

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Асфандияров Марат Андреевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИНЫ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ
ПУТЕМ СОЗДАНИЯ НОВОГО УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО МЕХА-
НИЗМА**

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Диссертация

На соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент

Кондаков Сергей Владимирович

Челябинск – 2022

Оглавление

Введение.....	4
1. Анализ технической литературы по механизмам уплотнения композиционных материалов.....	9
1.1. Существующие методы, конструкции и патенты механизмов уплотнения композиционных материалов.....	10
1.2. Кинематический и динамический анализ механизмов уплотнения.....	28
1.3. Выводы по главе 1.....	36
2. Математическая модель системы базовой машины, нового механизма и уплотняемого композиционного материала.....	38
2.1. Геометрический расчет.....	38
2.2. Кинематический расчет.....	46
2.3. Динамический расчет.....	58
2.4. Реализация программы для ЭВМ.....	67
2.5. Выводы по главе 2.....	71
3. Определение рациональных параметров ударно-вибрационного механизма.....	73
3.1. Блок формул и ограничения для исследования ударно-вибрационного механизма.....	74
3.2. Исследование ударно-вибрационного механизма и определение рациональных параметров его звеньев.....	78
3.3. Выводы по главе 3.....	83
4. Расчет четырехзвенного механизма для экспериментального стенда.....	84
4.1. Расчет четырехзвенного механизма по разработанной методике и математической модели.....	84
4.2. Сравнение результатов расчета по разработанной математической модели и существующим методом.....	87
4.3. Сравнение ударно-вибрационного механизма с аналогами по средней потребляемой мощности.....	88
4.4. Выводы по главе 4.....	90

5. Экспериментальные исследования эффективности ударно-вибрационного механизма.....	91
5.1. Описание экспериментальной формовочной установки	91
5.2. Приборы и оборудование, использованные при проведении экспериментальных исследований.....	97
5.3. Описание экспериментальных исследований.....	100
5.4. Обработка результатов полученных значений в ходе проведения экспериментальных исследований.....	102
5.5. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов	107
5.6. Выводы по главе 5	109
Основные результаты и выводы по диссертации	110
Список использованных источников	111
Приложение 1	125
Приложение 2	129
Приложение 3	134
Приложение 4	136

Введение

В настоящее время одной из главных задач, стоящих перед предприятиями, выпускающими машины и механизмы уплотнения и прессования, является повышение качества и конкурентоспособности вновь создаваемых и модернизируемых машин. Эта задача требует повышения уровня научно-технического сопровождения проектных работ путем внедрения на ранних стадиях современных расчетно-экспериментальных методов.

Одной из главных причин низкого качества изделий из композиционных материалов является их недоуплотнение. Для улучшения качества уплотнения и прессования изделий из композиционных материалов необходимо пересмотреть существующую технологию и конструкции машин для уплотнения.

Современные машины и механизмы для уплотнения отечественного и зарубежного производств обеспечивают высокий уровень механизации, но не в полной мере отвечают возросшим показателям качества получаемых изделий.

Вопросы работы механизмов уплотнения композиционных материалов исследовались в научных организациях и конструкторских бюро головных предприятий: завод строительной техники РИФЕЙ (г. Златоуст), ООО «НПО Группа компаний машиностроения и приборостроения» (г. Брянск), завод ИНТЕК (г. Киров), ООО ЧЕЛСТРОЙМАШ (г. Челябинск).

Вопросы воздействия рабочих органов (механизмов уплотнения композиционных материалов) на элементы систем машин и оборудования, исследовались А.Р. Лебедь, И.Н. Гаврилина, Е.И. Кромский, К.А. Артемьев, Т.В. Алексеева, В.Г. Белокрылов, С.В. Кондаков, А.Н. Новиков, Я.М. Пиковский, С.М. Полосин-Никитин, Н.П. Вощинин, В.И. Баловнев, А.В. Вавилов, И.И. Леонович, А.Н. Максименко и других ученых.

Вопросы теории уплотнения композиционных материалов применительно к цементобетонным смесям разработаны А.В. Лещинский, А.Р. Ле-

бедь, И.Н. Гаврилина, Е.И. Кромский, Н.И. Ахметшин, Б.А. Яров, А.А. Борщевский, Н.Е. Королев, В.Е. Зубкин, А.А. Афанасьев, В.Н. Бондарь, В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов, Ю.Л. Тимофеев и других ученых.

Вопросы динамики машин и механизмов уплотнения и прессования опубликованы в научных трудах Абдулова С.В., А.С. Антонова, В.И. Баловнева, И.Б. Барского, С.А. Бекетова, Г.С. Белоутова, В.Б. Держанского, А.А. Дмитриева, Н.А. Забавникова, В.А. Горелова, В.В. Гуськова, С.В. Кондакова, С.А. Коростелева, Г.О. Котиева, В.И. Красенькова, Г.Н. Кутькова, Е.Д. Львова, М.В. Ляшенко, М.И. Медведева, А.В. Победина, Б.М. Позина, С.В. Рождественского, А.Г. Савельева, Е.Б. Сарача, А.А. Силаева, И.А. Тараторкина, И.П. Трояновской, В.М. Шарипова, В.В. Шеховцова и других ученых.

Значительный интерес к проблемам уплотнения композиционных материалов отмечается в работах зарубежных авторов, среди которых следует отметить исследования А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко, А.Ф. Иткин, Жанар Батсайхан, В.М. Пономарь, Юай Юань, Ван Лин, Тянь Пе, Вильямс, Л. Форсблад, J Cuadrado, В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарев, Y.A. Gashaw и других ученых.

Работы вышеупомянутых ученых содержат теоретические и практические исследования вибрационных, ударных и статических машин для уплотнения композиционных материалов, однако не затронут вопрос исследования ударно-вибрационных механизмов, включающих в себя одновременно вибрационные и ударные воздействия.

Представленная диссертация посвящена созданию и исследованию нового типа машины для уплотнения композиционных материалов – ударно-вибрационного механизма, для улучшения качества получаемых изделий и повышения эффективности работы.

Целью работы является повышение эффективности машины для уплотнения, состоящее в уменьшении энергоемкости привода и улучшении качества получаемых изделий.

Достижение поставленной цели требует решением следующих **задач**:

- 1) Разработка математической модели нового ударно-вибрационного механизма;
- 2) Определение рациональных размеров звеньев нового механизма;
- 3) Проведение испытаний разработанного ударно-вибрационного механизма для уплотнения различных композиционных материалов;
- 4) Подтверждение достоверности математической модели на основе проведенных экспериментов;
- 5) Новые технические решения по внедрению ударно-вибрационного механизма.

Научную новизну диссертационной работы составляют следующие положения:

1. Математическая модель функциональной системы базовой машины, ударно-вибрационного механизма и уплотняемого композиционного материала, отличающаяся новым приложением нагрузки в четырехзвенном механизме – к шатуну, а не к коромыслу;
2. Методика определения рациональных параметров ударно-вибрационного механизма в составе машины для уплотнения заданной производительности по критерию минимальной потребляемой мощности.

Практическая значимость работы состоит в:

- 1) Создании больших значений усилий сжатия композиционного материала малыми движущими силами двигателя за счет применения четырехзвенного механизма.
- 2) Создании конструкции механизма на основе рычага Архимеда, отличающейся эпюрой давления, действующей на уплотняемый материал.
- 3) Уменьшении энергоемкости привода механизма уплотнения, за счет рационального выбора размеров звеньев четырехзвенного механизма.
- 4) Оригинальных прикладных программах и методике расчета для проектно-конструкторских бюро предприятий, занимающихся проектированием и производством машин для уплотнения композиционных материалов.

Методологической основой работы являются: системный подход, тематическое моделирование, законы аналитической механики, методы вычислительной математики, теория дорожно-строительных машин, теория машин и механизмов, теория уплотнения композиционных материалов, экспериментальные методы лабораторных испытаний.

Объект исследования – процессы, протекающие во время работы нового ударно-вибрационного механизма.

Предмет исследования – определение на стадиях проектирования рациональных параметров ударно-вибрационного механизма.

Положения, выносимые на защиту:

1. Новый подход к решению задачи повышения эффективности работы машины для уплотнения.

2. Математическая модель и результаты моделирования системы базовой машины, нового механизма и уплотняемого композиционного материала.

3. Выбор рациональных параметров ударно-вибрационного механизма.

4. Конструкция механизма, позволяющая при малых движущих силах на приводе получать большие усилия сжатия на рабочей плите механизма.

5. Метод преобразования выборок случайных величин, описывающих взаимодействие нового механизма с уплотняемым материалом, в функции спектральных плотностей узкополосных случайных процессов.

Достоверность результатов теоретических исследований обеспечена применением фундаментальных законов кинематики и динамики, сопоставлением с экспериментальными результатами исследований, проведённых на сертифицированном, современном испытательном оборудовании лаборатории "Колесных и гусеничных машин" ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)".

Реализация работы. Результаты исследований приняты к внедрению в учебный процесс на кафедрах «Детали машин и строительно-дорожные машины» и «Строительство автомобильных дорог и аэродромов» Таджикского технического университета имени академика М.С. Осими (г. Душанбе), на кафедре «Колесные и гусеничные машины» Южно-Уральского государ-

ственного университета (национального исследовательского университета), используются в строительной фирме ООО «Дилшод-Н» города Душанбе и заводе «ДСТ-Урал» г. Челябинска.

Апробация результатов работы. Основные положения работы докладывались на выставке «ТЕХНОЭКСПО» (Челябинск, 2017 – 2019гг), на научно-техническом совете при Министерстве дорожного хозяйства и транспорта Челябинской области (Челябинск, 2017г), на научных конференциях аспирантов, докторантов ЮУрГУ (Челябинск, 2018 - 2021гг), на международных научно-практических конференциях «Пром-Инжинеринг» (Сочи, 2019 – 2020гг), на выставке НТТМ «Евразийские ворота: Шаг в будущее (Челябинск, 2019 – 2020гг). Получен грант в научно-техническом конкурсе УМНИК на научно-исследовательскую работу (2020г).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 научных статей, из них 4 – в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 2 – в изданиях, индексируемых в базах SCOPUS.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 5 глав основного текста, заключения, списка используемой литературы из 126 наименований и 4 приложений. Общий объем диссертации составляет 139 страниц, работа содержит 49 рисунков и 25 таблиц.

1. Анализ технической литературы по механизмам уплотнения композиционных материалов

Уплотнение — это процесс увеличения плотности материала путем приложения к нему внешних сил, которые могут быть пластическими или динамическими. Механизмы уплотнения применяются в дорожно-строительной, пищевой, фармацевтической, деревообрабатывающей и других отраслях. [22; 25; 68]

По принципу действия машины, применяемые для уплотнения материалов, подразделяются на машины и механизмы: вибрационного, статического и ударного воздействия. [26]

Наибольшее применение в дорожно-строительной отрасли нашли механизмы вибрационного воздействия в виде глубинных и поверхностных вибраторов, в пищевой и фармацевтической статического воздействия в виде роторных и гидравлических прессов, в деревообрабатывающей статического и ударного воздействия в виде гидравлических прессов и трамбуемых брусков. [26; 27]

Механизмы для уплотнения композиционных материалов могут быть выполнены в следующих вариантах: вибрационного воздействия в виде поверхностных и погружных вибраторов, статического воздействия в виде массы груза или штока гидроцилиндра, ударными воздействия в виде трамбуемого бруска и механизма зонного нагнетания. [26; 27; 28; 42] Имеются широкие возможности для конструирования, однако существенным является вопрос о выборе рациональной схемы.

В данной главе проведен теоретический анализ только некоторых схем механизмов уплотнения композиционных материалов.

Анализ механизмов производился с целью поиска более рациональной схемы, обеспечивающей: снижение нагрузок в ответственных узлах механизма, снижение необходимой мощности и улучшение качества получаемых изделий.

1.1. Существующие методы, конструкции и патенты механизмов уплотнения композиционных материалов

Одним из механизмов уплотнения является трамбуемый брус, относящийся к механизмам ударного воздействия. Трамбующий брус предназначен для предварительного уплотнения материала и его профилирования с помощью нижней кромки. Привод трамбуемого бруса (рисунок 1.1.1) состоит из валов 3 и 8, соединенных между собой карданным валом 4. Валы, получающие вращение от гидромотора 9 через шкивы 11 и 13, ремень 12, опираются на подшипниковые опоры 1. Эксцентриковые втулки 7, на шпонках посаженные на валы 3 и 8, сообщают шатунам 2 вращательное движение с заданным эксцентриситетом r . С шатунами связан трамбуемый брус 5, вследствие чего он совершает возвратно-поступательные вертикальные движения с размахом $2r$. [20; 34; 40; 124]

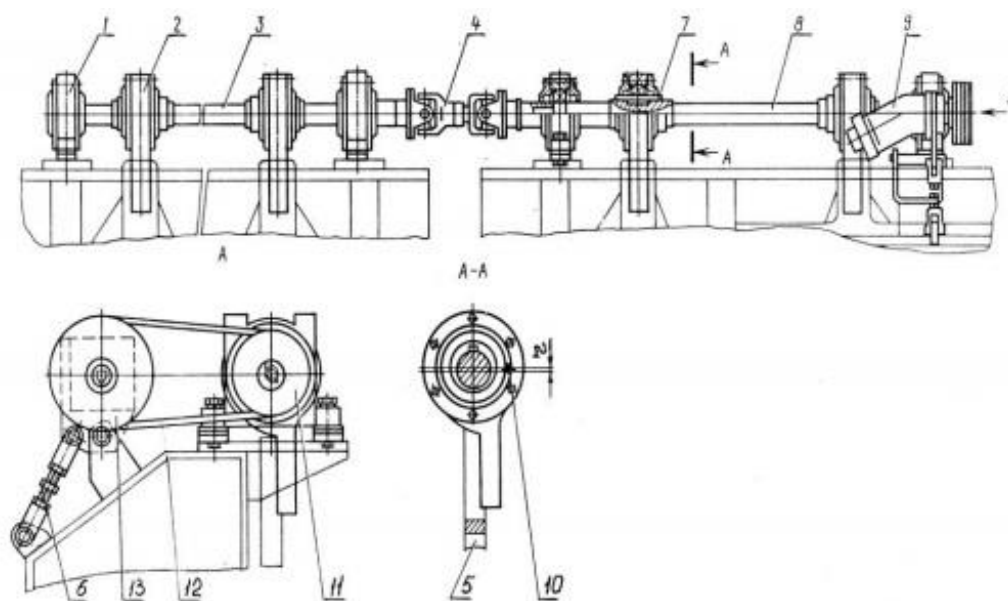


Рисунок 1.1.1. Привод трамбуемого бруса

Трамбующий брус имеет сменный нож (рисунок 1.1.2), выполненный из износостойкой стали. Нижняя кромка ножа специального профиля, позволяющего лучше уплотнять материал. [49; 90]

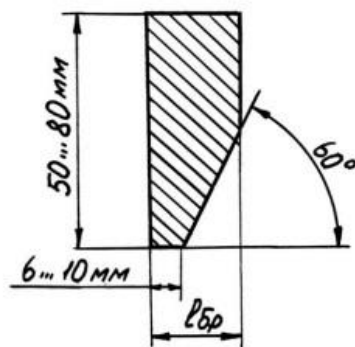


Рисунок 1.1.2. Трамбующий нож

Принцип работы заключается в движении трамбуемого ножа вверх-вниз и действием на материал усилием, создаваемым при вращении эксцентрикового вала. [49; 50; 91]

К вибрационным механизмам относятся поверхностные и погружные вибраторы. Погружные вибраторы применяют, например, для уплотнения строительных материалов в армированных конструкциях. Диаметр рабочей части вибратора должен быть в 1,5 раза меньше расстояния между стержнями арматуры. Погружные электромеханические вибраторы подразделяют на вибраторы с встроенным электродвигателем (булавы) и вибраторы с вынесенным электродвигателем и гибким валом. [34; 57; 117]

Погружные ручные дебалансные электромеханические вибраторы-булавы (рисунок 1.1.3, а) со встроенным электродвигателем имеют единую конструктивную схему. Корпус вибробулавы представляет собой герметически закрытый стальной цилиндр, внутри которого размещен электродвигатель и дебалансный вибрационный механизм. Питание к двигателю подводится электрокабелем, расположенным в трубчатой штанге. [35]

Погружной вибратор с вынесенным двигателем и гибким валом (рисунок 1.1.3, б) состоит из асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором, гибкого вала и сменных возбуждателей колебаний. Электродвигатель с охлаждением наружным обдувом установлен на подставке корытообразной формы. От вала электродвигателя соединительной муфтой вращение переда-

ется промежуточному валу, установленному в подшипниках корпуса-наконечника. [117; 118; 120; 123]

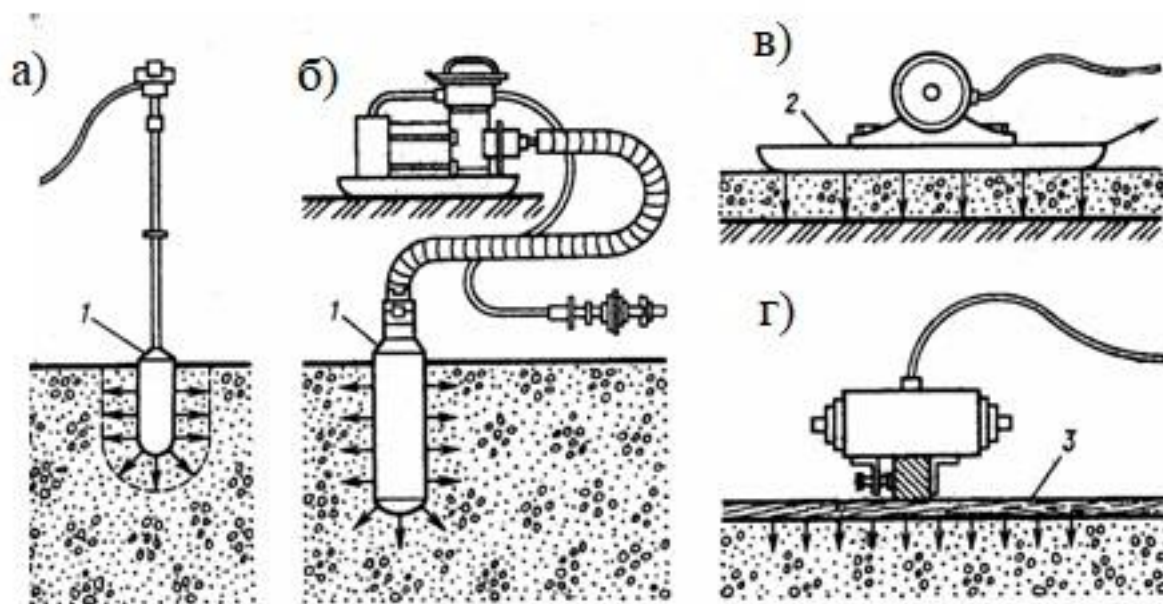


Рисунок 1.1.3. Вибраторы (1 – корпус, 2 – площадка, 3 – опалубка)

Поверхностные вибраторы передают колебания уложенной массе материала через корытообразную прямоугольную плиту-площадку (рисунок 1.1.3, в). Их применяют при бетонировании перекрытий, полов, сводов, дорожных покрытий и других конструкций толщиной не более 0,25 метра. В качестве вибровозбудителей поверхностных вибраторов применяют дебалансные вибраторы общего назначения с круговыми колебаниями и встроенным электродвигателем. К поверхностным вибраторам относятся также виброрейки, имеющие более удлиненное основание, на которое устанавливают несколько вибровозбудителей, соединенных между собой валами. [22; 26; 28; 80]

Наружные вибраторы (рисунок 1.1.3, г) передают колебания уплотняемой смеси через опалубку или форму, к которым их прикрепляют снаружи с помощью специальных крепежных устройств. Такие вибраторы применяют при бетонировании тонких густоармированных конструкций, изготовлении сборных железобетонных элементов в заводских условиях и для побуждения выгрузки сыпучих и вязких материалов. [29; 34]

В машинах для уплотнения применяют выглаживающие плиты, которые служат опорой рабочего органа и формируют поперечный профиль, уплотняют укладываемое покрытие и отделяют его поверхность. [73]

Плита состоит из двух половин 3 (рисунок 1.1.4), соединенных между собой. Снизу к раме 1 крепят подошву 2, имеющую гладкую поверхность и обеспечивающую выглаживание верхнего слоя укладываемой смеси. Для увеличения ширины укладываемой поверхности к рамам 1 жестко крепятся уширители 4. Выглаживающие плиты бывают статического действия и вибрационные. На каждую половину вибрационной плиты устанавливают по несколько вибраторов. Вибраторы соединяют между собой карданными валами и имеют гидравлический привод, аналогичный трамбующему брусу. [24; 25; 29; 81]

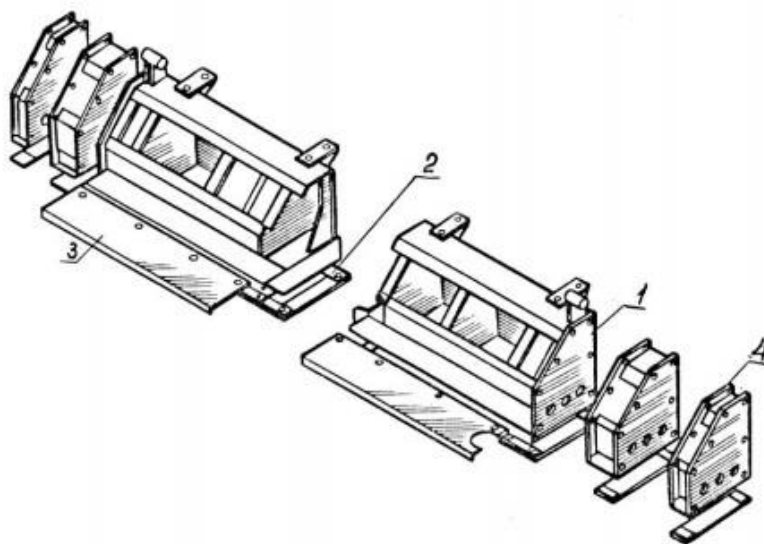


Рисунок 1.1.4. Выглаживающая плита

Из новых изобретений, относящихся к механизмам уплотнения стоит отнести технологию «зонного нагнетания». Технология «Самоуплотнение порошков в результате индуцированного (вынужденного) течения» (СПРИТ-технология) базируется на искусственном воспроизведении природного эффекта самоуплотнения сыпучих порошкообразных материалов. Данный эффект был открыт инженером Н.Е. Королёвым и назван им «текучим клином». На рисунке 1.1.5 представлена СПРИТ-технология в действии. [125]

