. - 17 с.

39. Вашкевич В.В., Горнец О.Б., Ильичев Г.Н. Техника и технология производства муки. - Барнаул, 2000.

40. Вельтищев В.Н. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. Часть 2. «Машины для выполнения процессов измельчения, прессования и перемешивания»: учебно-практическое пособие / В.Н. Вельтищев, Ю.А. Калошин - М.: МГУ- ТУ, 2005.

41. Вейц В.Л. Колебательные системы машинных агрегатов. - Л.: Изд. ЛГУ, 1979.

42. Вишневский С.И. Характеристики электродвигателей в электроприводе. - М.: Энергия, 1977. - 432 с.

43. Вобликов Е. М. Исследование процесса измельчения зерна пшеницы кинематически разобщенными вальцами. Автореф. дис. ... канд.техн.наук. - Краснодар, 1974.

44. Вибрации в технике. Справочник. - Т. 1, 2, 6. - М.: Машиностроение, 1978.
45. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. - М.: Наука, 1966.
46. Гавриленко И.В. Оборудование для производства растительных масел. - М.: Пищевая промышленность, 1972.
47. Гернет М.М. Курс теоретической механики. - М.: Высшая школа, 1987. - 344 с.
48. Глебов Л.А. Технологическое оборудование предприятий отрасли (зерноперерабатывающие предприятия): учебник / Л.А. Глебов и др. - М.: Дели принт, 2006. - 816 с.
49. Глухов М.А. Разработка и научное обоснование способа производства пищевых текстуратов в экструдере с динамической матрицей: дис. ... канд. техн. наук. - Воронеж, 2008. - 162 с.
50. Годунов С.К., Рябенкий В.С. Разностные схемы. - М.: Наука, 1973.
51. Горячкин В. П. Собрание сочинений в семи томах. - М.: Сельхозгиз, 1937.
52. Грибов В. и Ривилис Д. Справочник мельника. Московский рабочий. 1947.
53. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах: учебник / Л.В. Гячев. - М.: Машиностроение, 1968. - 184 с.
54. Детали машин. Расчет и конструирование: Справочник. /Под ред. Н.С.Ачеркана. - Т.2 - М.: Машиностроение, 1968. - 408 с.
55. Демский А.Б. Оборудование для производства муки и крупы: справочник / А.Б. Демский и др. - СПб, Издательство «Профессия», 2000. - 624 с.
56. Драган И.В. Научное обеспечение процесса форпрессования масличных культур и разработка композиций растительных масел функционального назначения: дис. . канд. техн. наук. - Воронеж, 2015. - 157 с.
57. Егоров Г.А. Технология и оборудование мукомольной, крупяной и комбикормовой промышленности. / А.Г. Егоров, Я.Ф. Мартыненко, Т.П. Петренко - М.: Издательский комплекс МГАПП, 1996. - 210 с.
58. Егоров Г.А. Технологические свойства зерна: учебник / Г.А. Егоров - М.: Агропромиздат, 1985. - 334 с.

59. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. / Учебно-методическое пособие. Часть 1. - Бишкек, 2000. - 47с.
60. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. /Учебно-методическое пособие. Часть 2. - Бишкек, 2001. - 50с.
61. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. /Учебно-методическое пособие. Часть 3. - Бишкек, 2001. С. 5 - 22.
62. Еремьянц В.Э., Аканов Д.К. Экспериментальная оценка момента сопротивления на рабочем органе жерновой мельницы. // Наука и новые технологии. - № 1. - Бишкек, 2006. - С. 53 - 56.
63. Жислин Я.М. Выработка муки и крупы в сельскохозяйственном мукомолье: учебник / Я.М, Жислин, А.К. Терещенко. - М.: Колос, 1969, - 232 с.
64. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. - М.,1972. - 384 с.
65. Зиялиев К.Ж., Абдраимова Н.С., Аканов Д.К. Выходное звено ударных кривошипно-коромысловых начальных механизмов переменной структуры /Мат.11 межд. конф. «Проблемы механики современных машин». - Т.1-Улан-Удэ, 2003. - С. 15 - 18.
66. Ильченко В.И. Мельничные, крупяные и элеваторные машины (Теория и конструкции) / В.И. Ильченко. - М.: Заготиздат, 1938. - 483 с.
67. Каплянский А.Е., Лисенко А.П., Покотовский Л.С. Теоретические основы электротехники. - М.: Высшая школа, 1972. - 447 с.
68. Ковалев Н.А. Теория механизмов и детали машин. - Л., 1962.
69. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. - Киев.: Наукова думка, 1980. - 260 с.
70. Козьмин П.А. Мукомольно-крупяное производство: практическое и теоретическое руководство для инженеров по мукомольно-крупяному производству и постройке мельниц. / П.А. Козьмин. - третье издание. - М.: Государственное техническое издательство, 1925. - 447 с.
71. Кореняко А.С Теория механизмов и машин. - Киев, 1976. - 444с.
72. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. - М.: Наука, 1973.
73. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. - М., 1981.
74. Кровчик А.Э. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник. - М.: Энергоиздат, 1982.