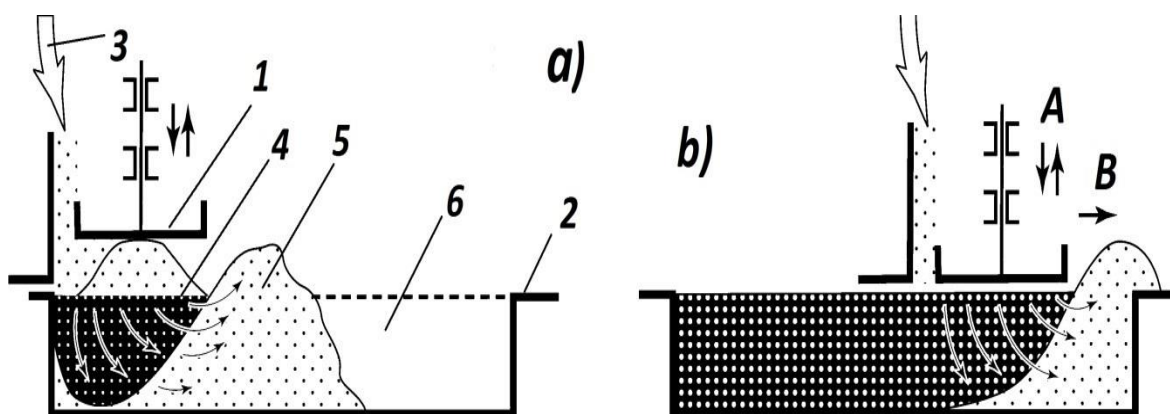


Рисунок 1.1.5. СПРИТ – технология

Где: а) начало процесса; б) середина процесса 1 – нагнетатель; 2 – форма; 3 – подача порошка; 4 – текучий клин; 5 – выдавливание порошка из-под нагнетателя; 6 – незаполненная часть формы; стрелкой А – указано направление качения нагнетателя, стрелкой В – направление перемещения нагнетателя относительно формы. [55; 82]

Эффект заключается в образовании локальной плотной текучей зоны коррелировано движущихся частиц: земли, грунта, щебня, песка, бетонных и асфальтобетонных смесей, опилок, угольной и рудной мелочи, керамических, огнеупорных, металлических порошков, семян подсолнечника и многих других. Данный эффект реализуется искусственно особыми устройствами - нагнетателями «Русские качели», принципиальная схема которых показана на рисунке 1.1.6, путем вдавливанием в ограниченную зону сыпучего порошкообразного материала (порошка). При каждом ходе нагнетателя вверх под него поступает порошок по всей ширине изделия, при этом нагнетатель вжимает консистенцию в форму до её верхней поверхности. Каждая вновь поступающая в форму порция материала создаёт слой, который давит на слой, образовавшийся ранее, вынуждая его в свою очередь воздействовать на предыдущий. Уплотнённые слои вынужденно движутся друг за другом сверху вниз, вытесняя менее плотные слои. [57]

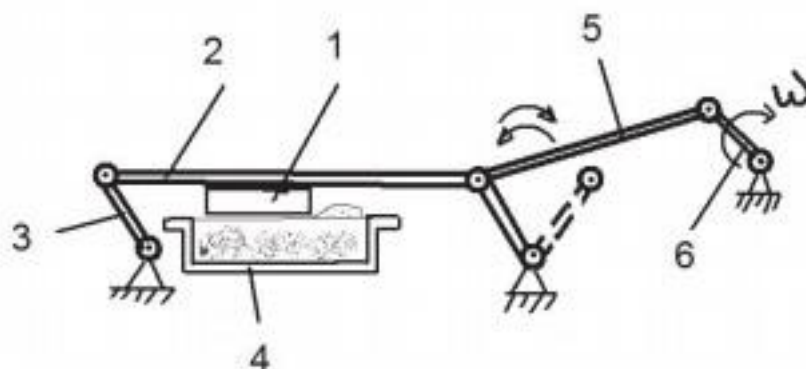


Рисунок 1.1.6. Принципиальная кинематическая схема механизма Русские качели

Нагнетатель (плита) позиция 1 крепится к горизонтальной балке 2, установленной на стойках 3 с помощью шарниров. Балка 2 качается на стойках 3 при включении привода. При качении балки 2 нагнетатель 1 перемещается с одной половины формы 4 на другую половину. [92]

В результате постоянной подачи в зоне возникает вынужденное течение порошка с упорядоченной структурой заданной плотности – текучего клина. Возникновение текучего клина характеризуется выдавливанием порошка из-под нагнетателя.

После начала такого выдавливания нагнетатель перемещают вслед за выдавливаемым порошком. Происходит как бы выращивание изделия за счет образования и движения в заданном направлении текучего клина.

Ввиду открытости процесса воздух и излишняя влага вытесняются в окружающую среду, и достигается плотная однородная структура. [82]

Сотрудники ФГБОУ ВПО МГСУ П.Д. Капырин и М.А. Степанов предложили новую конструкцию рабочего органа бетоноукладчика с зубчатой виброзаглаживающей рейкой. Сущность разработки заключается в том, что в бетоноукладчике для формирования изделий из бетонных смесей подъемно-опускаемый заглаживающий механизм выполнен в виде зубчатой рейки, имеющей верхнюю и заглаживающую плиты, жестко связанные между собой. При этом во внутреннем продольном пазу заглаживающей плиты по его длине размещены зубья с выступающей конической рабочей частью. [80; 86]

На рисунке 1.1.7 приведен предлагаемый бетоноукладчик (общий вид).

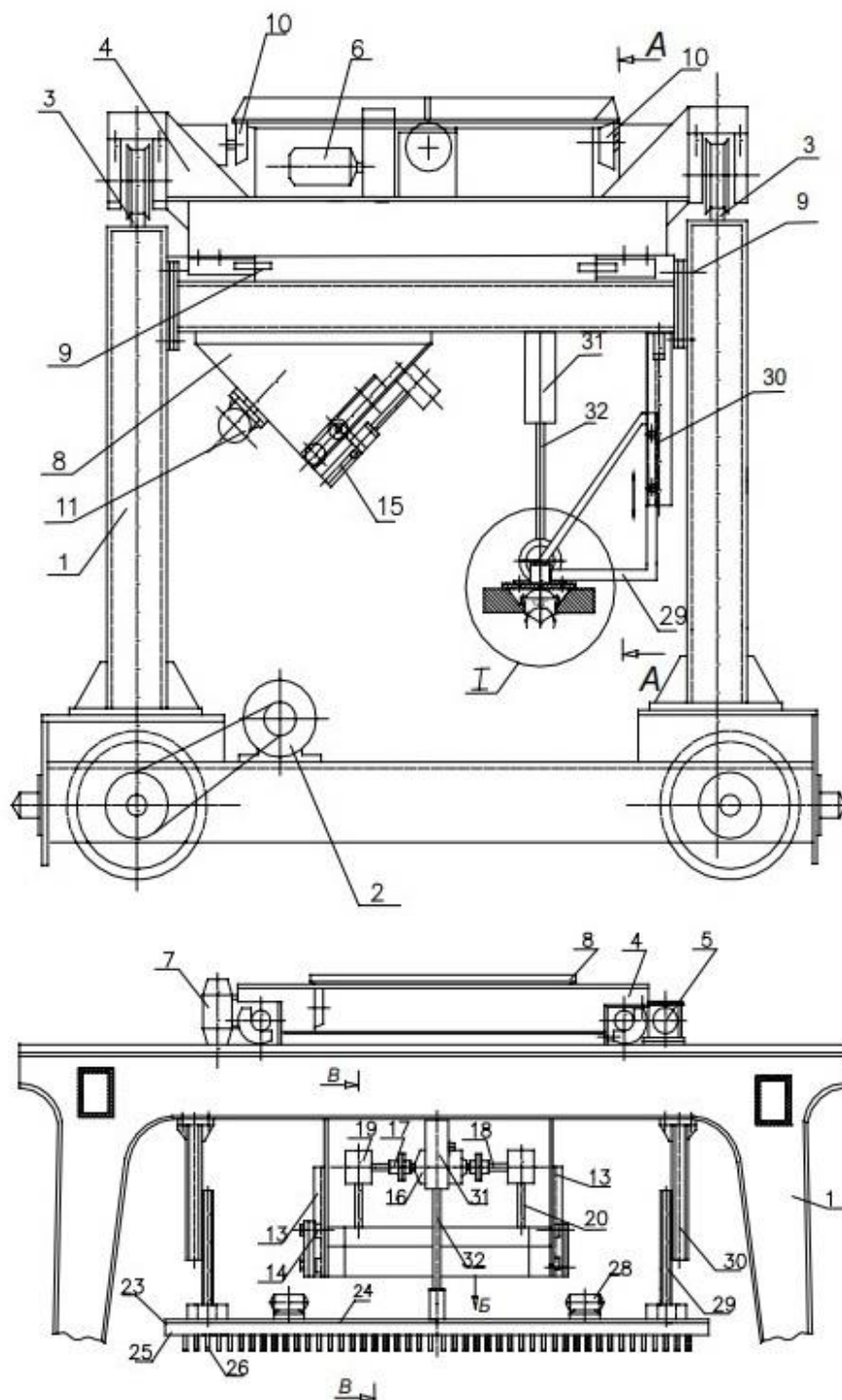


Рисунок 1.1.7. Бетоноукладчик с зубчатой виброзаглаживающей рейкой

Бетоноукладчик работает следующим образом. После включения механизма передвижения 2 портала 1 и механизма передвижения 5 тележки 4, установленной на направляющих 3, бетоноукладчик подгоняют к форме, в которую должна производиться укладка бетонной смеси. При помощи привода 6 поворота бункер 8 разворачивают таким образом, чтобы раздаточное

окно 12 оказалось в нужном положении, останавливая поворот бункера 8 тормозом 7. Включением электродвигателя 16 поднимают заслонку 15 по направляющим 13 посредством роликов 14 и кинематической связи, включающей муфты 17, валы 18, редукторы 19 и винты 20 с гайками 21, приоткрывая раздаточное окно 12. Бетонная смесь из бункера 8, отжимая упруго-эластичную прокладку 22, попадает в форму. При необходимости используют вибратор 11 или виброплощадку, на которой находится форма. Использование механизма 5 передвижения тележки 4 посредством отбойных роликов 9 и поддерживающих роликов 10 и привод 6 поворота бункера 8 с тормозом 7 можно выполнять соответственно поперечное перемещение и поворот раздаточного окна 12 с остановкой в заданном месте. [34; 47; 81]

Другой способ уплотнения материалов, защищённый несколькими авторскими свидетельствами учёными кафедры «Строительные и дорожные машины» МАДИ, основан на работе конических элементов (рисунок 1.1.8). [17; 24]

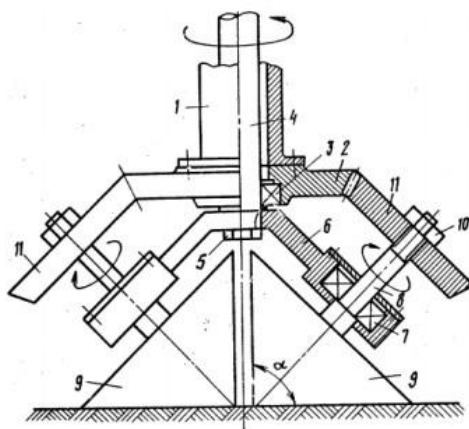


Рисунок 1.1.8. Устройство для уплотнения грунта:

1 – неподвижный корпус; 2 – зубчатый венец; 3, 7 – подшипник; 4 – приводной вал; 5 – болт; 6 – траверса; 8 – ось; 9 – конический элемент; 10 – гайка; 11 – коническая шестерня

Целью данного устройства является повышение эффективности и качества уплотнения за счет предотвращения сдвига материала перед коническими элементами. Устройство снабжено синхронизатором вращения конических элементов в виде зубчатого венца и конических шестерен. Отношения

количества зубьев конической шестерни и зубчатого венца равно синусу половины угла при вершине зубьев конического элемента. [18; 19]

Сотрудники федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Воронежский государственный аграрный университет имени К.Д. Глинки» разработали шнековое устройство для отжима жидкости из растительного сырья, масла, сока, а также отжима влаги из боенских отходов и сырья промышленного производства. [83; 89]

На рисунке 1.1.9 изображен шнековый пресс для извлечения влаги из растительного сырья состоит из: загрузочного бункера 2, корпуса 1, внутри которого установлен составной шнек, состоящий из трех соосно установленных на приводном валу шнеков: подающего шнека 3, выполненного в виде двухзаходного шнека, прессующего шнека 4, имеющего на последнем витке прямоугольные радиальные прорези, и шнека 7, выполненного с уменьшением шага витка, образующие четыре зоны переработки продукта (зона загрузки - I, зона сжатия - II, зона стабилизации давления - III, зона интенсивного сжатия - IV).

В зоне загрузки - I, двухзаходный шнек 3 выполнен в виде конусной втулки обращенной большим основанием в сторону прессующего шнека 4 (рисунок 1.1.9). Последний виток прессующего шнека 4, в зоне стабилизации давления - III, имеет прямоугольные радиальные прорези для обновления дренажных каналов.

В зоне стабилизации давления - III, между прессующим шнеком 4 и шнеком 7, соосно последним установлена конусная втулка 6, обращенная меньшим основанием к прессующему шнеку 4, а также перед конусной втулкой смонтирован разрыхлитель мезги 5, способствующий перемешиванию и разрыхлению мезги, что увеличивает отвод влаги при меньшем давлении прессования. Заключительная стадия прессовая осуществляется на участке шнека 7. Давление прессования регулируется изменением зазора между корпусом 1 и регулятором давления прессования 8.

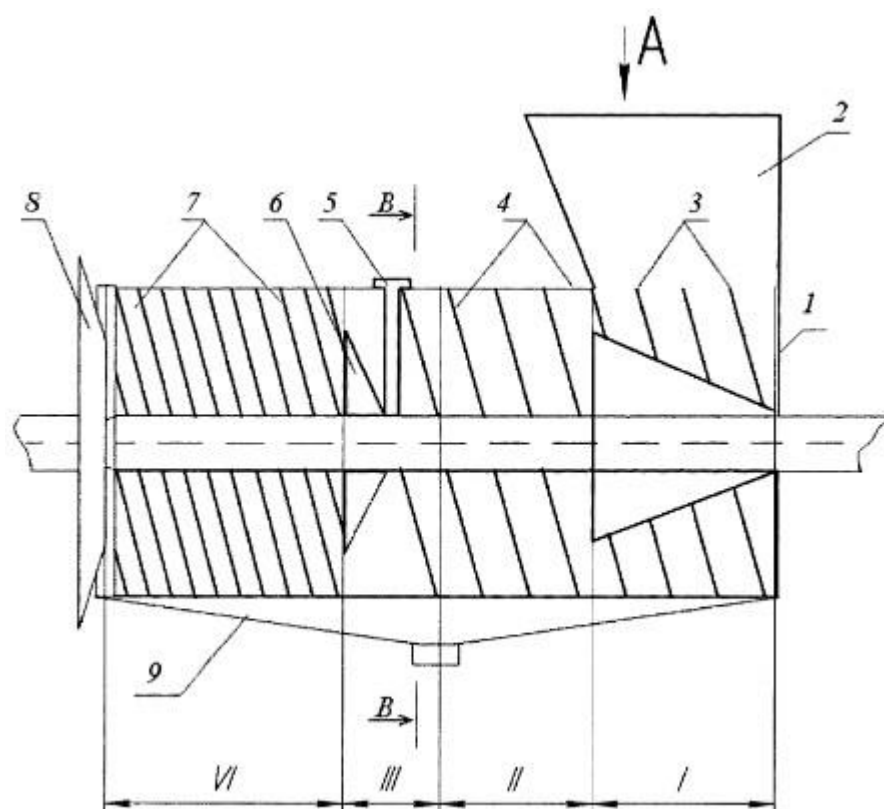


Рисунок 1.1.9. Шнековый пресс

Устройство работает следующим образом.

Исходный материал, подлежащий переработке, из бункера 2 поступает в зону загрузки - I, где уплотняется, далее захватывается последующими частями прессующего шнека 4, где происходит прессование мезги с извлечением влаги и удаление ее через зерные планки, установленные на корпусе 1, в влагосборник 9.

В момент перехода спрессованной мезги через прямоугольные радиальные прорезы, выполненные на последнем витке прессующего шнека 4, из зоны сжатия - II в зону стабилизации давления - III, происходит нарушение ее целостности, так как из зоны высокого давления перед этим витком шнека уплотненная масса устремляется в зону меньшего давления за этим витком. Кроме того, установленный разрыхлитель мезги 5 дополнительно перемешивает и разрыхляет спрессованную мезгу. [83]

Ученные из Республики Татарстан разработали роторную машину (рисунок 1.1.10) для прессования и уплотнения сыпучих материалов и может

быть использовано в химико-фармацевтической, электрохимической и других областях промышленности. На станине роторной машины смонтированы бункер с выходным патрубком, ротор с матрицами, пуансонами и питатель. На питателе расположен приемный стакан с наклонной относительно вертикали стенкой и окном в донной части, имеющим форму сектора. Питатель также имеет окно, сообщающееся с окном приемного стакана. Приемный стакан выполнен с возможностью поворота вокруг своей оси. В результате упрощается конструкция роторной машины и повышается удобство ее обслуживания. [84]

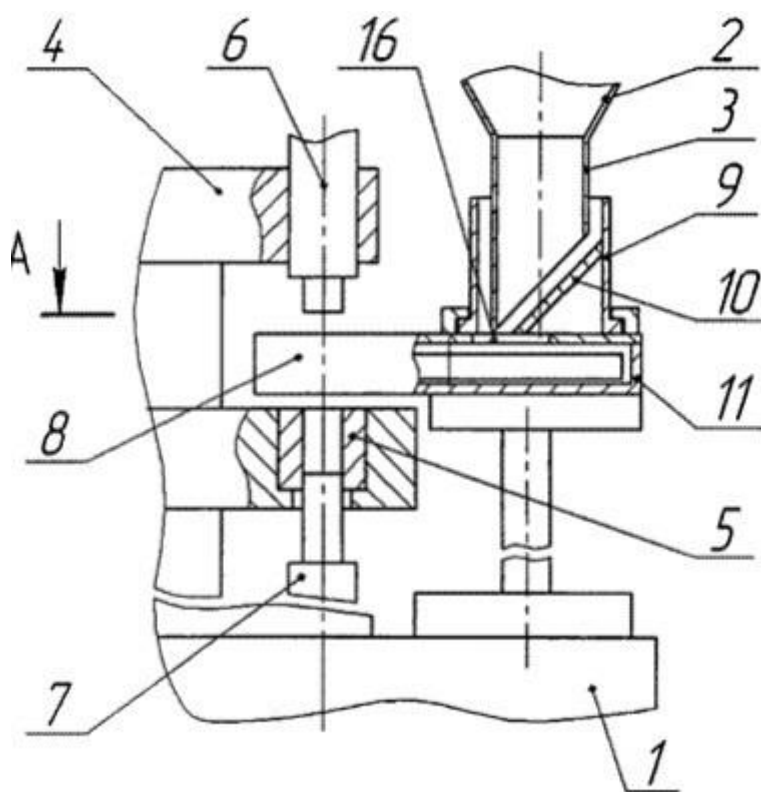


Рисунок 1.1.10. Роторный пресс

Сотрудники государственного научного учреждения Всероссийского научно-исследовательского института механизации сельского хозяйства (ГНУ ВИМ Россельхозакадемии) Балашов А.В., Штукин Р.С и другие разработали пресс для прессования брикетов (рисунок 1.1.11). [85]

Пресс-брикетировщик включает раму и коробку передач. На корпусе коробки передач смонтирована кольцевая матрица с прессовальными камерами. Прессующие ролики связаны между собой траверсой. Выгрузной

транспортёр выполнен кольцевым с днищем и неподвижными вертикальными стенками. Рама имеет передаточное устройство в виде блока звездочек. Одна звездочка блока связана с ведущей звездочкой коробки передач. Вторая звездочка блока связана с втулочно-роликовой цепью, смонтированной на вертикальной стенке Г-образного днища выгрузного транспортёра. [85; 87; 88]

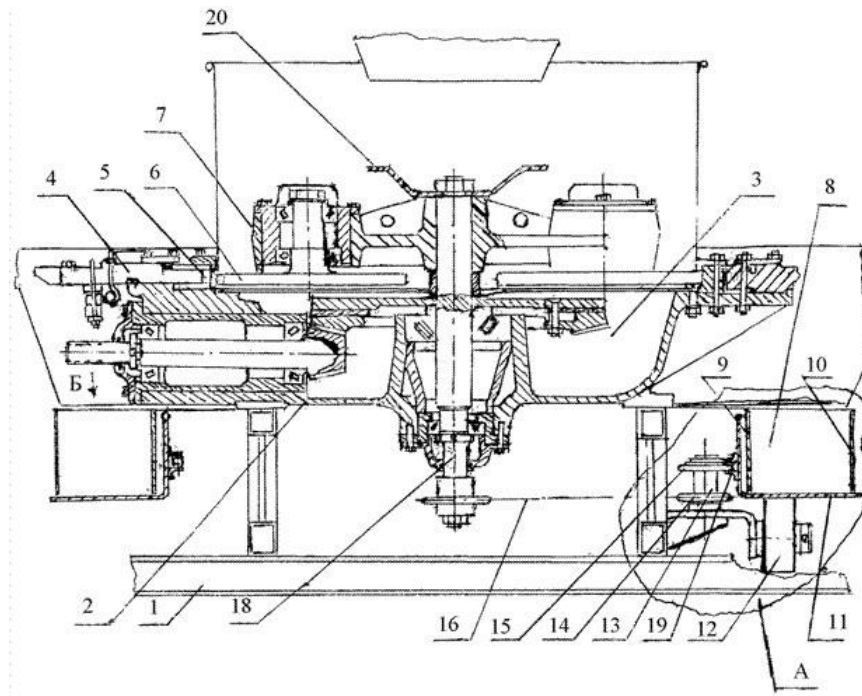


Рисунок 1.1.11. Пресс-брикетировщик

Сотрудники кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ (г. Челябинск) разработали способ и устройство для уплотнения трудно деформируемых (жестких) бетонных смесей (рисунки 1.1.12 и 1.1.13). [66; 74;76]

Механизм уплотнения работает следующим образом. Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) 5 перемещает центральный шарнир 11 распорных рычагов 3 и 4, имеющих сверху неподвижный шарнир 12, а внизу – подвижный 10. Плита нагнетателя 2 совершает угловые колебания относительно шарнирной опоры 8.

При движении плиты нагнетателя 2 вверх (холостой ход) сыпучий материал движется из бункера-питателя 7 вниз и оказывается в зоне прессования. При движении плиты нагнетателя 2 вниз (рабочий ход) новая порция

материала вдавливается в объём прессовки, увеличивая её плотность. Избыток материала и воздуха выдавливается в открытую зону (в сторону рыхлого материала). Выглаживающая плита 9 создаёт подпор прессуемому материалу, обеспечивая направленное движение воздуха и избытка материала в сторону наименьшего сопротивления, т.е. в сторону открытого пространства. Шарнирная неподвижная опора 8 крепления рабочей плиты 2 и угловое её перемещение во время работы обеспечивают градиент давления на уплотняемый материал: максимальное давление вблизи неподвижного шарнира 8 и уменьшение давления в направлении подвижного шарнира 10. [10; 58; 66; 77]



Рисунок 1.1.12. Общий вид опытного образца формовочной установки

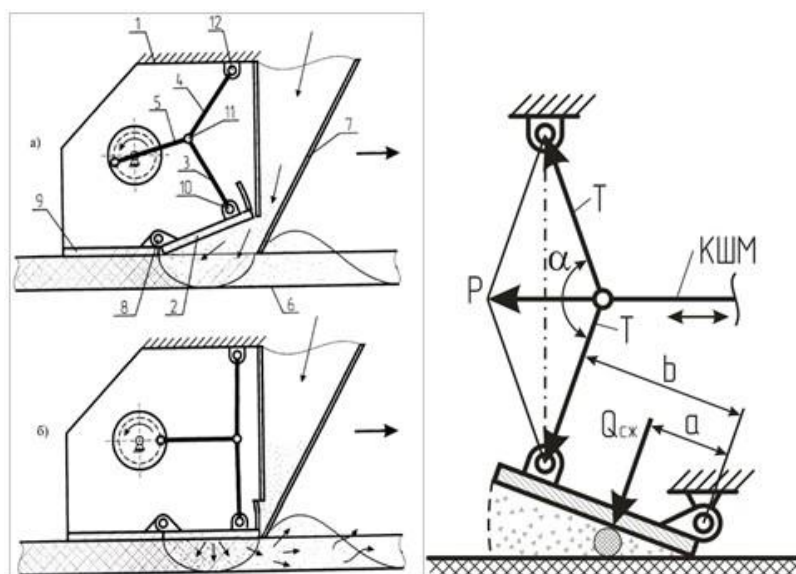


Рисунок 1.1.13. Принципиальная схема механизма уплотнения (а и б) и силы, действующие на элементарную частицу прессуемого материала

Существенным преимуществом ударно-вибрационного механизма с рабочей плитой 2, выполненной в виде рычага Архимеда (рисунок 1.1.14), является вид эпюры давления, изменяющийся по гиперболическому закону.

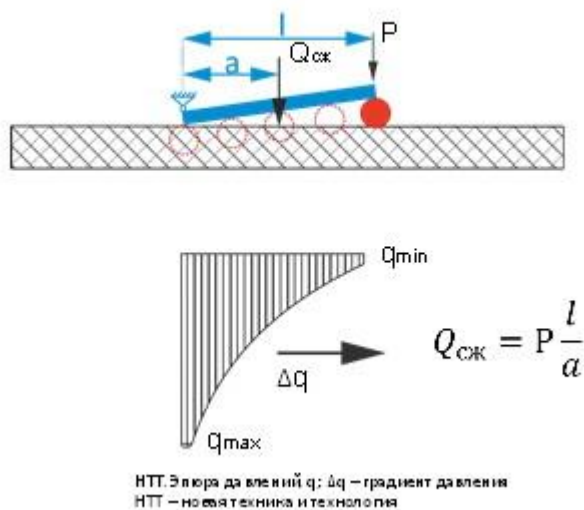


Рисунок 1.1.14. Эпюра давлений под плитой в виде рычага Архимеда

Величина давления на элементарную частицу уплотняемого материала вблизи неподвижной шарнирной опоры достигает очень больших значений, т.к. переменная координата «а», находясь в знаменателе, стремится к нулю.

Вектор градиента давления (рисунок 1.1.14) показывает, что созданы условия для направленного движения избытка твердых частиц, воздуха и жидкости в тангенциальном направлении (от зоны высокого в сторону низкого давления). [61; 64; 66]

Испытания опытного образца формовочной установки, проводимые на кафедре «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ, подтвердили технологические возможности и преимущества механизма уплотнения в сравнении с существующими технологиями уплотнения. Экземпляры из формовочной машины при плохом качестве песка и цемента, крупнозернистом щебне и малом соотношении воды получили марочную прочность М100, а при его распиле не обнаружено никаких пустот что свидетельствует о принципиальной работоспособности технологии. [11]

При этом обнаружены следующие недостатки: плохое качество верхней части заготовки (где происходит соприкосновение плиты с прессуемым ма-

териалом) и недостаточная подача материала с бункера-питателя под область прессования (материал, имея густую консистенцию плохо проваливается из бункера подачи и плохо проходит под рабочую плиту рисунок 1.1.15). Следовательно, необходима доработка механизма специальным толкателем, выполняющим поступательные движения в зону прессования и обратно, и устройством заглаживания в виде виброплиты. [9; 62]

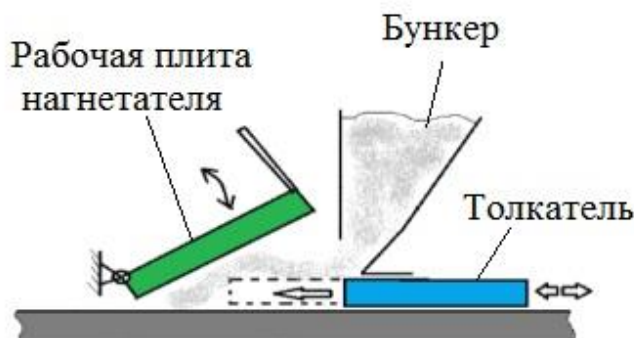


Рисунок 1.1.15. Схема принудительной подачи материала в рабочую зону прессования

Все описанные выше дополнительные механизмы ведут к усложнению механизма уплотнения в целом и увеличению его габаритов и массы. Поэтому решено пересмотреть весь механизм в целом и заменить распорно-стержневую систему, четырёхзвенным механизмом (рисунок 1.1.16), который будет выполнять следующие функции:

- 1) подача материала из бункера;
- 2) подача материала в зону прессования;
- 3) прессование материала;
- 4) затирка поверхности образца.

Новый механизм содержит плиту нагнетателя 1, кронштейн 2, заглаживающий участок 3 плиты нагнетателя, кривошип радиусом r и маятниковый стержень. [74]

Плита нагнетателя 1 содержит с одного конца кронштейн 2, а с другого конца - заглаживающий участок 3.

Плита нагнетателя связана с кривошипом радиусом r , вращающимся с угловой скоростью ω , и с коромыслом радиусом R . Рабочая поверхность пли-

ты нагнетателя 1 выполнена в виде ломанной линии, состоящей из нескольких участков (a, b, c). Участок a имеет нулевой уклон ($i = 0$), участок b $i_b > i_a$; участок c $i_c > i_b$. Уклон кронштейна 2 (отрицательный по отношению к рабочей поверхности плиты нагнетателя 1), сделан для черпания материала из бункера в зону прессования. [75; 110; 111]

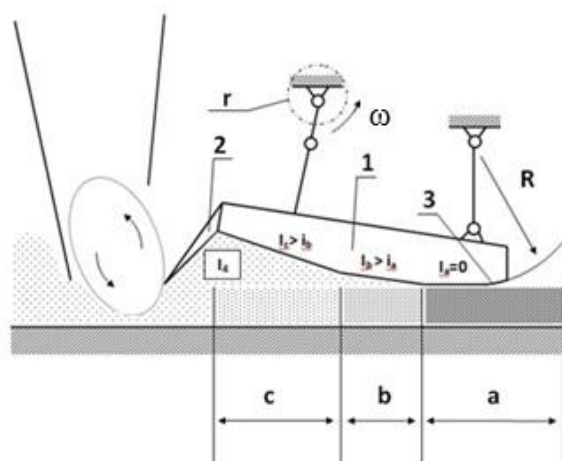


Рисунок 1.1.16. Принципиальная схема нового механизма

Работа нового формовочного механизма совершается в следующей последовательности. При вращении кривошипа кронштейн 2 плиты нагнетателя 1 совершает перемещение по эллипсовидной траектории, поднимаясь вверх, заходя в разгрузочное окно бункера питателя и черпая порцию материала, перемещает его вниз и в сторону рабочей зоны плиты нагнетателя. Благодаря обработанному уклону на кронштейне 2 новая порция материала движется слева-направо, т.е. заполняет рабочий объем под плитой нагнетателя. Рабочая поверхность плиты нагнетателя разбита на несколько участков с различными углами, что позволяет создать зоны уплотнения с различной степенью интенсивности: a – особоплотного материала, b – средняя плотность, c – зона пористого материала. При движении материала слева- направо (с определенной скоростью v) каждый участок плиты нагнетателя надвигается напереди расположенный и предварительно уплотнённый материал, доводя его до более высокой степени сжатия. Участок 3 плиты нагнетателя 1 выполнен по ду-

ге окружности радиусом R , что при движении нагнетателя обеспечивает заглаживание и затирку поверхности уплотненного материала. [112; 113; 114]

Изложенная выше технология устраняет все выявленные недостатки механизма уплотнения, показанного на рисунке 1.1.12. Новый ударно-вибрационный механизм самостоятельно черпает материал из бункера подачи и подает его в зону прессования. Благодаря заглаживающему участку верхняя поверхность образцов затирается.

Существенным преимуществом нового устройства является двухступенчатое увеличение движущей силы P (рисунок 1.1.17). Усилие сжатия Q , действующее на элементарную частицу, внедряемую под рабочую плиту определяется по формуле:

$$Q = P \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (1.1.1)$$

Где P – усилие, развиваемое приводом, k_1 и k_2 – коэффициенты усиления.

Коэффициент усиления k_1 определяется из уравнения:

$$F = \frac{P}{\cos \alpha} = P \cdot k_1 \quad (1.1.2)$$

Где первый коэффициент усиления приобретает вид:

$$k_1 = \frac{1}{\cos \alpha}; k_1 > 1 \quad (1.1.3)$$

Коэффициент усиления k_1 стремится к бесконечно большой величине при угле α , приближающемся к 90° , так как $\cos \alpha \rightarrow 0$.

Коэффициент усиления k_2 определяется из уравнения:

$$Q = \frac{b \cdot T}{a} = T \cdot k_2 \quad (1.1.4)$$

Где второй коэффициент усиление приобретает вид:

$$k_2 = \frac{l}{a}; k_2 > 1 \quad (1.1.5)$$

a – расстояние от элементарной частицы материала до шарнирной опоры; l – рабочая длина плиты. Коэффициент усиления k_2 стремится к бесконечно большой величине при движении смеси к шарниру, то есть при $a \rightarrow 0$.

Совершение плитой сдвиговых деформаций улучшает упаковку зерен твердых частиц, что показано на рисунке 1.1.18.

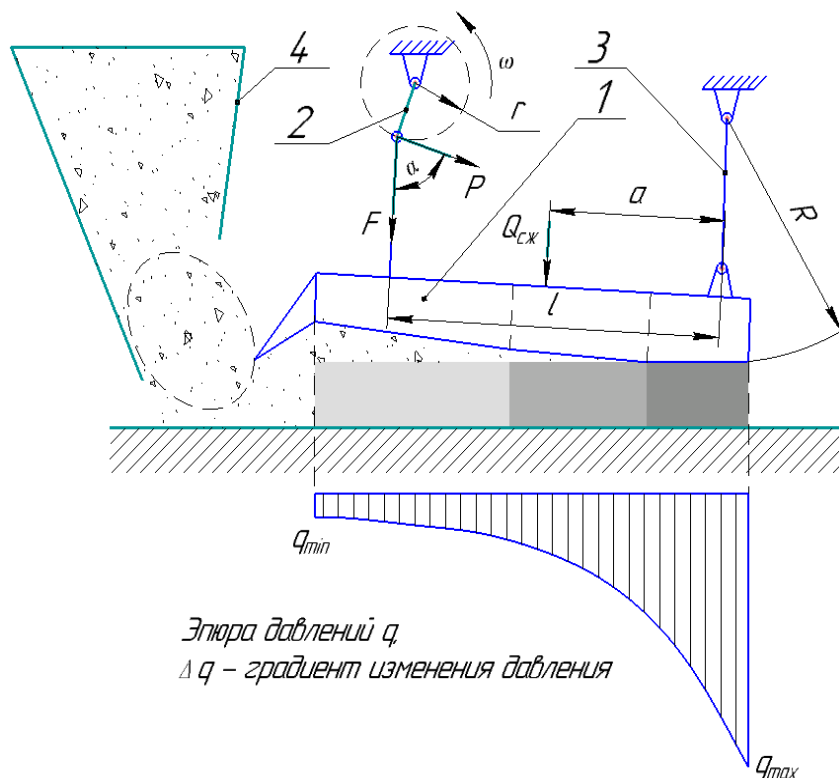


Рисунок 1.1.17. Схема сил, действующих на элементарную частицу прессуемого материала и этюра давлений

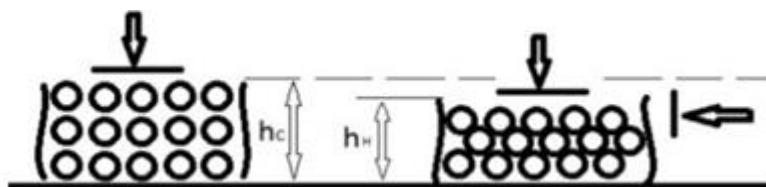


Рисунок 1.1.18. Упаковка твердых частиц при сжатии (существующая технология) и сдвиговых деформациях (новая технология)

Для успешной работы устройства необходимо соблюдать условие: максимальный угол наклона плиты платформы к горизонту не должен превышать 20° , чтобы материал не выскальзывал из зева платформы в бункер-питатель. Для получения максимального усилия сжатия в нижнем положении платформы эксцентриковый вал своим большим диаметром должен смотреть вниз. [2; 76; 77]

1.2. Кинематический и динамический анализ механизмов уплотнения

Задачей кинематического и динамического анализа является изучение движения звеньев исследуемых механизмов уплотнения под действием нагрузок.

Для кинематического и динамического исследования механизмов в теории машин и механизмов предлагается несколько методов: аналитический, графоаналитический и графический. [23]

1) Трамбующий брус. На рисунке 1.2.1 (а) изображен механизм трамбующего бруса, а на рисунке 1.2.1 (б) его принципиальная схема. [27; 39; 93]

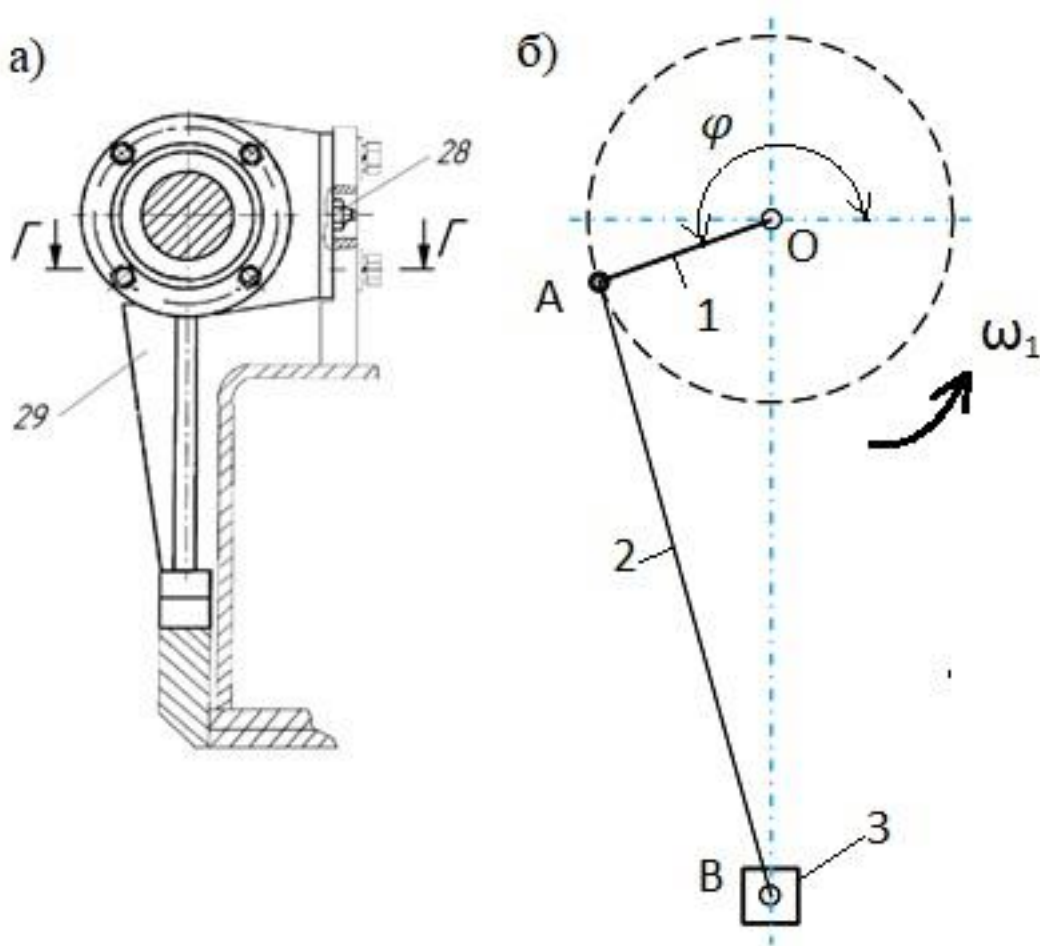


Рисунок 1.2.1. Трамбующий брус (а–общий вид; б – расчетная схема).

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун.

Исходные данные для аналитических уравнений движения механизма трамбующего бруса для этого зададимся исходными:

r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; l_{BC} – длина BC , принимаем как половину длины шатуна; φ – угол поворота кривошипа; $\omega_1 = const$ – угловая скорость кривошипа.

Расчет положения начала движения механизма.

Угол φ' отклонения кривошипа относительно оси Ox :

$$\varphi' = 270^\circ \quad (1.2.1)$$

Угол между вертикальной осью и шатуном соответственно равен:

$$\theta' = 0^\circ \quad (1.2.2)$$

Расчет положения перехода из холостого хода на рабочий ход механизма: угол φ'' отклонения кривошипа относительно оси Ox :

$$\varphi'' = 90^\circ \quad (1.2.3)$$

Угол между вертикальной осью и шатуном соответственно равен:

$$\theta'' = 0^\circ \quad (1.2.4)$$

Расчет геометрических параметров для любого положения механизма.

φ – угол поворота кривошипа относительно начального положения механизма.

Угол поворота кривошипа, относительно оси Ox :

$$\varphi_1 = \varphi' + \varphi \quad (1.2.5)$$

Угол между вертикальной осью и шатуном соответственно равен:

$$\theta = \arcsin\left(\frac{r \cdot \cos(\varphi' + \varphi)}{l}\right) \quad (1.2.6)$$

Перемещение ползуна определим по формуле:

$$S_B = r + l - r \cdot \sin(\varphi' + \varphi) - l \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{r \cdot \cos(\varphi' + \varphi)}{l}\right)\right) \quad (1.2.7)$$

Формулы для решения задачи скоростей.

Скорость точки A определяем по формуле:

$$\vec{V}_A \perp OA; |V_A| = \omega_1 \cdot r \quad (1.2.8)$$

Угловую скорость шатуна – это первая производная угла θ , уравнение 1.2.6:

$$\begin{aligned}\omega_2 = \theta' &= -\frac{1}{\sqrt{1-\frac{r^2 \cdot \cos^2(\varphi'+\varphi)}{l^2}}} \cdot \frac{r \cdot \sin(\varphi'+\varphi)}{l} \cdot \dot{\varphi} = -\frac{\dot{\varphi} \cdot r \cdot \sin(\varphi'+\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \cos^2(\varphi'+\varphi)}} = \\ &= -\frac{\omega_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi'+\varphi)}{l \cdot \cos \theta}\end{aligned}\quad (1.2.9)$$

Скорость ползуна В – это первая производная точки В, уравнение 1.2.7:

$$V_B = S'_B - r \cdot \cos(\varphi' + \varphi) \cdot \omega_1 - l \cdot \sin \theta \cdot \omega_2 \quad (1.2.10)$$

Определим скорость центра тяжести шатуна:

$$\begin{cases} V_{CX} = 0,5 \cdot l \cdot \omega_2 \cdot \cos \theta \\ V_{CY} = V_B - 0,5 \cdot l \cdot \omega_2 \cdot \sin \theta \\ V_C = \sqrt{(0,5 \cdot l \cdot \omega_2 \cdot \cos \theta)^2 + (V_B - 0,5 \cdot l \cdot \omega_2 \cdot \sin \theta)^2} \end{cases} \quad (1.2.11)$$

Угол между скоростью V_C и осью Ох:

$$\beta_{V_C} = \frac{V_{CY}}{|V_{CY}|} \cdot \arccos\left(\frac{V_{CX}}{V_C}\right) \quad (1.2.12)$$

Если значение угла получается отрицательным, значит его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ох, если положительный, то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ох.