75. Колпаков И.П. Руководство по эксплуатации шнековых прессов ФП и ЕП при переработке подсолнечных семян. - М.: Пищепром- издат, 1951.
76. Копейковский В.М., Данильчук С.И., Гарбузов Г.И. Технология производства растительных масел. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. - 416 с.
77. Кондратьев Г.И. Исследование процесса вертикального транспортирования сельскохозяйственных сыпучих грузов конвейерами с погруженными скребками. Автореф. канд. ... техн. наук. - Казань, 1973. - 24 с.
78. Кошевой Е. П. Оборудование для производства растительных масел. - М.: Агропромиздат, 1991.
79. Козьмин П. А., Левинсон И. Н. Американские помолы. Научно-экспериментальное исследование. Москва - Днепропетровск- Запорожье. - М.: - Л., Снабтехиздат, 1932.
80. Кудрин Ю. П. Исследование течения материала в винтовых каналах маслоотжимных прессов. Автореф. канд. .техн. наук. - Краснодар, 1979. - 22 с.
81. Кичигин В.П. Технология и технохимический контроль производства растительных масел. ВО «Агропромиздат», 1985.
82. Кузнецов С. И. Конструкции советских мельниц. - М.: Заготиздат, 1948.
83. Куприц Я. Н. Физико-химические основы размола зерна. - М.: Заготиздат, 1946.
84. Кистьян А.Г., Френкель И.Н. Экспериментальное определение жесткости зубьев прямозубых цилиндрических колес //Тр. ЦНИИТМаш, Кн. 81. - М., 1956.
85. Круглов С.В. Совершенствование технологии получения и переработки подсолнечного масла: дисс. канд. техн. наук: Круглов С.В. - М.: - 2004. - 156 с.
86. Левитский Н. И. Колебания в механизмах /Учебн. Пособие для втузов. - М.: Наука, 1988. - 336 с.
87. Личко Н.М. Технология переработки продукции растениеводства: учебник / Н.М. Личко - М.: Колос, 2000. - 552 с.
88. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1979.
89. Манжосов В.К., Абдраимов С.А., Невенчанная Т.О. Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин. - Фрунзе: Илим, 1982. - 166

с.

90. Масликов В.А. Технологические оборудования производства растительных масел. - М.: Пищевая промышленность, 1979. - 439 с.

91. Мельник Б.Е. Технология приемки, хранения и переработки зерна: учебник / Б.Е. Мельник, В.Б. Лебедь, Г.А. Винников. - М.: Агропромиздат, 1990. - 367 с.

92. Меретуков З.А. Физико-химическая механика прессования масличных материалов [Текст]: монография / З.А. Меретуков, Е.П. Кошевой. - Краснодар: Издательский дом - Юг, 2012. - 182 с.

93. Морин И.В. Некоторые вопросы теоретического и экспериментального исследования шнеков и подготовка проекта ГОСТ 270564 «Машины сельскохозяйственные. Шнеки. Основные размеры и технические требования». Автореф. канд. ...техн. наук. - Ставрополь, 1967. - 50 с.

94. Наумов И.А. Совершенствование кондиционирования и измельчения пшеницы и ржи. - М.: Колос, 1975.

95. Нугуманов Р.Р. Совершенствование привода жерновой мельницы применением плоского линейного асинхронного двигателя / дисс. канд. техн. наук. - Уфа, 2016. -125 с.

96. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов. - Рига: Звайз ГНЕ, 1979. - 357 с.

97. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. - М., 1984.

98. Основы расчета и конструирования машин и автоматов пищевых производств. Под. ред. д.т.н., проф. Соколова А.Я. Машиностроение, М.: 1969. - 639 с.