Формулы для решения задачи ускорений: [93; 94]

Ускорение точки А определяем по формуле:

$$\vec{a}_A \parallel OA \quad |a_A| = \omega_1 \cdot r = a_A^n = \omega_1^2 \cdot r \quad (1.2.13)$$

Угловое ускорение шатуна – это вторая производная угла θ , уравнение 1.2.6:

$$\varepsilon_2 = \omega_2^2 \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{r \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\varphi'+\varphi)}{l \cdot \cos \theta} \quad (1.2.14)$$

Определим ускорение ползуна В – это вторая производная точки В, уравнение 1.2.7:

$$a_B = r \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\varphi' + \varphi) - l \cdot (\omega_2^2 \cdot \cos \theta + \varepsilon_2 \cdot \sin \theta) \quad (1.2.15)$$

Ускорение центра тяжести шатуна:

$$\begin{cases} a_{CX} = \frac{l \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \theta + l \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \theta}{2} \\ a_{CY} = a_B - \frac{l \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \theta - l \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \theta}{2} \\ a_C = \sqrt{a_{CX}^2 + a_{CY}^2} \end{cases} \quad (1.2.16)$$

Угол между скоростью V_C и осью Ох:

$$\beta_{a_c} = \frac{a_{cY}}{|a_{cY}|} \cdot \arccos\left(\frac{a_{cX}}{a_c}\right) \quad (1.2.17)$$

Формулы для расчета динамики и мощности: [96]

$$M = G_2 \cdot \frac{V_C \cdot \cos(V_C; G_2)}{\omega_1} + m_2 \cdot a_C \cdot \frac{V_C \cdot \cos(V_C; m \cdot a_C)}{\omega_1} + \frac{m_2 \cdot l^2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega_2}{12 \cdot \omega_1} + G_3 \cdot \frac{V_B \cdot \cos(V_B; G_3)}{\omega_1} + m_3 \cdot a_B \cdot \frac{V_B \cdot \cos(V_B; m_3 \cdot a_C)}{\omega_1} + Q \cdot \frac{V_B \cdot \cos(V_B; Q)}{\omega_1} \quad (1.2.18)$$

$$N = M \cdot \omega_1 \quad (1.2.19)$$

В качестве примера рассмотрим трамбуемый брус со следующими параметрами:

$b=0,12$ м – ширина укладываемой полосы; $p=0,5$ МПа – давление необходимое для прессования материала; [30; 31] $h=0,065$ м высота укладываемого слоя; $\gamma = 2000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – объемная масса уложенной смеси. [25; 121]

Рассчитаем массу трамбуемого бруса:

$$m_{\text{бр}} = 18,86 \cdot l_{\text{бр}} \cdot B \cdot h \cdot \gamma \quad (1.2.20)$$

где $l_{\text{бр}}$ – длина трамбуемого бруса (по оси движения машины), рекомендуется принимать 0,024...0,035 м, принимаем 0,025 м; [20; 22]

$$m_{\text{бр}} = 18,86 \cdot 0,025 \text{ м} \cdot 0,12 \text{ м} \cdot 0,065 \text{ м} \cdot 2000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = 7,35 \text{ кг} \quad (1.2.21)$$

Рассчитаем кинематические и динамические характеристики, возникающие в звеньях механизма трамбуемого бруса, взяв за исходные данные следующие значения:

$r=10$ мм – радиус кривошипа; $l=100$ мм – длина шатуна; $l_{BC} = 50$ мм – длина BC , принимаем как половину длины шатуна; φ – угол поворота кривошипа, задаемся углами поворота через каждые 30 градусов; $n_{\text{бр}} = 186,7$ об/мин – скорость вращения эксцентрикового вала трамбуемого бруса; ; центры масс звеньев принимаем, как половину длин звеньев.

На рисунке 1.2.2 изображена расчетная схема механизма. Рассмотрим 12 положений, 6 из которых являются положениями рабочего хода (положения 2-7) и 6 положениями холостого хода (положения 1; 8-12).

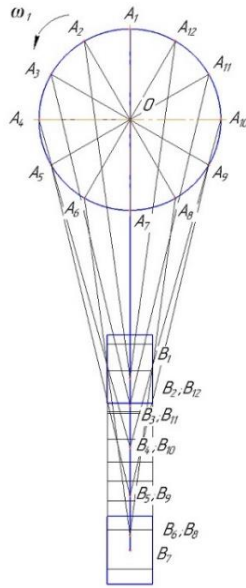


Рисунок 1.2.2. Расчетная схема трамбующего бруса

По рассмотренным выше формулам определяем кинематические и динамические параметры для всех положений, результаты сведем в таблицу 1.2.1.

Таблица 1.2.1. Результаты кинематического и динамического расчета для трамбующего бруса

№	φ (град)	ω_2 (с ⁻¹)	V_B (м/с)	V_C (м/с)	ε_2 (с ⁻²)	a_B (м/с ²)	a_C (м/с ²)	M (Нм)	N (Ватт)
1	90	1,95	0	0,10	-0,66	-4,2	3,63	0,15	2,93
2	120	1,7	-0,09	0,13	-18,99	-3,69	3,35	8,67	169,51
3	150	0,98	-0,16	0,17	-33,14	-2,29	2,6	23,00	449,67
4	180	0	-0,2	0,2	-38,41	-0,38	1,92	37,19	727,1
5	210	-0,98	-0,18	0,18	-33,14	1,53	2,46	42,15	824,07
6	240	-1,7	-0,11	0,14	-18,99	2,93	3,54	30,08	588,09
7	270	-1,95	0	0,1	-0,66	3,44	4,01	1,14	22,29
8	300	-1,7	0,11	0,14	18,99	2,93	3,54	0,8	15,64
9	330	-0,98	0,18	0,18	33,14	1,53	2,46	1,18	23,07
10	360 (0)	0	0,2	0,2	38,41	-0,38	1,92	1,10	21,51
11	30	0,98	0,16	0,17	33,14	-2,29	2,6	0,77	15,05
12	60	1,7	0,09	0,13	18,99	-3,69	3,35	0,38	7,43

Значения, полученные со знаком минус в угловых скоростях и ускорениях, говорят о том, что они направлены по часовой стрелке.

Для лучшего понимания характера кинематических характеристик построим планы скоростей и ускорений, например, для 6-го положения кривошипа, на рисунке 1.2.3 изображены планы скоростей и ускорений.

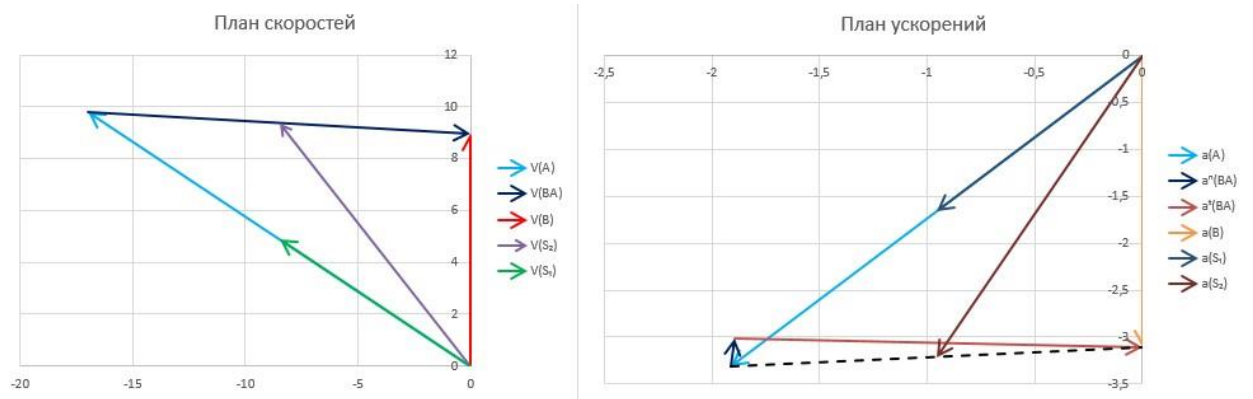


Рисунок 1.2.3. Планы скоростей и ускорений для 6-го положения кривошипа

Из таблицы 1.2.1 видно, что средняя потребляемая мощность достигает 238,9 Ватт, при этом пиковая 824,07 Ватт.

2) Механизма РК 250 разработанного ОАО «Научно-исследовательский институт транспортного строительства» (Москва) и ООО «Машмир-Инноцентр». Схема механизма представлена на рисунке 1.1.6. [52; 54; 79]

Зададимся исходными данными для аналитических уравнений движения механизма РК 250:

r – радиус кривошипа; l_1 – длина шатуна; l_2 – длина балки; R – длина стойки; X , Y – координаты шарнира крепления стоек относительно шарнира крепления кривошипа; φ – угол поворота кривошипа; $\omega_1 = const$ – угловая скорость кривошипа.

Движение кривошипа радиусом r происходит по окружности с центром в точке O . Принимая точку O за начало отсчета, получаем уравнение: [33; 38; 39]

$$x_A^2 + y_A^2 = r^2 \quad (1.2.22)$$

Координаты точки A :

$$\begin{cases} x_A = r \cdot \cos \varphi \\ y_A = r \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad (1.2.23)$$

Координаты точки B :

$$\begin{cases} (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2 = l_1^2 \\ (x_B - x_{O_1})^2 + (y_B - y_{O_1})^2 = R^2 \end{cases} \quad (1.2.24)$$

В уравнении (1.2.24) известны координаты точки A , тогда координаты точки O_1 :

$$\begin{cases} x_{O_1} = -X \\ y_{O_1} = -Y \end{cases} \quad (1.2.25)$$

Получаем:

$$\begin{cases} (x_B - r \cdot \cos \varphi)^2 + (y_B - r \cdot \sin \varphi)^2 = l_1^2 \\ (x_B + X)^2 + (y_B + Y)^2 = R^2 \end{cases} \quad (1.2.26)$$

Решая систему уравнений (1.2.26), находим неизвестные координаты точки B в любой момент времени. Координаты точки C :

$$\begin{cases} x_C = x_B - l_2 \\ y_C = y_B \end{cases} \quad (1.2.27)$$

Зная координаты звеньев механизма в любом положении кривошипа, находим угол между стойкой (звено 4) и осью x :

$$\theta = 90^\circ - \arctan|k_2| = 90^\circ - \arctan \left| \frac{y_B - y_A}{x_B - x_A} \right| \quad (1.2.28)$$

Где k_2 – угловой коэффициент стойки 3.

Система уравнений для решения задачи скоростей [33; 38; 69]

$$\begin{cases} A \in 1: V_A = \omega_1 \cdot r \\ B \in 3; \vec{V}_B \perp BO_3; V_B = \omega_4 \cdot R \\ B \in 2: \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \text{где } \vec{V}_{BA} \perp BA; V_{BA} = l_1 \cdot \omega_2 \\ V_B = V_C \\ \omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_1}; \omega_4 = \omega_5 = \frac{V_B}{R} \end{cases} \quad (1.2.29)$$

Система уравнений для решения задачи ускорений: [33; 38; 69]

$$\begin{cases} A \in 1: a_A = \omega_1^2 \cdot r \\ B \in 3; \vec{V}_B \perp BO_3; \vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau \\ \text{где } \vec{a}_B^n \parallel BO_3; a_B = \omega_4^2 \cdot R; \vec{a}_B^\tau \perp BO_3; a_B^\tau = \varepsilon_4 \cdot R; \\ B \in 2; \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau; \\ \text{где } \vec{a}_{BA}^n \parallel BA; a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_1; \vec{a}_{BA}^\tau \perp BA; a_{BA}^\tau = \varepsilon_2 \cdot l_1 \\ a_C = a_B (a_C^\tau = a_B^\tau; a_C^n = a_B^n) \\ \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{R}; \varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{a_B^\tau}{R} \end{cases} \quad (1.2.30)$$

Формулы для расчета динамики и мощности: [71; 95]

$$\begin{aligned} M = & G_2 \cdot \frac{V_{S2} \cdot \cos(V_{S2}; G_2)}{\omega_1} + m_2 \cdot a_{S2} \cdot \frac{V_{S2} \cdot \cos(V_{S2}; m_2 \cdot a_{S2})}{\omega_1} + 2 \cdot G_3 \cdot \frac{V_{S3} \cdot \cos(V_{S3}; G_3)}{\omega_1} + \\ & + 2 \cdot m_3 \cdot a_{S3} \cdot \frac{V_{S3} \cdot \cos(V_{S3}; m_3 \cdot a_{S3})}{\omega_1} + 2 \cdot G_4 \cdot \frac{V_C \cdot \cos(V_C; G_4)}{\omega_1} + \frac{m_2 \cdot l_1^2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega_2}{12 \cdot \omega_1} + \frac{m_3 \cdot R^2 \cdot \varepsilon_3 \cdot \omega_3}{6 \cdot \omega_1} + \end{aligned}$$

$$+m_4 \cdot a_C \cdot \frac{V_C \cdot \cos(V_C; m_4 \cdot a_C)}{\omega_1} + Q \cdot \frac{V_C \cdot \cos(V_C; Q)}{\omega_1} \quad (1.2.31)$$

$$N = M \cdot \omega_1 \quad (1.2.32)$$

Рассчитаем кинематические и динамические характеристики, возникающие в звеньях механизм Русские качели, взяв за исходные данные следующие значения:

$r=10$ мм – радиус кривошипа; $l_1=100$ мм – длина шатуна 2; $l_2 = 100$ мм – длина балки 3; $R=100$ мм – длина стоек 4 и 5; $m_1=4$ кг, $m_2=1,8$ кг, $m_4=8,82$ кг, $m_3= m_5=2,2$ кг – массы звеньев; $p=0,5$ МПа – давление необходимое для пресования материала; [30; 31] φ – угол поворота кривошипа, задаем углы поворота через каждые 30 градусов; $\omega_1 = 19,55$ с⁻¹ – угловая скорость вращения кривошипа; центры масс звеньев принимаем, как половину длин звеньев.

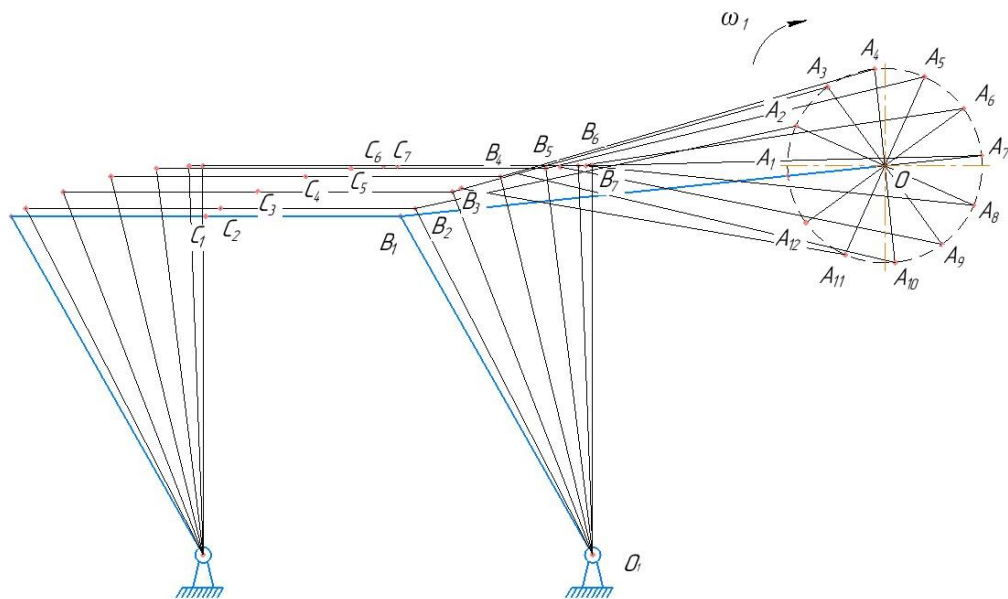


Рисунок 1.2.4. Расчетная схема механизма РК 250

По рассмотренным выше формулам определяем кинематические и динамические параметры для всех положений, результаты сведем в таблицу 1.2.2.

Значения, полученные со знаком минус в угловых скоростях и ускорениях, говорят о том, что они направлены по часовой стрелке.

Таблица 1.2.2. Результаты кинематического и динамического расчета для механизма РК 250

№	φ (град)	ω_2 (c^{-1})	$\omega_3;$ $\omega_5(c^{-1})$	VB (м/с)	VC (м/с)	ε_2 (c^{-2})	aB (м/с ²)	M (Нм)	N (Ватт)
1	186	-2,99	0,25	0,05	0,05	-2922,2	585,546	3,81	74,49
2	216	-2,855	1,95	0,39	0,39	943,68	181,775	0,2	3,91
3	246	-1,73	2,94	0,588	0,588	217,39	32,756	0,08	1,56
4	276	0,015	2,93	0,586	0,586	-41,535	19,623	0,37	7,23
5	306	1,675	2,175	0,435	0,435	-255,65	59,964	0,23	4,5
6	336	2,7	1,03	0,206	0,206	-740,34	152,368	0,9	17,6
7	366 (6)	2,915	0,26	0,052	0,052	3037,43	608,58	2,73	53,37
8	36	2,385	1,515	0,303	0,303	461,77	98,633	29,87	583,96
9	66	1,345	2,5	0,5	0,5	155,41	41,207	3,44	67,25
10	96	0,07	2,93	0,586	0,586	-38,095	3,879	14,31	279,76
11	126	-1,21	2,6	0,52	0,52	-247,21	39,706	25,09	490,51
12	156	-2,315	1,46	0,292	0,292	-609,12	116,715	21,46	419,54

Для лучшего понимания характера кинематических характеристик построим планы скоростей и ускорений, например, для 9-го положения кривошипа, на рисунке 1.2.5 изображены планы скоростей и ускорений.

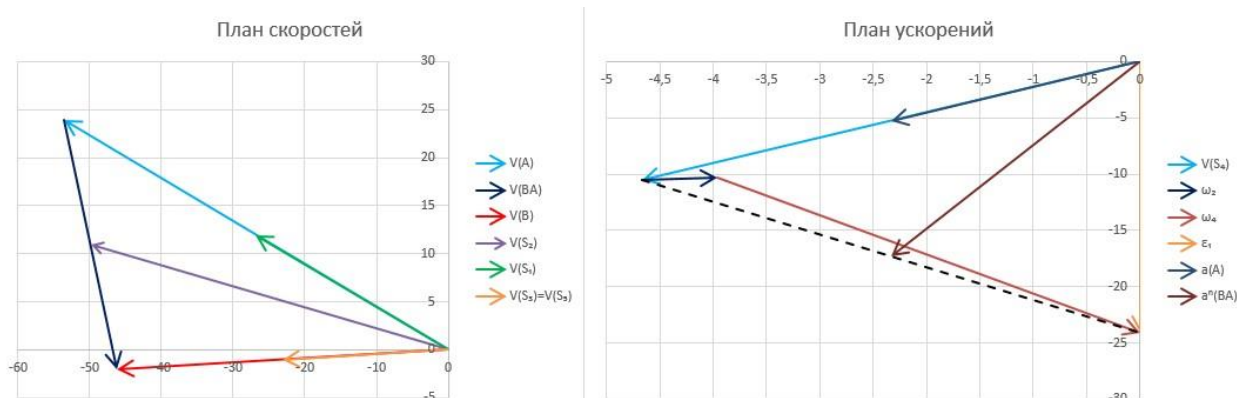


Рисунок 1.2.5. Планы скоростей и ускорений для 9-го положения кривошипа

Из таблицы 1.2.2 видно, что в большинстве положений механизма возникают большие линейные и угловые ускорения это говорит о том, что в звеньях механизма будут возникать, помимо рабочих нагрузок еще и инерционные, что увеличит потребляемую механизмом мощность. Средняя потребляемая мощность достигает 167 Ватта, при этом пиковая 583,96 Ватт.

1.3. Выводы по главе 1.

1. Из рассмотренной технической литературы выявлено, что основными механизмами уплотнения являются: трамбующий брус, погружные и поверх-

ностные вибраторы, механизмы зонного нагнетания, при этом для достижения хорошего качества получаемых изделий устанавливаются последовательно несколько видов механизмов, что усложняет конструкции машин, увеличивает их габариты и массу.

2. Рассмотрены существующие конструкции и патенты на механизмы уплотнения, описаны принципы их работы и указаны некоторые недостатки.

3. Проведен анализ работы нового ударно-вибрационного механизма, из которого следует, что за счет двухступенчатого увеличения движущей силы возможно получать большие усилия сжатия уплотняемого материала.

4. Проведены кинематический и динамический анализ механизмов уплотнения, из которых следует, что при работе в механизмах возникают большие линейные и угловые ускорения. Следовательно, в звеньях механизма возникают, помимо рабочих нагрузок еще и инерционные, что увеличивает потребляемую механизмом мощность. В последующих разделах проведено сравнение полученных значений на трамбуемом бруске, механизме РК-250 и ударно-вибрационном механизме.

5. В связи с вышеизложенным выдвинута гипотеза, что внедрение ударно-вибрационного механизма позволит повысить эффективность машины для уплотнения.

2. Математическая модель системы базовой машины, нового механизма и уплотняемого композиционного материала

Математическая модель ударно-вибрационного (четырёхзвенного) механизма состоит из трех разделов геометрического, кинематического и динамического расчетов механизма. В состав геометрического расчета входит расчет геометрии механизма, перемещения звеньев механизма в зависимости от угла поворота кривошипа. Кинематический расчет включает в себя задачу скоростей и ускорений, нахождение линейных и угловых скоростей и ускорений во всех точках и звеньях механизма исходя из геометрического расчета. В динамическом расчете производятся вычисления сил тяжести, сил инерции, моментов инерции звеньев механизма, реакций в шарнирах соединяющих звенья механизма, уравновешивающего момента и необходимой мощности на кривошипе. [12; 14; 16]

2.1. Геометрический расчет

На рисунке 2.1.1 изображена расчетная схема для геометрического расчета крайних положений, исходными данными принимаем: [94; 95; 96]

x ; y – расстояние от точки крепления кривошипа до точки крепления маятника по осям x и y соответственно; r – радиус кривошипа; R – радиус коромысла; R_l – длина шатуна; φ – угол поворота кривошипа, относительно начального положения.

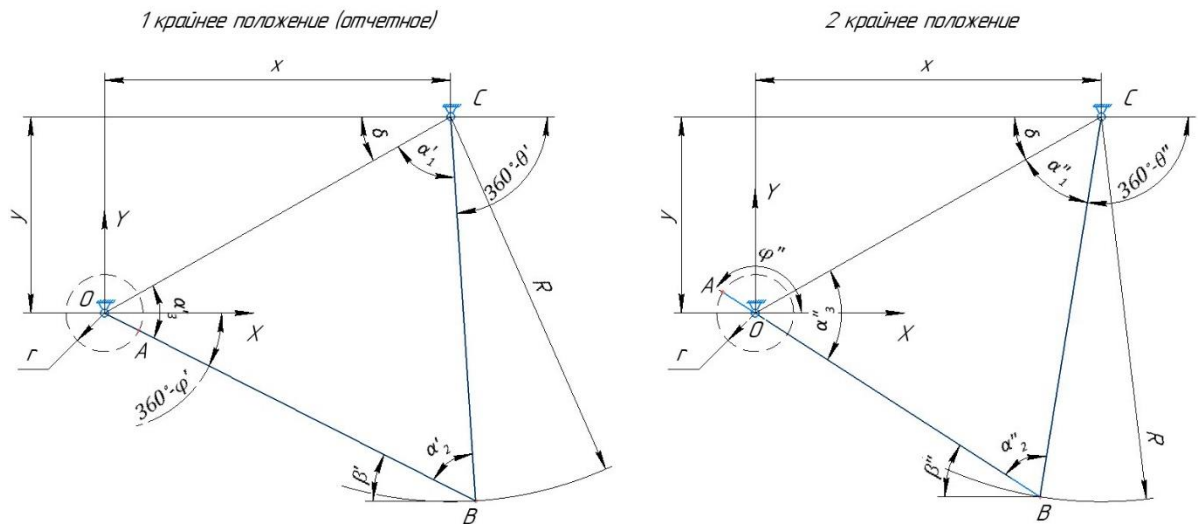


Рисунок 2.1.1. Расчетная схема механизма для крайних положений

Расчет положения начала движения четырехзвенного механизма.

Расстояние L от точки крепления кривошипа до точки крепления коромысла 3 (отрезок OC):

$$L = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (2.1.1)$$

Угол δ между горизонталью и расстоянием от точки крепления кривошипа 1 до точки крепления коромысла 3 ($\angle OCO'$):

$$\delta = \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.2)$$

При начальном положении механизма, когда коромысло смещено на максимальный угол вправо, точки O , A и B лежат на одной прямой. В $\triangle COB$ по теореме косинусов определен угол α'_1 ($\angle BCO$):

$$\alpha'_1 = \arccos\left(\frac{L^2 + R^2 - (R_1 + r)^2}{2 \cdot L \cdot R}\right) \quad (2.1.3)$$

Аналогично определены углы α'_2 и α'_3 (соответственно $\angle CBO$ и $\angle BOC$):

$$\begin{cases} \alpha'_2 = \arccos\left(\frac{R^2 + (R_1 + r)^2 - L^2}{2 \cdot R \cdot (R_1 + r)}\right) \\ \alpha'_3 = \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)}\right) \end{cases} \quad (2.1.4)$$

Угол θ' отклонения коромысла относительно оси Ox :

$$\theta' = 180 + \arctg\left(\frac{x}{y}\right) + \arccos\left(\frac{L^2 + R^2 - (R_1 + r)^2}{2 \cdot L \cdot R}\right) \quad (2.1.5)$$

Угол β' отклонения шатуна относительно горизонтальной оси:

$$\beta' = \arccos\left(\frac{L^2+(R_1+r)^2-R^2}{2\cdot L\cdot(R_1+r)}\right) - \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.6)$$

Угол φ' отклонения кривошипа относительно оси Ох:

$$\varphi' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2+(R_1+r)^2-R^2}{2\cdot L\cdot(R_1+r)}\right) + \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.7)$$

Расчет положения перехода из холостого хода на рабочий ход механизма:

При положении перехода из холостого хода на рабочий ход механизма, когда коромысло смещено на максимальный угол влево, точки A , O и B лежат на одной прямой. В $\triangle COB$, в котором по теореме косинусов определен угол α''_1 ($\angle BCO$):

$$\alpha''_1 = \arccos\left(\frac{L^2+R^2-(R_1-r)^2}{2\cdot L\cdot R}\right) \quad (2.1.8)$$

Аналогично определены углы α''_2 и α''_3 (соответственно $\angle CBO$ и $\angle BOC$):

$$\begin{cases} \alpha''_2 = \arccos\left(\frac{R^2+(R_1-r)^2-L^2}{2\cdot R\cdot(R_1+r)}\right) \\ \alpha''_3 = \arccos\left(\frac{L^2+(R_1-r)^2-R^2}{2\cdot L\cdot(R_1-r)}\right) \end{cases} \quad (2.1.9)$$

Угол θ'' отклонения коромысла относительно оси Ох:

$$\theta'' = 180 + \arctg\left(\frac{x}{y}\right) + \arccos\left(\frac{L^2+R^2-(R_1-r)^2}{2\cdot L\cdot R}\right) \quad (2.1.10)$$

Угол β'' отклонения шатуна относительно горизонтальной оси:

$$\beta'' = \alpha''_3 - \delta = \arccos\left(\frac{L^2+(R_1-r)^2-R^2}{2\cdot L\cdot(R_1-r)}\right) - \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.11)$$

Угол φ'' отклонения кривошипа относительно оси Ох:

$$\varphi'' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2+(R_1-r)^2-R^2}{2\cdot L\cdot(R_1-r)}\right) + \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.12)$$

Расчет геометрических параметров для любого положения механизма.

На рисунке 2.1.2 изображена расчетная схема для геометрического расчета любого положения.

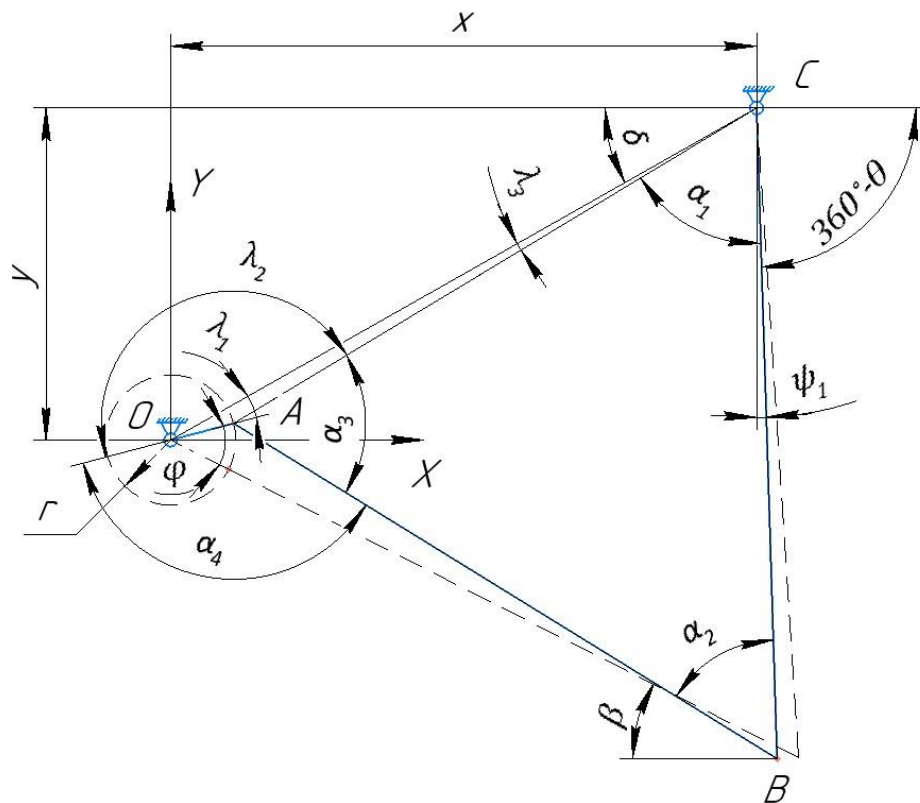


Рисунок 2.1.2. Расчетная схема механизма для любого положения

Угол поворота кривошипа, относительно оси Ox :

$$\varphi_1 = \varphi + \delta - \alpha'_3 \quad (2.1.13)$$

В ΔACO , угол γ_1 ($\angle AOC$):

$$\gamma_1 = \alpha'_3 - \varphi \quad (2.1.14)$$

При этом если $\gamma_1 > 180 \rightarrow \gamma_1 = 180 - |\alpha'_3 - \varphi|$

В этом же треугольнике по теореме косинусов определено расстояние L' от точки крепления кривошипа и шатуна до точки крепления коромысла (отрезок AC):

$$L' = \sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} \quad (2.1.15)$$

По теореме синусов определены углы γ_2 и γ_3 (соответственно $\angle CBO$ и $\angle BOC$):

$$\frac{L'}{\sin \gamma_1} = \frac{L}{\sin \gamma_2} = \frac{r}{\sin \gamma_3} \quad (2.1.16)$$

$$\begin{cases} \gamma_2 = \arcsin\left(\frac{L \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{L'}\right) \\ \gamma_3 = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{L'}\right) \end{cases} \quad (2.1.17)$$

В $\triangle ABC$ по теореме косинусов определен угол α_1 ($\angle ACB$):

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{L'^2 + R^2 - R_1^2}{2 \cdot L' \cdot R}\right) \quad (2.1.18)$$

Аналогично определены углы α_2 и α_3 (соответственно $\angle ABC$ и $\angle BAC$):

$$\begin{cases} \alpha_2 = \arccos\left(\frac{R^2 + R_1^2 - L'^2}{2 \cdot R \cdot R_1}\right) \\ \alpha_3 = \arccos\left(\frac{L'^2 + R_1^2 - R^2}{2 \cdot L' \cdot R_1}\right) \end{cases} \quad (2.1.19)$$

Угол отклонения коромысла относительно оси Ox :

$$\theta = 180^\circ + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 \quad (2.1.20)$$

Угол отклонения коромысла от вертикальной оси:

$$\psi_1 = \arctg\left(\frac{y}{x}\right) + \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{L'}\right) + \arccos\left(\frac{L'^2 + R^2 - R_1^2}{2 \cdot L' \cdot R}\right) - 90^\circ \quad (2.1.21)$$

При этом если при расчете угол получится положительным – то коромысло смещено вправо от вертикальной оси, если отрицательным – значит коромысло смещено влево от вертикальной оси.

Острый угол между кривошипом и шатуном:

$$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{L'^2 + R_1^2 - R^2}{2 \cdot L' \cdot R_1}\right) + \arcsin\left(\frac{L' \cdot \sin \gamma_1}{L'}\right) - 180^\circ \quad (2.1.22)$$

Угол отклонения $\Delta\theta$ коромысла от начального положения:

$$\begin{aligned} \Delta\theta = & -\alpha'_1 + \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha_3 - \varphi)}}\right) + \\ & + \arccos\left(\frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{2 \cdot R \cdot \sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) \end{aligned} \quad (2.1.23)$$

Для упрощения уравнения введены следующие коэффициенты:

$$\begin{cases} a_1 = L^2 + r^2 \\ a_2 = 2 \cdot L \cdot r \\ a_3 = \frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2}{2 \cdot R} \\ a_4 = \frac{2 \cdot L \cdot r}{2 \cdot R} = \frac{L \cdot r}{R} \end{cases} \quad (2.1.24)$$

Тогда:

$$\Delta\theta = -\alpha'_1 + \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \arccos\left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) \quad (2.1.25)$$

Угол β отклонения шатуна относительно горизонтальной оси определен из прямоугольный $\triangle BCC'$, в котором определим угол ν_1 ($\angle BCC'$):

$$v_1 = 90^\circ - \delta - \gamma_3 - \alpha_1 \quad (2.1.26)$$

Угол v_2 ($\angle CBC'$):

$$v_2 = \delta + \gamma_3 + \alpha_1 \quad (2.1.27)$$

Угол β отклонения шатуна относительно горизонтальной оси:

$$\beta = 180^\circ - \alpha_2 - \delta - \gamma_3 - \alpha_1 \quad (2.1.28)$$

Угол отклонения $\Delta\beta$ шатуна от начального положения:

$$\begin{aligned} \Delta\beta = & (\alpha'_3 - 180^\circ) + \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \\ & + \arccos\left(\frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{2 \cdot R \cdot \sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \\ & + \arccos\left(\frac{(R_1)^2 + R^2 - L^2 - r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{2 \cdot R_1 \cdot R}\right) \end{aligned} \quad (2.1.29)$$

Для упрощения уравнения введены следующие коэффициенты:

$$\begin{cases} a_5 = \frac{(R_1)^2 + R^2 - L^2 - r^2}{2 \cdot R_1 \cdot R} \\ a_6 = \frac{2 \cdot L \cdot r}{2 \cdot R_1 \cdot R} = \frac{L \cdot r}{R_1 \cdot R} \end{cases} \quad (2.1.30)$$

Тогда:

$$\begin{aligned} \Delta\beta = & (\alpha'_3 - 180^\circ) + \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \arccos\left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \\ & + \arccos(a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)) \end{aligned} \quad (2.1.31)$$

Где α'_3 определен из уравнения 2.1.5.

Угол между шатуном и коромыслом:

$$\alpha_2 = \arccos(a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)) \quad (2.1.32)$$

Угол между шатуном и кривошипом:

$$\begin{aligned} \alpha_4 = & \arccos\left(\frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{2 \cdot R_1 \cdot \sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \\ & + \arcsin\left(\frac{L \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) - 180^\circ \end{aligned} \quad (2.1.33)$$

Для упрощения уравнения введены следующие коэффициенты:

$$\begin{cases} a_7 = \frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2}{2 \cdot R_1} \\ a_8 = \frac{2 \cdot L \cdot r}{2 \cdot R_1} = \frac{L \cdot r}{R_1} \end{cases} \quad (2.1.34)$$

Тогда:

$$\alpha_4 = -180^\circ + \arccos\left(\frac{a_7 - a_8 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \arcsin\left(\frac{L \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) \quad (2.1.35)$$

Угол отклонения коромысла от вертикальной оси:

$$\psi_1 = \arctg\left(\frac{x}{y}\right) - 90^\circ + \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) + \arccos\left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) \quad (2.1.36)$$

Угол φ' отклонения кривошипа относительно оси Ох в начале хода:

$$\varphi' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)}\right) + \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.37)$$

Угол φ'' отклонения кривошипа относительно оси Ох в момент перехода:

$$\varphi'' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 - r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 - r)}\right) + \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.1.38)$$

В итоге получена система уравнений (2.1.39) для полного геометрического расчета механизма:

$x; y; r; R; R_1; \varphi$ – исходные данные

$$L = \sqrt{x^2 + y^2}$$

$$a_1 = L^2 + r^2$$

$$a_2 = 2 \cdot L \cdot r$$

$$a_3 = \frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2}{2 \cdot R}$$

$$a_4 = \frac{L \cdot r}{R}$$

$$a_5 = \frac{(R_1)^2 + R^2 - L^2 - r^2}{2 \cdot R_1 \cdot R}$$

$$a_6 = \frac{L \cdot r}{R_1 \cdot R}$$

$$a_7 = \frac{L^2 + r^2 + R_1^2 - R^2}{2 \cdot R_1}$$

$$a_8 = \frac{L \cdot r}{R_1}$$

$$\angle \alpha'_1 = \arccos \left(\frac{L^2 + R^2 - (R_1 + r)^2}{2 \cdot L \cdot R} \right)$$

$$\angle \alpha'_3 = \arccos \left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)} \right)$$

$$\varphi' = 360 - \arccos \left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)} \right) + \arctg \left(\frac{y}{x} \right)$$

$$\varphi'' = 360 - \arccos \left(\frac{L^2 + (R_1 - r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 - r)} \right) + \arctg \left(\frac{y}{x} \right)$$

$$\angle \alpha_2 = \arccos(a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))$$

$$\angle \alpha_4 = -180^\circ + \arccos \left(\frac{a_7 - a_8 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) + \arcsin \left(\frac{L \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right)$$

$$\angle \psi_1 = \arctg \left(\frac{x}{y} \right) - 90^\circ + \arcsin \left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) +$$

$$\arccos \left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right)$$

$$\angle \Delta\theta = -\alpha'_1 + \arcsin \left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) + \arccos \left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right)$$

$$\angle \Delta\beta = (\alpha'_3 - 180^\circ) + \arcsin \left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) +$$

$$+ \arccos \left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \right) + \arccos(a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))$$

В этом разделе рассмотрен расчет геометрии механизма в общем виде, выделены исходные параметры, выведены зависимости для расчета положений всех точек звеньев механизма и значений углов. По полученной системе уравнений написан программный код для автоматического расчета геометрических параметров механизма на ЭВМ.

2.2. Кинематический расчет

Кинематический расчет, состоит из двух частей, первой частью является задача скоростей, второй частью является задача ускорений. Исходными данными являются результаты геометрического расчета, и угловая скорость вращения кривошипа: [97; 98; 99]

$\omega_1 = const$ – угловая скорость кривошипа.

Задача скоростей.

Точка A принадлежит кривошипу, который совершает вращательное движение относительно точки O . Из этого следует, что скорость точки A перпендикулярна кривошипу и направлена по угловой скорости кривошипа и модуль скорости движения точки A : [1]

$$A \in 1; \vec{V}_A \perp OA; V_A = \omega_1 \cdot r \quad (2.2.1)$$

Скорость в центре тяжести кривошипа точке S_1 рассчитана по формуле:

$$S_1 \in 1; \vec{V}_{S_1} \perp OS_1; V_{S_1} = \omega_1 \cdot OS_1 = f_1 \cdot \omega_1 \cdot r = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot r = 0,5 \cdot V_A \quad (2.2.2)$$

Где r – радиус кривошипа;

f_1 – отношение расстояния от точки O крепления до центра тяжести точки S_1 кривошипа к его радиусу, принято $f_1=0,5$.

Скорости точек A и S_1 лежат на параллельных прямых и направлены в одну сторону, угол между скоростью и осью Ox :

$$\beta_{V_A} = \beta_{V_{S_1}} = \varphi + \delta - \alpha'_3 + \frac{\omega_1}{|\omega_1|} \cdot 90^\circ \quad (2.2.3)$$

Если значение угла получается отрицательным – значит его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный – то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

Определим угловую скорость коромысла продифференцировав уравнение (2.1.23) относительно угла φ : [126]

$$\omega_3 = \Delta\dot{\theta} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi))^2}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}} \cdot \frac{r \cdot (-\dot{\varphi}) \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) \cdot}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} \cdot$$

$$\frac{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} - r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot \frac{-a_2 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{2 \cdot \sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}}{\sqrt{1 - \frac{(a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))^2}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}} \cdot \frac{-a_4 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi}) \cdot}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}$$

$$\frac{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} - (a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot \frac{-a_2 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{2 \cdot \sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}}{\sqrt{1 - \frac{(a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))^2}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}} \cdot \frac{-a_4 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi}) \cdot}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}$$

Итоговым уравнением, после упрощений, для нахождения угловой скорости коромысла является:

$$\omega_3 = \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) \quad (2.2.4)$$

Если значение угловой скорости коромысла получится положительным – то она направлена против часовой стрелке если отрицательным – то по часовой стрелке.

Где $\dot{\varphi} = \omega_1$ угловая скорость кривошипа;

А коэффициенты равны соответственно:

$$\left. \begin{aligned}
& b_1 = 1,5 \cdot r^2 \cdot L \\
& b_2 = -r^3 - r \cdot L^2 \\
& b_3 = 0,5 \cdot r^2 \cdot L \\
& c_1 = L^6 + 0,5 \cdot r^6 + 8,5 \cdot L^4 \cdot r^2 + 7,5 \cdot L^2 \cdot r^4 \\
& c_2 = -17 \cdot r^3 \cdot L^3 - 5 \cdot r^5 \cdot L - 6 \cdot L^5 \cdot r \\
& c_3 = 0,5 \cdot r^6 + 6,5 \cdot L^4 \cdot r^2 + 7 \cdot L^2 \cdot r^4 \\
& c_4 = -3 \cdot L^3 \cdot r^3 - L \cdot r^5 \\
& c_5 = \frac{0,5 \cdot L^3 \cdot r + 0,5 \cdot L \cdot r^3 - 0,5 \cdot L \cdot r \cdot R^2 + 0,5 \cdot L \cdot r \cdot R_1^2}{R} \\
& d_3 = -\frac{0,5 \cdot L^2 \cdot r^2}{R} \\
& f_1 = a_1^3 - a_1^2 \cdot a_3^2 + 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 - \\
& \quad - 0,5 \cdot a_1^2 \cdot a_4^2 - 0,375 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\
& f_2 = 2 \cdot a_1^2 \cdot a_3 \cdot a_4 + 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3^2 - 3 \cdot a_1^2 \cdot a_2 + 1,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3 \cdot a_4 - \\
& \quad - 0,75 \cdot a_2^3 + 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_4^2 \\
& f_3 = 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 - \\
& \quad - 0,5 \cdot a_1^2 \cdot a_4^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\
& f_4 = 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,25 \cdot a_2^3 + 0,5 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_4^2 \\
& f_5 = -0,125 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2
\end{aligned} \right\} \quad (2.2.5)$$

Если значение угловой скорости коромысла получится положительным – то она направлена против часовой стрелке если отрицательным – то по часовой стрелке.

Точка B принадлежит коромыслу, которое совершает вращательное движение относительно точки C . Из этого следует, что скорость точки B перпендикулярна кривошипу и направлена по угловой скорости коромысла: [4]

$$B \in 3; \vec{V}_B \perp BC; V_B = \omega_3 \cdot R \quad (2.2.6)$$

Скорость в центре тяжести кривошипа точке S_3 рассчитано исходя из формулы:

$$S_3 \in 3; \vec{V}_{S_3} \perp CS_3; V_{S_3} = \omega_3 \cdot CS_3 = f_3 \cdot R \cdot \omega_3 = 0,5 \cdot \omega_3 \cdot R = 0,5 \cdot V_B \quad (2.2.7)$$

f_3 – отношение расстояния от точки C крепления до центра тяжести точки S_3 коромысла к его радиусу, считается известным, принято $f_3=0,5$.