99. Патент ЕАПВ № 00709. Шарнирно-рычажный механизм. Абдраимов С., Кидибаев М.М., Иманбаев А.А., Аканов Д.К., Тентиев Р.Ж. - М.: - Бюллетень №6, 2006.

100. Патент ЕАПВ № 007686. Шарнирно-рычажный механизм. Абдраимов С., Кидибаев М.М., Иманбаев А.А., Аканов Д.К., Тентиев Р.Ж. - М.: - Бюллетень №6, 2006.

101. Патент ЕАПВ № 007687. Шестизвенный механизм переменной структуры. Абдраимов С., Кидибаев М.М., Иманбаев А.А., Аканов Д.К., Тентиев Р.Ж. - М.: - Бюллетень №6, 2006.

102. Патент №1861 (Кыргызстан), Жерновая мельница. Абдраимов Э.С., Аканов Д.К., Абытов А.А. - Бюллетень № 5, -Бишкек, 2016. - 4 с.

103. Патент №1862 (Кыргызстан), Прижимной механизм жерновой

- мельницы. Абдраимов Э.С., Аканов Д.К., Абытов А.А. - Бюллетень №5, - Бишкек, 2016. - 4 с.
104. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление. - Т.2 - М.: Наука, 1972. - 576 с.
105. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л.: «Машиностроение». Ленинградское отделение. 1976.
106. Преобразователи мощности ПОЗО. Техническое описание и инструкции по эксплуатации.
107. Прибор быстродействующий НЗ38-8П. Описание техническое и инструкция по эксплуатации. - Краснодар: ЗИП, 1978. - 32 с.
108. Проектирование и расчет вентиляторов Под. ред. к.т.н. Бушеля. А.Р. Госгортехиздат, 1961. - 357 с.
109. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы. -М.: 1953.
110. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность деталей машин. - М.: Высшая школа, 1974. - 206 с.
111. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989.
112. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. - М.: Наука, 1971. - 192 с.
113. Руб Д.М. Исследование маслоотжимных шнековых прессов. Автореф. канд. ... техн. наук. - М.: 1957.
114. Самарский А.А. Теория разностных схем. - М.: Наука, 1977.
115. Соколов А.Я. Оборудование мельниц и крупозаводов. - М.: Государственное издательство технической и экономической литературы по вопросам заготовок, 1949. - 475 с.
116. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна: учебное пособие / А.Я. Соколов. - М.: Колос, 1967. - 448 с.
117. Соколов Н.П. Мельничное оборудование. - М.: Государственное издательство технической и экономической литературы по вопросам заготовок, 1948. - 179 с.
118. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Под. ред. Красниченко А.В. - Т.1 М.: 1960. - 655 с.
119. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Под. ред. Красниченко А.В. - Т.2 М.: 1961. - 861 с.
120. Тлегенов Ш. К. Динамические задачи расчета мельниц мясной промышленности. Автореф. канд. ... техн. наук. М.: 1988. - 17 с.

121. Терещенко А. К., Пономарев В. А. Размалывающие машины на сельскохозяйственных мельницах. - М.: Хлебоиздат, 1957.
122. Терещенко А.К. Аспирация и транспортные механизмы мельниц. -М - Л.: Пищепромиздат, 1938.
123. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1987. - 496 с.
124. Фаворин М.В. Моменты инерции тел: Справочник. - М.: Машиностроение, 1970. - 312 с.
125. Хусид С.Д. Измельчение зерна. Издательство технической и экономической литературы по вопросам мукомольно-крупяной, комбикормовой промышленности и элеваторно-складского хозяйства. М.: 1956. - 244 с.
126. Худощевский В.Я. Исследование и обоснование оптимальных параметров наклонного шнека при транспортировке влажных кормов и кормосмесей. Автореф. канд. ... техн. наук. Горки. 1974. - 21 с.
127. Чубинидзе Б.Н., Паронян В.Х., Луговой А.В. Оборудование предприятий масложировой промышленности. - М.: Агропромиздат, 1985. -304 с.

Д.К. АКАНОВ

**РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЫПУЧИХ ПИЩЕВЫХ
ПРОДУКТОВ И ОТЖИМА МАСЛА И ОБОСНОВАНИЕ ЕЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ**

Подписано в печать 29.04.2022.
Формат бумаги 60x84 1/16. Объем 9,8 п.л.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Заказ № 15. Тираж 200 экз.

Отпечатано в типографии ОсОО «Камилла Принт»
г. Бишкек, ул. Панфилова 28.