Скорости точек B и S_3 лежат на параллельных прямых и направлены в одну сторону, угол между скоростями и осью Ox :

$$\beta_{V_B} = \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\omega_3}{|\omega_3|} \cdot 90^\circ \quad (2.2.8)$$

Если значение угла получается отрицательным – значит его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный – то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

Для определения угловой скорости шатуна продифференцировав уравнение (2.1.29) относительно угла φ :

$$\begin{aligned} \omega_2 = \Delta\dot{\beta} = & \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi))^2}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}} \cdot \frac{r \cdot (-\dot{\varphi}) \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} \\ & \cdot \frac{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} - r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{2 \cdot \sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \cdot \frac{-a_2 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{2 \cdot \sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \\ & - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))^2}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}} \cdot \frac{-a_4 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} \\ & \cdot \frac{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} - (a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot \sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \cdot \frac{-a_2 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{2 \cdot \sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}} \\ & - \frac{a_2 \cdot (-\sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{\sqrt{1 - (a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi))^2}} \end{aligned}$$

Итоговым уравнением, после упрощений, для нахождения угловой скорости шатуна является:

$$\begin{aligned} \omega_2 = \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right. \\ \left. + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right. \\ \left. - \frac{a_6 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) \end{aligned} \quad (2.2.9)$$

Коэффициенты b_i , c_i , d_i и f_i , определены выше в расчете угловой скорости коромысла, а коэффициенты k_i соответственно равны:

$$\begin{cases} k_1 = 1 - a_5^2 - 0,5 \cdot a_6^2 \\ k_2 = - \frac{(R_1)^2 \cdot L \cdot r + R^2 \cdot L \cdot r - L^3 \cdot r - L \cdot r^3}{R^2 \cdot R_1^2} \\ k_3 = -0,5 \cdot \frac{L^2 \cdot r^2}{R^2 \cdot R_1^2} \end{cases} \quad (2.2.10)$$

Скорость в центре тяжести шатуна точке S_2 рассчитываем исходя из формулы:

$$S_2 \in 2; \vec{V}_{S_2} = \vec{V}_B + \vec{V}_{S_2B} \quad (2.2.11)$$

Проецируя векторное уравнение на оси x и y получаем:

$$\begin{cases} V_{S_2X} = V_{BX} + V_{S_2BX} \\ V_{S_2Y} = V_{BY} + V_{S_2BY} \end{cases} \quad (2.2.12)$$

Где

$$\begin{cases} V_{BX} = V_B \cdot \cos(\beta_{V_B}) \\ V_{BY} = V_B \cdot \sin(\beta_{V_B}) \\ V_{S_2BX} = V_{S_2B} \cdot \cos(\beta_{V_{S_2B}}) \\ V_{S_2BY} = V_{S_2B} \cdot \sin(\beta_{V_{S_2B}}) \\ V_{S_2B} \perp BC \rightarrow V_{S_2B} = \omega_2 \cdot BS_2 = f_2 \cdot R_1 \cdot \omega_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \end{cases} \quad (2.2.13)$$

f_2 – отношение расстояния от точки B крепления шатуна к коромысла до центра тяжести точки S_2 шатуна к длине шатуна, принимаем $f_2=0,5$.

Угол между вращательной скоростью \vec{V}_{S_2B} и осью Ox :

$$\beta_{V_{S_2B}} = \alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 + \frac{\omega_2}{|\omega_2|} \cdot 90^\circ \quad (2.2.14)$$

Если значение угла получается отрицательным значит его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный, то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

Получаем:

$$\begin{cases} V_{S_2X} = V_B \cdot \cos(\beta_{V_B}) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \cos(\beta_{V_{S_2B}}) \\ V_{S_2Y} = V_B \cdot \sin(\beta_{V_B}) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \sin(\beta_{V_{S_2B}}) \\ V_{S_2} = \sqrt{V_{S_2X}^2 + V_{S_2Y}^2} \end{cases} \quad (2.2.15)$$

Определим угол между скоростью \vec{V}_{S_2} и осью Ox :

$$\beta_{V_{S_2}} = \frac{V_{S_2Y}}{|V_{S_2Y}|} \cdot \arccos\left(\frac{V_{S_2X}}{V_{S_2}}\right) \quad (2.2.16)$$

Если значение угла получается отрицательным – значит его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный – то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

В итоге получена система уравнений (2.2.17) для полного расчета линейных и угловых скоростей механизма, включая нахождение значения линейных скоростей в особых точках и центрах масс звеньев:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 V_A = \omega_1 \cdot r; V_{S_1} = f_1 \cdot V_A = 0,5 \cdot V_A; \beta_{V_A} = \beta_{V_{S_2}} = \varphi + \delta - \alpha'_3 + \frac{\omega_1}{|\omega_1|} \cdot 90^\circ \\
 \omega_3 = \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) \\
 b_1 = 1,5 \cdot r^2 \cdot L; b_2 = -r^3 - r \cdot L^2; b_3 = 0,5 \cdot r^2 \cdot L; c_1 = L^6 + 0,5 \cdot r^6 + 8,5 \cdot L^4 \cdot r^2 + 7,5 \cdot L^2 \cdot r^4; \\
 c_2 = -17 \cdot r^3 \cdot L^3 - 5 \cdot r^5 \cdot L - 6 \cdot L^5 \cdot r; c_3 = 0,5 \cdot r^6 + 6,5 \cdot L^4 \cdot r^2 + 7 \cdot L^2 \cdot r^4; c_4 = -3 \cdot L^3 \cdot r^3 - L \cdot r^5 \\
 c_5 = 0,5 \cdot L^2 \cdot r^4; d_2 = \frac{0,5 \cdot L^3 \cdot r + 0,5 \cdot L \cdot r^3 - 0,5 \cdot L \cdot r \cdot R^2 + 0,5 \cdot L \cdot r \cdot R_1^2}{R}; d_3 = -\frac{0,5 \cdot L^2 \cdot r^2}{R} \\
 f_1 = a_1^3 - a_1^2 \cdot a_3^2 + 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,5 \cdot a_1^2 \cdot a_4^2 - 0,375 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\
 f_2 = 2 \cdot a_1^2 \cdot a_3 \cdot a_4 + 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3^2 - 3 \cdot a_1^2 \cdot a_2 + 1,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,75 \cdot a_3^2 + 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_4^2 \\
 f_3 = 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,5 \cdot a_1^2 \cdot a_4^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\
 f_4 = 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,25 \cdot a_3^2 + 0,5 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_4^2; f_5 = -0,125 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\
 V_B = \omega_3 \cdot R; V_{S_3} = f_3 \cdot V_B = 0,5 \cdot V_B; \beta_{V_B} = \beta_{V_{S_3}} = \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\omega_3}{|\omega_3|} \cdot 90^\circ \\
 \omega_2 = \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} - \frac{a_6 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) \\
 k_1 = 1 - a_5^2 - 0,5 \cdot a_6^2; k_2 = -2 \cdot a_5 \cdot a_6; k_3 = -0,5 \cdot a_6^2 \\
 V_{S_{2X}} = V_B \cdot \cos(\beta_{V_B}) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \cos(\beta_{V_{S_{2B}}}); V_{S_{2Y}} = V_B \cdot \sin(\beta_{V_B}) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \sin(\beta_{V_{S_{2B}}}) \\
 V_{S_2} = \sqrt{V_{S_{2X}}^2 + V_{S_{2Y}}^2}; \beta_{V_{S_2B}} = \frac{V_{S_{2Y}}}{|V_{S_{2Y}}|} \cdot \arccos\left(\frac{V_{S_{2X}}}{V_{S_2}}\right)
 \end{array} \right.$$

Задача ускорений.

Точка А принадлежит кривошипу, который совершает вращательное движение относительно точки О. Из этого следует, что ускорение точки А складывается из касательного ускорения, перпендикулярного кривошипу и направленному по угловому ускорению кривошипа и нормального ускорения, направленного вдоль кривошипа от точки А к точке О: [99; 100]

$$A \in 1; \vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^r \quad (2.2.18)$$

Нормальное и касательное ускорение точки A :

$$\begin{cases} \vec{a}_A^n \parallel OA; a_A^n = \omega_1^2 \cdot r \\ \vec{a}_A^r \perp OA; a_A^r = \varepsilon_1 \cdot r \end{cases} \quad (2.2.19)$$

При этом известно, что $\omega_1 = const$, поэтому $\varepsilon_1 = 0$, а:

$$a_A^r = 0$$

Делаем вывод что ускорение точки A определяем:

$$\vec{a}_A \parallel OA; a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot r \quad (2.2.20)$$

Ускорение в центре тяжести кривошипа точке S_1 рассчитываем исходя из формулы:

$$S_1 \in 1; \vec{a}_{S_1} = \vec{a}_{S_1}^n + \vec{a}_{S_1}^r; a_{S_1} = a_{S_1}^n = \omega_1^2 \cdot OS_1 = \omega_1^2 \cdot f_1 \cdot r = f_1 \cdot a_A = 0,5 \cdot a_A \quad (2.2.21)$$

где OS_1 – расстояние от точки O крепления до центра тяжести точки S_1 кривошипа.

Ускорения точек A и S_1 лежат на параллельных прямых и направлены в одну сторону, угол между ускорениями и осью Ox :

$$\beta_{a_A} = \beta_{a_{S_1}} = \varphi_1 + 180^\circ = \varphi + \delta - \alpha'_3 + 180^\circ \quad (2.2.22)$$

Если значение угла получается отрицательным – то его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный – то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox . Если значение угла получается больше 360 градусов, то из получившегося значения вычитаем 360 градусов

Определим угловое ускорение коромысла продифференцировав уравнение (2.2.4) относительно угла φ :

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 = \dot{\omega}_3 = & \\ = \dot{\varphi} \cdot & \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \right. \\ & \left. + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) + \\ & + \dot{\varphi} \cdot \left(\frac{(-b_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) - 2 \cdot b_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi}))}{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \cdot \sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - \\
& - (b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))) \cdot \frac{-c_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) - 2 \cdot c_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi}) -}{2 \cdot \sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} +} \\
& \frac{-3 \cdot c_4 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) - 4 \cdot c_5 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} + \frac{(d_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) +}{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} + \\
& + 2 \cdot d_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})) \cdot \sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\
& \frac{+f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - (d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))) \cdot \frac{-f_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) -}{2 \cdot \sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) +} \\
& \frac{-2 \cdot f_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) - 3 \cdot f_4 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) - 4 \cdot f_5 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \Big)
\end{aligned}$$

Так как $\ddot{\varphi} = \varepsilon_1 = 0$ – угловое ускорение кривошипа, поэтому левая часть уравнения равна 0.

Итоговым уравнением, после упрощений, для нахождения углового ускорения коромысла является:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_3 = -(\dot{\varphi})^2 \cdot \left(\frac{g_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + g_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_3 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_4 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \right. \\
\left. \frac{+g_5 \cdot \sin(5 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right)^{1,5} + \frac{h_1 + h_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + h_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\
\left. \frac{+h_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right)^{1,5} \quad (2.2.23)
\end{aligned}$$

Если значение углового ускорения коромысла получится положительным – то она направлена против часовой стрелке если отрицательным – то по часовой стрелке.

Где $\dot{\varphi} = \omega_1$ угловая скорость кривошипа;

А остальные коэффициенты равны:

$$\left\{ \begin{array}{l} g_1 = b_1 \cdot c_2 - 2 \cdot b_2 \cdot c_1 - 2,5 \cdot b_3 \cdot c_2 + 3,5 \cdot b_3 \cdot c_4 + 2 \cdot b_2 \cdot c_3 \\ g_2 = -0,5 \cdot b_2 \cdot c_2 + 2 \cdot b_1 \cdot c_3 - 4 \cdot b_3 \cdot c_1 + 2,5 \cdot b_2 \cdot c_4 + 4 \cdot b_3 \cdot c_5 \\ g_3 = -1,5 \cdot b_3 \cdot c_2 + 3 \cdot b_2 \cdot c_5 + 3 \cdot b_1 \cdot c_4 \\ g_4 = 0,5 \cdot b_2 \cdot c_4 + 4 \cdot b_1 \cdot c_5 - b_3 \cdot c_3 \\ g_5 = -0,5 \cdot b_3 \cdot c_4 + b_2 \cdot c_5 \\ h_1 = 1,5 \cdot d_2 \cdot f_2 + 3 \cdot d_3 \cdot f_3 \\ h_2 = 2 \cdot d_2 \cdot f_1 + 2,5 \cdot d_3 \cdot f_2 + 2 \cdot d_2 \cdot f_3 + 3,5 \cdot d_3 \cdot f_4 \\ h_3 = 0,5 \cdot d_2 \cdot f_2 + 2,5 \cdot d_2 \cdot f_4 + 4 \cdot d_3 \cdot f_1 + 4 \cdot d_3 \cdot f_5 \\ h_4 = 1,5 \cdot d_3 \cdot f_2 + 3 \cdot d_2 \cdot f_5 \\ h_5 = -0,5 \cdot d_2 \cdot f_4 + d_3 \cdot f_3 \\ h_6 = -d_2 \cdot f_5 + 0,5 \cdot d_3 \cdot f_4 \end{array} \right. \quad (2.2.24)$$

Точка B принадлежит коромыслу, которое совершает вращательное движение относительно точки C . Из этого следует, что ускорение точки B складывается из касательного ускорения, перпендикулярного коромыслу и направленному по угловому ускорению коромысла и нормального ускорения, направленного вдоль коромысла от точки B к точке O :

$$\left\{ \begin{array}{l} B \in 3 \quad \vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau \\ \vec{a}_B^n \parallel BC \quad a_B^n = \omega_3^2 \cdot R \\ \vec{a}_B^\tau \perp BC \quad a_B^\tau = \varepsilon_3 \cdot R \end{array} \right. \quad (2.2.25)$$

Ускорение точки B :

$$a_B = \sqrt{(a_B^n)^2 + (a_B^\tau)^2} = \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2} \quad (2.2.26)$$

Проекция ускорения на оси координат:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{BX} = a_B^n \cdot \sin \beta_{a_B^n} + a_B^\tau \cdot \cos \beta_{a_B^\tau} \\ a_{BY} = a_B^n \cdot \cos \beta_{a_B^n} + a_B^\tau \cdot \sin \beta_{a_B^\tau} \end{array} \right. \quad (2.2.27)$$

Углы из этих уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta_{a_B^n} = \psi_1 \\ \beta_{a_B^\tau} = 90^\circ + \psi_1 - \frac{\varepsilon_3}{|\varepsilon_3|} \cdot 90^\circ = \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\varepsilon_3}{|\varepsilon_3|} \cdot 90^\circ \end{array} \right. \quad (2.2.28)$$

Угол между ускорением \vec{a}_B и осью Ox :

$$\beta_{a_B} = \frac{a_{BY}}{|a_{BY}|} \cdot \arccos \left(\frac{a_{BX}}{a_B} \right) \quad (2.2.29)$$

Ускорение в центре тяжести коромысла точке S_3 рассчитываем исходя из формулы:

$$a_{S_3} = f_3 \cdot a_B = f_3 \cdot \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2} \quad (2.2.30)$$

Получаем:

$$a_{S_3} = 0,5 \cdot \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2} \quad (2.2.31)$$

Ускорения точек B и S_3 лежат на параллельных прямых и направлены в одну сторону, поэтому:

$$\beta_{a_{S_3}} = \beta_{a_B} = \frac{a_{BY}}{|a_{BY}|} \cdot \arccos\left(\frac{a_{BX}}{a_B}\right) \quad (2.2.32)$$

Если значение угла получается отрицательным – то его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный – то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

Определим угловое ускорение шатуна продифференцировав уравнение (2.2.9) относительно угла φ :

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 = \dot{\omega}_2 = & \\ = \ddot{\varphi} \cdot & \left(\frac{b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \right. \\ & + \frac{d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{\sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} + \\ & \left. + \frac{-a_6 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right) + \dot{\varphi} \cdot \\ & \cdot \left(\frac{(-b_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) - 2 \cdot b_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi}))}{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right. \\ & \cdot \sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - \\ & - (b_1 + b_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + b_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))) \cdot \frac{-c_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) - 2 \cdot c_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi}) -}{2 \cdot \sqrt{c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} +} \\ & \frac{-3 \cdot c_4 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) - 4 \cdot c_5 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+ c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} + \frac{(d_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) +}{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\ & + 2 \cdot d_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})) \cdot \sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\ & \frac{+ f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+ f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - (d_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + d_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))) \cdot \frac{-f_2 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) -}{2 \cdot \sqrt{f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) +}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{-2 \cdot f_3 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) - 3 \cdot f_4 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) - 4 \cdot f_5 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} + \\
& + \frac{-a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) \cdot \sqrt{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - (-a_6 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)) \cdot}{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \\
& \cdot \left. \frac{-k_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) \cdot (-\dot{\varphi}) - 2 \cdot k_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) \cdot (-\dot{\varphi})}{2 \cdot \sqrt{k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}} \right)
\end{aligned}$$

Так как $\ddot{\varphi} = \varepsilon_1 = 0$ – угловое ускорение кривошипа, поэтому левая часть уравнения равна 0.

Итоговым уравнением, после упрощений, для нахождения углового ускорения шатуна является:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_2 = -(\dot{\varphi})^2 \cdot & \left(\frac{g_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + g_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_3 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_4 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \right. \\
& \frac{+g_5 \cdot \sin(5 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} + \frac{h_1 + h_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + h_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\
& \left. \frac{+h_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - \frac{l_1 + l_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + l_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right) \quad (2.2.33)
\end{aligned}$$

Где $\dot{\varphi} = \omega_1$ – угловая скорость кривошипа, коэффициенты определены при нахождении углового ускорения коромысла, а остальные коэффициенты равны:

$$\begin{cases} l_1 = 1,5 \cdot a_6 \cdot k_2 \\ l_2 = 2 \cdot a_6 \cdot k_1 + 2 \cdot a_6 \cdot k_3 \\ l_3 = 0,5 \cdot a_6 \cdot k_2 \end{cases} \quad (2.2.34)$$

Если значение углового ускорения шатуна получится положительным – то она направлена против часовой стрелке если отрицательным – то по часовой стрелке.

Ускорение в центре тяжести шатуна точке S_2 :

$$S_2 \in 2 \vec{a}_{S_2} = \vec{a}_B + \vec{a}_{S_2B} = \vec{a}_B + \vec{a}_{S_2B}^n + \vec{a}_{S_2B}^\tau \quad (2.2.35)$$

Нормальное и касательное вращающее ускорение:

$$\begin{cases} \vec{a}_{S_2B}^n \parallel S_2B \quad a_{S_2B}^n = \omega_2^2 \cdot f_2 \cdot R_1 \\ \vec{a}_{S_2B}^\tau \perp S_2B \quad a_{S_2B}^\tau = \varepsilon_2 \cdot f_2 \cdot R_1 \end{cases} \quad (2.2.36)$$

Получаем:

$$\begin{cases} a_{S_2B}^n = \omega_2^2 \cdot f_2 \cdot R_1 = 0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot R_1 \\ a_{S_2B}^\tau = \varepsilon_2 \cdot f_2 \cdot R_1 = 0,5 \cdot \varepsilon_2 \cdot R_1 \end{cases} \quad (2.2.37)$$

Проекции ускорения центра тяжести шатуна на оси координат:

$$\begin{cases} a_{S_2X} = a_{BX} + 0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot R_1 \cdot \cos \beta_{a_{S_2B}^n} + 0,5 \cdot \varepsilon_2 \cdot R_1 \cdot \cos \beta_{a_{S_2B}^\tau} \\ a_{S_2Y} = a_{BY} + 0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta_{a_{S_2B}^n} + 0,5 \cdot \varepsilon_2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta_{a_{S_2B}^\tau} \end{cases} \quad (2.2.38)$$

Угол между нормальным вращающим ускорением и осью Ox :

$$\beta_{a_{S_2B}^n} = \alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - 180^\circ \quad (2.2.39)$$

Угол между касательным вращающим ускорением и осью Ox :

$$\beta_{a_{S_2B}^\tau} = \alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 + \frac{\varepsilon_2}{|\varepsilon_2|} \cdot 90^\circ \quad (2.2.40)$$

Модуль ускорения в центре тяжести шатуна:

$$a_{S_2} = \sqrt{(a_{S_2X})^2 + (a_{S_2Y})^2} \quad (2.2.41)$$

Угол между ускорением \vec{a}_{S_2} и осью Ox :

$$\beta_{a_{S_2}} = \frac{a_{S_2Y}}{|a_{S_2Y}|} \cdot \arccos\left(\frac{a_{S_2X}}{a_{S_2}}\right) \quad (2.2.42)$$

Если значение угла получается отрицательным – то его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный – то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

В итоге получаем систему уравнения (2.2.43) для полного расчета линейных и угловых ускорений механизма, включая нахождение значения линейных ускорений в центрах масс звеньев:

$$\left\{ \begin{array}{l}
a_A = \omega_1^2 \cdot r; a_{S_1} = f_1 \cdot a_A = 0,5 \cdot a_A; \beta_{a_A} = \beta_{a_{S_1}} = \varphi + \delta - \alpha'_3 + 180^\circ \\
\varepsilon_3 = -(\varphi)^2 \cdot \left(\frac{g_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + g_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_3 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_4 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \right. \\
\left. \frac{+g_5 \cdot \sin(5 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right)^{1,5} + \frac{h_1 + h_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + h_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\
\left. \frac{+h_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right)^{1,5} \\
g_1 = b_1 \cdot c_2 - 2 \cdot b_2 \cdot c_1 - 2,5 \cdot b_3 \cdot c_2 + 3,5 \cdot b_3 \cdot c_4 + 2 \cdot b_2 \cdot c_3; \\
g_2 = -0,5 \cdot b_2 \cdot c_2 + 2 \cdot b_1 \cdot c_3 - 4 \cdot b_3 \cdot c_1 + 2,5 \cdot b_2 \cdot c_4 + 4 \cdot b_3 \cdot c_5; g_3 = -1,5 \cdot b_3 \cdot c_2 + 3 \cdot b_2 \cdot c_5 + 3 \cdot b_1 \cdot c_4 \\
g_4 = 0,5 \cdot b_2 \cdot c_4 + 4 \cdot b_1 \cdot c_5 - b_3 \cdot c_3; g_5 = -0,5 \cdot b_3 \cdot c_4 + b_2 \cdot c_5; h_1 = 1,5 \cdot d_2 \cdot f_2 + 3 \cdot d_3 \cdot f_3; \\
h_2 = 2 \cdot d_2 \cdot f_1 + 2,5 \cdot d_3 \cdot f_2 + 2 \cdot d_2 \cdot f_3 + 3,5 \cdot d_3 \cdot f_4; h_3 = 0,5 \cdot d_2 \cdot f_2 + 2,5 \cdot d_2 \cdot f_4 + 4 \cdot d_3 \cdot f_1 + 4 \cdot d_3 \cdot f_5 \\
h_4 = 1,5 \cdot d_3 \cdot f_2 + 3 \cdot d_2 \cdot f_5; h_5 = -0,5 \cdot d_2 \cdot f_4 + d_3 \cdot f_3; h_6 = -d_2 \cdot f_5 + 0,5 \cdot d_3 \cdot f_4 \\
a_B = \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2}; a_{BX} = a_B^n \cdot \sin \beta_{a_B^n} + a_B^\tau \cdot \cos \beta_{a_B^\tau}; a_{BY} = a_B^n \cdot \cos \beta_{a_B^n} + a_B^\tau \cdot \sin \beta_{a_B^\tau}; \\
a_{S_3} = f_3 \cdot \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2} = 0,5 \cdot \sqrt{(\omega_3^2 \cdot R)^2 + (\varepsilon_3 \cdot R)^2} \\
\beta_{a_B^n} = \psi_1; \beta_{a_B^\tau} = \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\varepsilon_3}{|\varepsilon_3|} \cdot 90^\circ; \beta_{a_{S_3}} = \beta_{a_B} = \frac{a_{BY}}{|a_{BY}|} \cdot \arccos \left(\frac{a_{BX}}{a_B} \right) \\
\varepsilon_3 = -(\varphi)^2 \cdot \left(\frac{g_1 \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi) + g_2 \cdot \sin(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_3 \cdot \sin(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + g_4 \cdot \sin(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + c_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + c_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \right. \\
\left. \frac{+g_5 \cdot \sin(5 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+c_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} \right)^{1,5} + \frac{h_1 + h_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + h_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + h_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +}{2 \cdot (f_1 + f_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + f_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) + f_4 \cdot \cos(3 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)) +} \\
\left. \frac{+h_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{+f_5 \cdot \cos(4 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))} - \frac{l_1 + l_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + l_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi))}{2 \cdot (k_1 + k_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi) + k_3 \cdot \cos(2 \cdot (\alpha'_3 - \varphi)))} \right)^{1,5} \\
l_1 = 1,5 \cdot a_6 \cdot k_2; l_2 = 2 \cdot a_6 \cdot k_1 + 2 \cdot a_6 \cdot k_3; l_3 = 0,5 \cdot a_6 \cdot k_2 \\
a_{S_2X} = a_{BX} + 0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot R_1 \cdot \cos \beta_{a_{S_2B}^n} + 0,5 \cdot \varepsilon_2 \cdot R_1 \cdot \cos \beta_{a_{S_2B}^\tau}; \\
a_{S_2Y} = a_{BY} + 0,5 \cdot \omega_2^2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta_{a_{S_2B}^n} + 0,5 \cdot \varepsilon_2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta_{a_{S_2B}^\tau}; a_{S_2} = \sqrt{(a_{S_2X})^2 + (a_{S_2Y})^2} \\
\beta_{a_{S_2B}^n} = \alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 - 180^\circ; \beta_{a_{S_2B}^\tau} = \alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 + \frac{\varepsilon_2}{|\varepsilon_2|} \cdot 90^\circ; \beta_{a_{S_2}} = \frac{a_{S_2Y}}{|a_{S_2Y}|} \cdot \arccos \left(\frac{a_{S_2X}}{a_{S_2}} \right)
\end{array} \right.$$

В этом разделе рассмотрен расчет линейных и угловых скоростей и ускорений механизма в общем виде, выделены исходные параметры, выведены зависимости для расчета линейных скоростей и ускорений всех точек звеньев и центров масс механизма и угловых скоростей и ускорений звеньев механизма. По полученным системам уравнений написан программный код для автоматического расчета кинематических параметров механизма на ЭВМ.

2.3. Динамический расчет

Динамический расчет, состоит из трех частей, первой частью является определение инерционных силовых факторы механизма для каждого из зве-

ньев, второй частью является расчет группы Ассура II (2 и 3 звена) и третьей частью расчет механизма I класса (1 звено). [107; 108; 109]

Исходными данными являются результаты геометрического, кинематического расчетов и следующие исходные:

$m_1; m_2; m_3$ – массы звеньев 1, 2 и 3; $I_1; I_2; I_3$ – моменты инерции звеньев 1, 2 и 3; $Q(\varphi)$ – сила необходимая для уплотнения, равная нулю при холостом ходе, а при рабочем ходе увеличивается линейно от 0 до максимального значения в конце рабочего хода.

Максимальное усилие определяется по следующей формуле:

$$Q_{max} = q \cdot S \quad (2.3.1)$$

где S – это площадь рабочей плиты, q – давление сжатия уплотняемого материала, определяемое из специализированных справочников, либо экспериментально.

Определяем инерционные силовые факторы механизма для каждого из звеньев. К инерционным факторам относятся силы инерции звеньев и моменты сил инерции. [8]

Силы инерции звеньев:

$$\begin{cases} \vec{P}_{ин1} = -m_1 \cdot \vec{a}_{S_1}; P_{ин1} = m_1 \cdot a_{S_1}; \\ \vec{P}_{ин2} = -m_2 \cdot \vec{a}_{S_2}; P_{ин2} = m_2 \cdot a_{S_2}; \\ \vec{P}_{ин3} = -m_3 \cdot \vec{a}_{S_3}; P_{ин3} = m_3 \cdot a_{S_3}; \end{cases} \quad (2.3.2)$$

Точками приложения сил инерции являются центры тяжести соответствующих звеньев, а направление противоположно направлению соответствующего ускорения.

Моменты сил инерции:

$$\begin{cases} \tilde{M}_{ин1} = -I_1 \cdot \tilde{\epsilon}_1; M_{ин1} = I_1 \cdot \epsilon_1; \\ \tilde{M}_{ин2} = -I_2 \cdot \tilde{\epsilon}_2; M_{ин2} = I_2 \cdot \epsilon_2; \\ \tilde{M}_{ин3} = -I_3 \cdot \tilde{\epsilon}_3; M_{ин3} = I_3 \cdot \epsilon_3; \end{cases} \quad (2.3.3)$$

Направление вращений моментов инерции противоположно направлению вращения углового ускорения соответствующего звена.

Силовой расчет группы Ассура II (2 и 3 звена). [115]

Составим суммы моментов относительно шарнира B для звеньев 2 (шатуна) и 3 (коромысла) соответственно.

Сумма моментов сил, действующих на звено 3, относительно шарнира B :

$$\sum \tilde{M}_B = \vec{R}_C^\tau \cdot R + \vec{G}_3 \cdot h_{G_3} + \vec{P}_{ин3} \cdot h_{P_{ин3}} + \tilde{M}_{ин3} = 0 \quad (2.3.4)$$

Где \vec{R}_C^τ – тангенсальная реакция в шарнире C , перпендикулярна звену 3, считаем что момент этой реакции пытается вращать звено 3 против часовой стрелки, при этом если реакция получится со знаком минус, то действительное направление противоположно взятому изначально;

$G_3 = m_3 \cdot g$ – сила тяжести 3 звена;

h_{G_3} – плечо силы тяжести 3 звена относительно точки B , определено исходя из формулы:

$$h_{G_3} = (1 - f_3) \cdot R \cdot \sin \psi_1 = 0,5 \cdot R \cdot \sin \psi_1 \quad (2.3.5)$$

$P_{ин3}$ – сила инерции 3 звена, состоит из двух составляющих по оси Ox и Oy ;

Угол между моментом инерции 3 звена и осью Ox :

$$\beta_{P_{ин3}} = \beta_{a_{S_3}} + 180^\circ \quad (2.3.6)$$

Если значение угла получается отрицательным значит его обход идет по часовой стрелке относительно оси Ox , если положительный, то обход идет против часовой стрелке относительно оси Ox .

По оси X :

$$P_{ин3X} = P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} \quad (2.3.7)$$

$h_{P_{ин3X}}$ – плечо силы инерции звена 3 относительно точки B :

$$h_{P_{ин3X}} = -(1 - f_3) \cdot R \cdot \cos \psi_1 = -0,5 \cdot R \cdot \cos \psi_1 \quad (2.3.8)$$

По оси Y :

$$P_{ин3Y} = P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}} \quad (2.3.9)$$

$h_{P_{ин3Y}}$ – плечо силы инерции звена 3 относительно точки B :

$$h_{P_{ин3Y}} = -(1 - f_3) \cdot R \cdot \sin \psi_1 = -0,5 \cdot R \cdot \sin \psi_1 \quad (2.3.10)$$

$M_{ин3}$ – момент инерции звена 3:

$$M_{ин3} = -I_3 \cdot \varepsilon_3 \quad (2.3.11)$$

Заменяя векторы из уравнения 2.3.4 на составляющие векторов получим:

$$R_C^T \cdot R + G_3 \cdot h_{G_3} + P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} \cdot h_{P_{ин3X}} + P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}} \cdot h_{P_{ин3Y}} + M_{ин3} = 0 \quad (2.3.12)$$

Из полученного уравнения определена тангенсальная реакция в шарнире С:

$$R_C^T = 0,5 \cdot P_{ин3} \cdot (\cos \beta_{P_{ин3}} \cdot \cos \psi_1 + \sin \beta_{P_{ин3}} \cdot \sin \psi_1) - 0,5 \cdot G_3 \cdot \sin \psi_1 + \frac{I_3 \cdot \varepsilon_3}{R} \quad (2.3.13)$$

Если реакция получится со знаком минус, то действительное направление противоположно взятому изначально.

Сумма моментов сил, действующих на звено 2, относительно шарнира В:

$$\sum \tilde{M}_B = \vec{R}_A^T \cdot R_1 + \vec{G}_2 \cdot h_{G_2} + \vec{P}_{ин2} \cdot h_{P_{ин2}} + \tilde{M}_{ин2} + \vec{Q}(\varphi) \cdot h_Q = 0 \quad (2.3.14)$$

Где \vec{R}_A^T – тангенсальная реакция в шарнире А, перпендикулярная звену 2, момент этой реакции пытается вращать звено 2 против часовой стрелки, при этом если реакция получается со знаком минус, то действительное направление противоположно взятому изначально;

$G_2 = m_2 \cdot g$ – сила тяжести 2 тела;

h_{G_2} – плечо силы тяжести 2 тела относительно точки В, определена исходя из формулы:

$$h_{G_2} = f_2 \cdot R_1 \cdot \cos \beta = 0,5 \cdot R_1 \cdot \cos \beta \quad (2.3.15)$$

$P_{ин2}$ – сила инерции 2 звена, состоит из двух составляющих по оси Ох и Оу;

Угол между моментом инерции 3 звена и осью Ох определим исходя из выражения:

$$\beta_{P_{ин2}} = \beta_{a_{S_2}} + 180^\circ \quad (2.3.16)$$

По оси Х:

$$P_{ин2X} = P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}} \quad (2.3.17)$$

$h_{P_{ин2X}}$ – плечо силы инерции 2 относительно точки В:

$$h_{P_{ин3X}} = -f_2 \cdot R_1 \cdot \sin \beta = -0,5 \cdot R_1 \cdot \sin \beta \quad (2.3.18)$$

По оси Y :

$$P_{ин2Y} = P_{ин2} \cdot \sin \beta_{P_{ин2}} \quad (2.3.19)$$

$h_{P_{ин2Y}}$ – плечо силы инерции 2 относительно точки B :

$$h_{P_{ин2Y}} = -f_2 \cdot R_1 \cdot \cos \beta = -0,5 \cdot R_1 \cdot \cos \beta \quad (2.3.20)$$

$M_{ин2}$ – момент инерции звена 2:

$$M_{ин2} = -I_2 \cdot \varepsilon_2 \quad (2.3.21)$$

$Q(\varphi)$ – сила необходимая для уплотнения, в общем случае считаем, что эта сила направлена перпендикулярно вверх к звену 2 и приложена в центре его тяжести.

Заменив векторы из уравнения на составляющие векторов получим:

$$R_A^\tau \cdot R_1 + G_2 \cdot h_{G_2} + P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}} \cdot h_{P_{ин2X}} + P_{ин2} \cdot \sin \beta_{P_{ин2}} \cdot h_{P_{ин2Y}} + M_{ин2} - \frac{Q \cdot R_1}{2} = 0 \quad (2.3.22)$$

$$R_A^\tau = 0,5 \cdot P_{ин2} \cdot (\cos \beta_{P_{ин2}} \cdot \sin \beta + \sin \beta_{P_{ин2}} \cdot \cos \beta) - 0,5 \cdot G_2 \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot Q(\varphi) + \frac{I_2 \cdot \varepsilon_2}{R_1} \quad (2.3.23)$$

Составляем векторную сумму сил, действующих на группу звеньев 2 и 3:

$$\sum \vec{F}_k = \vec{R}_C^n + \vec{R}_C^\tau + \vec{G}_3 + \vec{P}_{ин3} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{ин2} + \vec{Q}(\varphi) + \vec{R}_A^\tau + \vec{R}_A^n = 0 \quad (2.3.24)$$

При этом считаем, что \vec{R}_C^n направлена вдоль звена 3 по направлению от точки B к точке C и \vec{R}_A^n направлена вдоль звена 2 по направлению от точки B к точке A .

Уравнение равновесия векторного уравнения в координатной форме:

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = R_{CX}^n + R_{CX}^\tau + G_{3X} + P_{ин3X} + G_{2X} + P_{ин2X} + R_{AX}^\tau + R_{AX}^n = 0 \\ \sum F_{ky} = R_{CY}^n + R_{CY}^\tau + G_{3Y} + P_{ин3Y} + G_{2Y} + P_{ин2Y} + R_{AY}^\tau + R_{AY}^n = 0 \end{cases} \quad (2.3.25)$$

Где $R_{CX}^n = -R_C^n \cdot \sin \psi_1$ – проекция нормальной составляющей реакции в шарнире C на ось X ;

$R_{CY}^n = R_C^n \cdot \cos \psi_1$ – проекция нормальной составляющей реакции в шарнире C на ось Y ;

$G_{3X} = 0$ – проекция силы тяжести 3 звена на ось X ;

$G_{3Y} = -m_3 \cdot g$ – проекция силы тяжести 3 звена на ось Y ;

$P_{ин3X} = P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}}$ – проекция силы инерции 3 звена на ось X ;

$P_{ин3Y} = P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}}$ – проекция силы инерции 3 звена на ось Y ;

$R_{CX}^T = -R_C^T \cdot \cos \psi_1$ – проекция тангенсальной составляющей реакции в шарнире C на ось X ;

$R_{CY}^T = -R_C^T \cdot \sin \psi_1$ – проекция тангенсальной составляющей реакции в шарнире C на ось Y ;

$G_{2X} = 0$ – проекция силы тяжести 2 звена на ось X ;

$G_{2Y} = -m_2 \cdot g$ – проекция силы тяжести 2 звена на ось Y ;

$P_{ин2X} = P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}}$ – проекция силы инерции 2 звена на ось X ;

$P_{ин2Y} = P_{ин2} \cdot \sin \beta_{P_{ин2}}$ – проекция силы инерции 2 звена на ось Y ;

$Q_X(\varphi) = Q(\varphi) \cdot \sin \beta$ – сила необходимая для уплотнения на ось X ;

$Q_Y(\varphi) = Q(\varphi) \cdot \cos \beta$ – сила необходимая для уплотнения на ось Y ;

$R_{AX}^T = -R_A^T \cdot \sin \beta$ – проекция тангенсальной составляющей реакции в шарнире A на ось X ;

$R_{AY}^T = -R_A^T \cdot \cos \beta$ – проекция тангенсальной составляющей реакции в шарнире A на ось Y ;

$R_{AX}^n = -R_A^n \cdot \cos \beta$ – проекция нормальной составляющей реакции в шарнире A на ось X ;

$R_{AY}^n = R_A^n \cdot \sin \beta$ – проекция нормальной составляющей реакции в шарнире A на ось Y ;

Подставляем полученные значения в систему уравнений (2.3.25)

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = -R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^T \cdot \cos \psi_1 + P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} + P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}} - \\ \quad - R_A^T \cdot \sin \beta - R_A^n \cdot \cos \beta = 0 \\ \sum F_{ky} = R_C^n \cdot \cos \psi_1 - R_C^T \cdot \sin \psi_1 - m_3 \cdot g + P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}} - m_2 \cdot g + \\ \quad + P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}} - R_A^T \cdot \cos \beta + R_A^n \cdot \sin \beta = 0 \end{cases} \quad (2.3.26)$$

Отсюда нормальная составляющая реакции в шарнире C :

$$R_C^n = \frac{R_C^T \cdot (\cos \psi_1 \cdot \tan \beta + \sin \psi_1) - P_{ин3} \cdot (\cos \beta_{P_{ин3}} \cdot \tan \beta + \sin \beta_{P_{ин3}}) + g \cdot (m_3 + m_2) + R_A^T \cdot (\sin \beta \cdot \tan \beta + \cos \beta) - P_{ин2} \cdot (\cos \beta_{P_{ин2}} \cdot \tan \beta + \cos \beta_{P_{ин2}})}{\cos \psi_1 - \sin \psi_1 \cdot \tan \beta} \quad (2.3.27)$$

А нормальная составляющая реакции в шарнире A :

$$R_A^n = \frac{-R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^T \cdot \cos \psi_1 + P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} + P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}} - R_A^T \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \quad (2.3.28)$$

Значение реакции в шарнире C :

$$R_C = \sqrt{(R_C^n)^2 + (R_C^\tau)^2} \quad (2.3.29)$$

Значение проекций и модули реакций в шарнире C на оси X и Y :

$$\begin{cases} \vec{R}_{CX} = \vec{R}_{CX}^n + \vec{R}_{CX}^\tau; R_{CX} = -R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^\tau \cdot \cos \psi_1 \\ \vec{R}_{CY} = \vec{R}_{CY}^n + \vec{R}_{CY}^\tau; R_{CY} = R_C^n \cdot \cos \psi_1 - R_C^\tau \cdot \sin \psi_1 \end{cases} \quad (2.3.30)$$

Угол между ускорением R_C и осью Ox :

$$\beta_{R_C} = \frac{R_{CY}}{|R_{CY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{CX}}{R_C} \right) \quad (2.3.31)$$

Реакция в промежуточном шарнире A :

$$R_A = \sqrt{(R_A^n)^2 + (R_A^\tau)^2} \quad (2.3.32)$$

Значение проекций реакций в шарнире A на оси X и Y :

$$\begin{cases} \vec{R}_{AX} = \vec{R}_{AX}^n + \vec{R}_{AX}^\tau; R_{AX} = -R_A^n \cdot \cos \beta - R_A^\tau \cdot \sin \beta \\ \vec{R}_{AY} = \vec{R}_{AY}^n + \vec{R}_{AY}^\tau; R_{AY} = R_A^n \cdot \sin \beta - R_A^\tau \cdot \cos \beta \end{cases} \quad (2.3.33)$$

Угол между ускорением R_A и осью Ox :

$$\beta_{R_A} = \frac{R_{AY}}{|R_{AY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{AX}}{R_A} \right) \quad (2.3.34)$$

Реакция в промежуточном шарнире определена из условия равновесия звена 3:

$$\sum \vec{F}_k = \vec{R}_C^n + \vec{R}_C^\tau + \vec{G}_3 + \vec{P}_{ин3} + \vec{R}_B = 0 \quad (2.3.35)$$

Векторное уравнение равновесия в координатной форме:

$$\begin{cases} \sum F_{kx} = -R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^\tau \cdot \cos \psi_1 + P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} + R_{BX} = 0 \\ \sum F_{ky} = R_C^n \cdot \cos \psi_1 - R_C^\tau \cdot \sin \psi_1 - m_3 \cdot g + P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}} + R_{BY} = 0 \end{cases} \quad (2.3.36)$$

Получаем:

$$\begin{cases} R_{BX} = R_C^n \cdot \sin \psi_1 + R_C^\tau \cdot \cos \psi_1 - P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} \\ R_{BY} = -R_C^n \cdot \cos \psi_1 + R_C^\tau \cdot \sin \psi_1 + m_3 \cdot g - P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}} \\ R_B = \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2} \end{cases} \quad (2.3.37)$$

Тогда угол между ускорением R_B и осью Ox :

$$\beta_{R_B} = \frac{R_{BY}}{|R_{BY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{BX}}{R_B} \right) \quad (2.3.38)$$

Силовой расчет механизма I класса (звено 1).

Сумма моментов относительно шарнира A для звена 1 (кривошипа):

$$\sum \tilde{M}_O = \tilde{M}_{ур} + \vec{R}'_A \cdot h_{R'_A} + \vec{G}_1 \cdot h_{G_1} + \vec{P}_{ин1} \cdot h_{P_{ин1}} = 0 \quad (2.3.39)$$

Где $\vec{M}_{\text{уп}}$ – уравнивающий момент, то есть момент необходимый для преодоления нагрузок в механизме, принимаем что уравнивающий момент направлен против часовой стрелки, если значение получится со знаком минус, то в действительности момент действует по часовой стрелке;

\vec{R}'_A – реакция в шарнире А (звено1), направление реакции противоположно полученному направлению реакции \vec{R}_A (звено 2) и равно ему по модулю, то есть:

$$\vec{R}'_A = -\vec{R}_A; |R'_A| = |R_A| \quad (2.3.40)$$

Эта реакция состоит из двух составляющих по оси X и Y:

$$\begin{cases} \vec{R}'_{AX} = -\vec{R}_{AX}; R'_{AX} = -R_A \cdot \cos \beta_{RA} \\ \vec{R}'_{AY} = -\vec{R}_{AY}; R'_{AY} = -R_A \cdot \sin \beta_{RA} \end{cases} \quad (2.3.41)$$

$h_{R'_{AX}}; h_{R'_{AY}}$ – плечи проекции реакции на ось X и Y в шарнире А тела относительно точки O, определены по формулам:

$$h_{R'_{AX}} = -r \cdot \sin \varphi_1 \quad (2.3.42)$$

$$h_{R'_{AY}} = r \cdot \cos \varphi_1 \quad (2.3.43)$$

$G_1 = m_1 \cdot g$ – сила тяжести 1 тела;

h_{G_1} – плечо силы тяжести 1 тела относительно точки O, определяем исходя из формулы:

$$h_{G_1} = -r \cdot f_1 \cdot \cos \varphi_1 = -0,5 \cdot r \cdot \cos \varphi_1 \quad (2.3.44)$$

$P_{\text{ин1}}$ – сила инерции 1 звена, направлена вдоль звена 1 по направлению от точки S₁ к точке А, поэтому плечо этой силы равно:

$$h_{P_{\text{ин1}}} = 0$$

Угол между силой инерции 1 звена и осью Oх определим исходя из выражения:

$$\beta_{P_{\text{ин1}}} = \beta_{a_{S_1}} + 180^\circ \quad (2.3.45)$$

Получаем:

$$\sum M_O = M_{\text{уп}} - R_A \cdot \cos \beta_{RA} \cdot h_{R'_{AX}} - R_A \cdot \sin \beta_{RA} \cdot h_{R'_{AY}} + m_1 \cdot g \cdot h_{G_1} = 0 \quad (2.3.46)$$

Из полученной формулы выразим момент:

$$M_{yp} = -R_A \cdot r \cdot \cos \beta_{RA} \cdot \sin \varphi_1 + R_A \cdot r \cdot \sin \beta_{RA} \cdot \cos \varphi_1 + 0,5 \cdot m_1 \cdot g \cdot r \cdot \cos \varphi_1 \quad (2.3.47)$$

Если уравновешивающий момент получится со знаком минус, то действительное момента по часовой стрелке.

Реакция в шарнире O для этого найдем сумму всех сил, действующих на звено 1:

$$\sum \vec{F}_k = \vec{R}'_A + \vec{G}_1 + \vec{P}_{ин1} + \vec{R}_O = 0 \quad (2.3.48)$$

Векторное уравнение равновесия звена 1 в координатной форме:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{kx} = R'_{AX} + P_{ин1X} + R_{OX} = 0 \\ \sum F_{ky} = R'_{AY} - m_1 \cdot g + P_{ин1Y} + R_{OY} = 0 \\ \sum F_{kx} = -R_A \cdot \cos \beta_{RA} + P_{ин1} \cdot \cos \beta_{P_{ин1}} + R_{OX} = 0 \\ \sum F_{ky} = -R_A \cdot \sin \beta_{RA} - m_1 \cdot g + P_{ин1} \cdot \sin \beta_{P_{ин1}} + R_{OY} = 0 \end{array} \right. \quad (2.3.49)$$

Получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{OX} = R_A \cdot \cos \beta_{RA} - P_{ин1} \cdot \cos \beta_{P_{ин1}} \\ R_{OY} = R_A \cdot \sin \beta_{RA} + m_1 \cdot g - P_{ин1} \cdot \sin \beta_{P_{ин1}} \\ R_O = \sqrt{(R_{OX})^2 + (R_{OY})^2} \end{array} \right. \quad (2.3.50)$$

Угол между ускорением R_O и осью Ox :

$$\beta_{RA} = \frac{R_{OY}}{|R_{OY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{OX}}{R_O} \right) \quad (2.3.51)$$

В итоге получена система уравнений (2.3.52) для полного динамического расчета механизма, включающая в себя необходимый момент на кривошипе и реакций во всех шарнирах:

$$\left\{ \begin{array}{l}
\vec{P}_{ин1} = -m_1 \cdot \vec{a}_{S1}; P_{ин1} = m_1 \cdot a_{S1}; \vec{P}_{ин2} = -m_2 \cdot \vec{a}_{S2}; P_{ин2} = m_2 \cdot a_{S2}; \vec{P}_{ин3} = -m_3 \cdot \vec{a}_{S3}; P_{ин3} = m_3 \cdot a_{S3}; \\
\vec{M}_{ин1} = -I_1 \cdot \vec{\varepsilon}_1; M_{ин1} = I_1 \cdot \varepsilon_1; \vec{M}_{ин2} = -I_2 \cdot \vec{\varepsilon}_2; M_{ин2} = I_2 \cdot \varepsilon_2; \vec{M}_{ин3} = -I_3 \cdot \vec{\varepsilon}_3; M_{ин3} = I_3 \cdot \varepsilon_3; \\
R_C^r = 0,5 \cdot P_{ин3} \cdot (\cos \beta_{P_{ин3}} \cdot \cos \psi_1 + \sin \beta_{P_{ин3}} \cdot \sin \psi_1) - 0,5 \cdot G_3 \cdot \sin \psi_1 + \frac{I_3 \cdot \varepsilon_3}{R} \\
R_A^r = 0,5 \cdot P_{ин2} \cdot (\cos \beta_{P_{ин2}} \cdot \sin \beta + \sin \beta_{P_{ин2}} \cdot \cos \beta) - 0,5 \cdot G_2 \cdot \cos \beta + 0,5 \cdot Q + \frac{I_2 \cdot \varepsilon_2}{R_1} \\
\beta_{P_{ин1}} = \beta_{a_{S1}} + 180^\circ; \beta_{P_{ин2}} = \beta_{a_{S2}} + 180^\circ; \beta_{P_{ин3}} = \beta_{a_{S3}} + 180^\circ; \\
R_C^n = \frac{R_C^r \cdot (\cos \psi_1 \cdot \tan \beta + \sin \psi_1) - P_{ин3} \cdot (\cos \beta_{P_{ин3}} \cdot \tan \beta + \sin \beta_{P_{ин3}}) + g \cdot (m_3 + m_2) +}{\cos \psi_1 - \sin \psi_1 \cdot \tan \beta} \\
+ \frac{R_A^r \cdot (\sin \beta \cdot \tan \beta + \cos \beta) - P_{ин2} \cdot (\cos \beta_{P_{ин2}} \cdot \tan \beta + \cos \beta_{P_{ин2}})}{\cos \beta} \\
R_C = \sqrt{(R_C^n)^2 + (R_C^r)^2}; R_{CX} = -R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^r \cdot \cos \psi_1; R_{CY} = R_C^n \cdot \cos \psi_1 - R_C^r \cdot \sin \psi_1 \\
R_A^n = \frac{-R_C^n \cdot \sin \psi_1 - R_C^r \cdot \cos \psi_1 + P_{ин3} \cdot \cos \beta_{P_{ин3}} + P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}} - R_A^r \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \\
R_A = \sqrt{(R_A^n)^2 + (R_A^r)^2}; R_{AX} = -R_A^n \cdot \cos \beta - R_A^r \cdot \sin \beta; R_{AY} = R_A^n \cdot \sin \beta - R_A^r \cdot \cos \beta \\
R_{BX} = R_C^n \cdot \sin \psi_1 + R_C^r \cdot \cos \psi_1 - P_{ин2} \cdot \cos \beta_{P_{ин2}}; R_{BY} = -R_C^n \cdot \cos \psi_1 + R_C^r \cdot \sin \psi_1 + m_3 \cdot g - P_{ин3} \cdot \sin \beta_{P_{ин3}} \\
R_B = \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2}; \\
M_{yp} = -R_A \cdot r \cdot \cos \beta_{RA} \cdot \sin \varphi_1 + R_A \cdot r \cdot \sin \beta_{RA} \cdot \cos \varphi_1 + 0,5 \cdot m_1 \cdot g \cdot r \cdot \cos \varphi_1 \\
R_{OX} = R_A \cdot \cos \beta_{RA} - P_{ин1} \cdot \cos \beta_{P_{ин1}}; R_{OY} = R_A \cdot \sin \beta_{RA} + m_1 \cdot g - P_{ин1} \cdot \sin \beta_{P_{ин1}}; R_O = \sqrt{(R_{OX})^2 + (R_{OY})^2} \\
\beta_{RC} = \frac{R_{CY}}{|R_{CY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{CX}}{R_C} \right); \beta_{RA} = \frac{R_{AY}}{|R_{AY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{AX}}{R_A} \right); \beta_{RB} = \frac{R_{BY}}{|R_{BY}|} \cdot \arccos \left(\frac{R_{BX}}{R_B} \right)
\end{array} \right.$$

В этом разделе получены аналитические выражения для расчета необходимого момента, реакций в шарнирах механизма и углы между осью Oх и реакциями. По полученным системам уравнений написан программный код ЭВМ для автоматического расчета динамических параметров механизма.

2.4. Реализация программы для ЭВМ

Решение задач по геометрическому, кинематическому и силовому расчетам механизмов является трудоемким и долговременным процессом, без которого невозможно проектирование механизма. Так же в связи с большим количеством исходных параметров не всегда возможно подобрать рациональные значения. Именно для этого была создана программа для автоматического расчета. [3; 16]

Программа для ЭВМ сделана на базе программного комплекса Microsoft EXCEL. В состав программы входят раздел исходных данных, геометрического расчета, кинематического расчета, силового расчета с графическим отображением геометрии механизма (эскиз механизма), кинематики (планы

скоростей и ускорений) и силового расчета звеньев (эскизы действия сил на звенья механизма).

Исходные параметры механизма (таблица 2.4.1): радиусы кривошипа и маятника, длина шатуна, координаты крепления маятника относительно крепления кривошипа, угловая скорость кривошипа (или количество оборотов), угол поворота кривошипа, фактическая ширина плиты, давление сжатия прессуемого материала и массы звеньев механизма.

Таблица 2.4.1. Меню исходных данных

Исходные данные геометрического расчета			
Радиус кривошипа	r	10	мм
Радиус маятника	R	180	мм
Координаты крепления шарнира маятника	по Oy	Y	151
	по Ox	X	90
Угол поворота кривошипа (от 0° до 360°)	φ	300	градусов
Округление	-	3	-
Исходные данные для кинематического расчета			
Угловая скорость кривошипа	ω ₁	20,9	с ⁻¹
Исходные данные для силовой модели			
Фактическая ширина плиты	b	120	мм
Давление сжатия прессуемого материала	σ	0,2	МПа
Масса 1 звена (кривошипа)	m ₁	4	кг
Масса 2 звена (шатуна)	m ₂	8,45	кг
Масса 3 звена (коромысла)	m ₃	1,8	кг

Таблица 2.4.2. Меню расчета геометрических параметров

Расчетные данные по геометрическому расчету			
Расстояние между шарнирами маятника и кривошипа	l	98,087	мм
Высота плиты	h	39	мм
Рабочая длина плиты	L _{раб.пл.}	90	мм
Рабочее плечо кривошипа	h ₁	5,124	мм
Угол между плитой и кривошипом	α	35,747	градусов
Угол между плитой и коромыслом	β	64,478	градусов
Угол между плитой и горизонтом	γ	0,824	градусов
Угол смещения коромысла	ψ	1,269	градусов

Расчитанные геометрические параметры: расстояние между шарнирами коромысла и кривошипа, высота плиты, рабочая длина плиты, рабочее плечо кривошипа, углы между звеньями механизма, угол смещения коромысла относительно вертикальной оси отраженные в таблице 2.4.2 и дополнительные

параметры, участвующие в дальнейших расчетах, но не отображающиеся в результатах расчетов в таблице 2.4.2. На рисунке 2.4.1 изображено автоматическое построение механизма в пространстве.

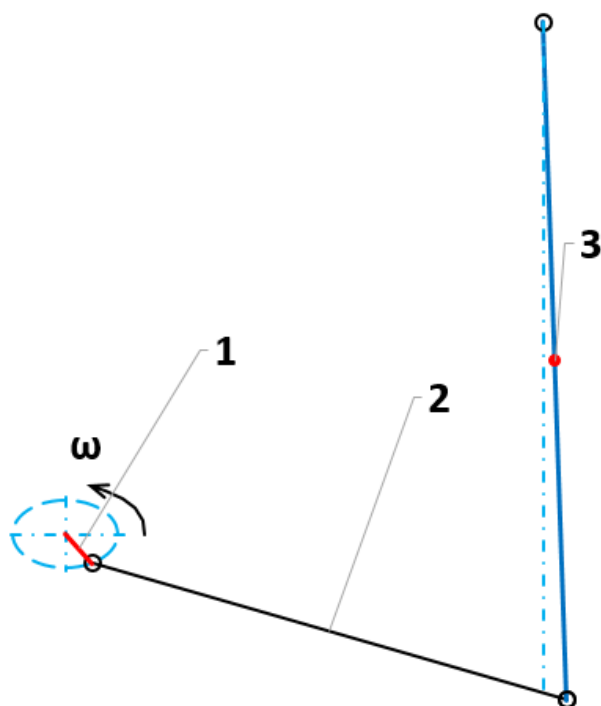


Рисунок 2.4.1. Эскиз механизма

Результаты кинематического расчета, по формулам 2.2.12 и 2.2.31, показаны в таблице 2.4.3: скорости в точках А и В, скорости в центрах тяжести звеньев, угловые скорости звеньев, ускорения в точках А и В, ускорения в центрах тяжести звеньев и угловые ускорения звеньев дополнительные параметры, участвующие в расчетах, но не отображающиеся в результатах расчетов. На рисунках 2.4.2 и 2.4.3 изображены планы скоростей и ускорений соответственно.

Таблица 2.4.3. Меню расчета кинематических параметров

Расчетные данные по кинематическому расчету			
Скорость в точке А в месте крепления кривошипа 1 и плиты 2	$V(A)$	0,209	м/с
Скорость в точке В в месте крепления плиты 2 и коромысла 3	$V(B)$	0,135	м/с
Скорость в точке S_1 центра тяжести кривошипа 1	$V(S_1)$	0,105	м/с
Скорость в точке S_2 центра тяжести плиты 2	$V(S_2)$	0,167	м/с
Скорость в точке S_3 центра тяжести коромысла 3	$V(S_3)$	0,068	м/с
Угловая скорость плиты 2	ω_2	-1,132	c^{-1}
Угловая скорость коромысла 3	ω_3	0,675	c^{-1}

Продолжение таблицы 2.4.4. Меню расчета кинематических параметров

Ускорение в точке А в месте крепления кривошипа 1 и плиты 2	$a(A)$	4,387	m/c^2
Нормальное ускорение коромысла 3	$a^n(B)$	0,091	m/c^2
Тангенсальное ускорение коромысла 3	$a^t(B)$	4,042	m/c^2
Ускорение в точке В в месте крепления плиты 2 и коромысла 3	$a(B)$	4,043	m/c^2
Ускорение в точке S_1 центра тяжести кривошипа 1	$a(S_1)$	2,194	m/c^2
Ускорение в точке S_2 центра тяжести плиты 2	$a(S_2)$	3,652	m/c^2
Ускорение в точке S_3 центра тяжести коромысла 3	$a(S_3)$	2,022	m/c^2
Угловое ускорение плиты 2	ε_2	-43,043	c^{-2}
Угловое ускорение коромысла 3	ε_3	-20,21	c^{-2}



Рисунок 2.4.2. План скоростей

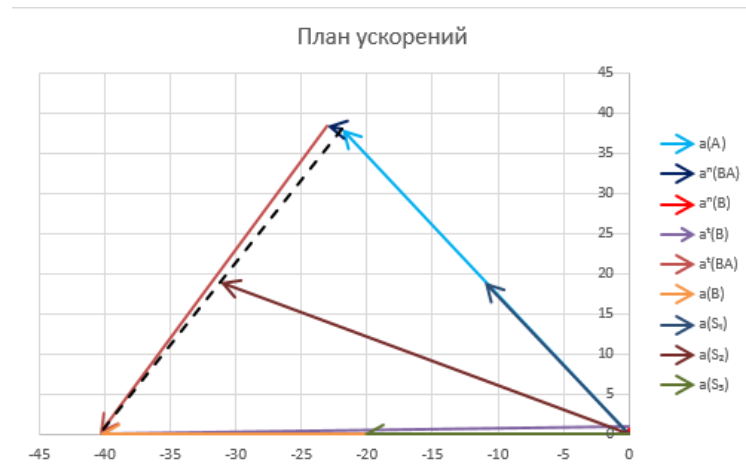


Рисунок 2.4.3. План ускорений

Результаты динамического расчета, по формулам 2.3.52, показаны в таблице 2.4.4: усилия сжатия необходимого для уплотнения, усилия в шарнирах О, А, В и С, уравновешивающий момент и необходимая мощность на кривошипе. На рисунке 2.4.4 изображен генерируемый программой план сил.

Таблица 2.4.5. Динамический расчет

Расчетные данные по динамическому расчету			
Усилие сжатия необходимое на плите	Q	2160	Н
Усилие в шарнире O (место крепления кривошипа к двигателю)	R(O)	967,892	Н
Усилие в шарнире A (место крепления кривошипа 1 и плиты 2)	R(A)	999,789	Н
Усилие в шарнире B (место крепления плиты 2 и коромысла 3)	R(B)	1065,016	Н
Усилие в шарнире C (место крепления коромысла к корпусу)	R(C)	1047,273	Н
Необходимый момент на кривошипе	M _{кр}	5,816	Нм
Необходимая мощность	N	121,81	Вт
		0,122	кВт

План сил для тел 2 и 3

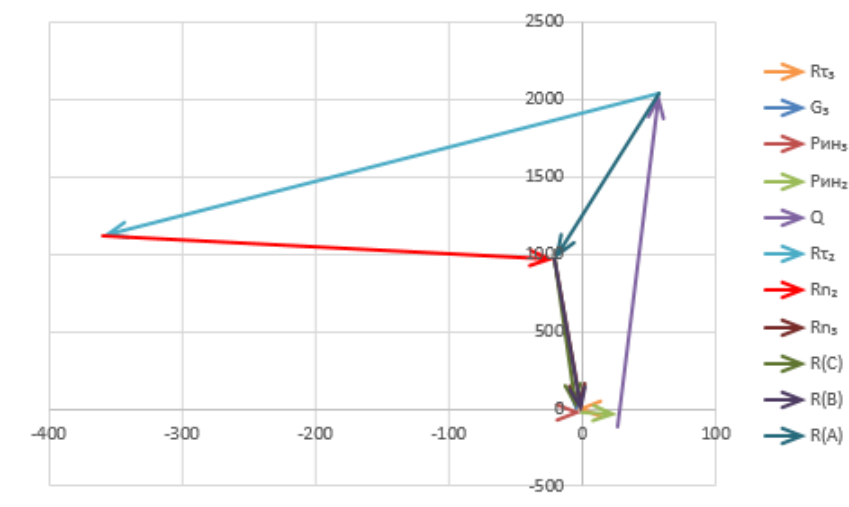


Рисунок 2.4.4. План сил

2.5. Выводы по главе 2

1. Разработана математическая модель системы базовой машины, нового механизма и уплотняемого композиционного материала. В геометрическом расчете определены аналитические зависимости углов отклонения шатуна и коромысла относительно угла поворота кривошипа и другие геометрические характеристики четырехзвенного механизма. В кинематическом расчете определены зависимости угловых скоростей и ускорений звеньев механизма, скорости и ускорения в особых точках относительно угла поворота кривошипа. В динамическом расчете определены усилие, необходимое для сжатия, реакции в шарнирах механизма, уравновешивающий крутящий момент на кривошипе и необходимую мощность на кривошипе.

2. Реализована программа для ЭВМ в пакете Microsoft EXCEL для расчета геометрических, кинематических и динамических параметров четырехзвенного механизма.

3. Определение рациональных параметров ударно-вибрационного механизма

При проектировании любого механизма необходимо чтобы он имел наименьшие габариты, вес и потребляемую мощность при выполнении необходимой работы. Формула баланса мощности: [37; 38; 46; 115]

$$N_{\text{пот}} = \sum N_{\text{вн.сил}} \quad (3.1)$$

Где $N_{\text{пот}}$ – потребляемая мощность;

$\sum N_{\text{вн.сил}}$ – сумма мощностей внешних сил;

$$\begin{aligned} \sum N_{\text{вн.сил}} = N_{G_1} + N_{G_2} + N_{G_3} + N_{P_{\text{ин}1}} + N_{P_{\text{ин}2}} + N_{P_{\text{ин}3}} + N_{M_{\text{ин}1}} + N_{M_{\text{ин}2}} + \\ + N_{M_{\text{ин}3}} + N_Q \end{aligned} \quad (3.2)$$

Где N_{G_1} – мощность силы тяжести 1 звена;

N_{G_2} – мощность силы тяжести 2 звена;

N_{G_3} – мощность силы тяжести 3 звена;

$N_{P_{\text{ин}1}}$ – мощность силы инерции 1 звена;

$N_{P_{\text{ин}2}}$ – мощность силы инерции 2 звена;

$N_{P_{\text{ин}3}}$ – мощность силы инерции 3 звена;

$N_{M_{\text{ин}1}}$ – мощность момента инерции 1 звена;

$N_{M_{\text{ин}2}}$ – мощность момента инерции 2 звена;

$N_{M_{\text{ин}3}}$ – мощность момента инерции 3 звена;

N_Q – мощность силы необходимой для уплотнения.

Предварительный анализ исследуемого ударно-вибрационного механизма показал, что силы тяжести, моменты и силы инерции составляют не более 5% от мощности прессования, поэтому в первом приближении считаем, что силы тяжести, инерции и моменты инерции равны нулю:

$$m_1 = m_2 = m_3 = 0$$

Тогда уравнение 3.1 и 3.2 принимают вид:

$$N_{\text{пот}} = N_Q \quad (3.3)$$

В свою очередь мощность силы Q определяется исходя из формулы:

$$N_Q = Q(\varphi) \cdot V_{S_2} \cdot \cos \widehat{QV_{S_2}} \quad (3.4)$$

Где $Q(\varphi)$ – сила необходимая для уплотнения, равная нулю при холостом ходе, поэтому исследование будем производить только на рабочем ходе механизма.

V_{S_2} – модуль скорости центра тяжести шатуна;

$\widehat{QV_{S_2}}$ – угол между силой и скоростью.

Потребляемая мощность с другой стороны определяется из формулы:

$$N_Q = M \cdot \omega_1 \quad (3.5)$$

M – крутящий момент на кривошипе;

ω_1 – угловая скорость вращения кривошипа;

Получаем формулу для определения крутящего момента:

$$M = \frac{Q(\varphi) \cdot V_{S_2} \cdot \cos \widehat{QV_{S_2}}}{\omega_1} \quad (3.6)$$

3.1. Блок формул и ограничения для исследования ударно-вибрационного механизма

Задаемся исходными данными необходимыми для расчета:

φ – угол поворота кривошипа, относительно начального положения.

r – радиус кривошипа, данный параметр является переменным;

R – радиус коромысла, данный параметр является переменным;

$L_{\text{раб}}$ – длина рабочей плиты, длина рабочей плиты определяется исходя из необходимой производительности и габаритов механизма, при этом при ее изменении, изменяется и само усилие Q возникающее в рабочей плите, то есть длина рабочей плиты в нашем случае принимается константой;

β_0 – угол между горизонтальной прямой и шатуном в исходном положении, данный угол определяется исходя из крепления кривошипа и рабочей плиты в нашем случае принимается константной величиной;

x ; y – расстояние от точки крепления кривошипа до точки крепления маятника по осям x и y соответственно:

$$x = L_{\text{раб}}; y = R - r - L_{\text{раб}} \cdot \text{tg}(\beta_0) \quad (3.1.1)$$

R_l – длина шатуна:

$$R_1 = \frac{L_{\text{раб}}}{\cos \beta_0} \quad (3.1.2)$$

$Q(\varphi)$ – сила, считаем что сила изменяется по линейному закону от нуля до своего максимального значения (принято единичное значение):

$$Q_{\text{max}}(\varphi) = 1$$

Получаем следующую формулу для расчета крутящего момента:

$$M_i = \frac{k_i \cdot Q_{\text{max}}(\varphi) \cdot V_{S_{2i}} \cdot \cos \widehat{QV_{S_{2i}}}}{\omega_1} = \frac{k_i \cdot V_{S_{2i}} \cdot \cos \widehat{QV_{S_{2i}}}}{\omega_1} \quad (3.1.3)$$

Где k_i – линейный коэффициент; $\widehat{QV_{S_{2i}}}$ – угол между силой и скоростью.

Запишем блок схему для расчета необходимых для исследования параметров:

1. Постоянные величины, не зависящие от угла поворота кривошипа

$$\delta = \arctg \left(\frac{R - r - L_{\text{раб}} \cdot \tg(\beta_0)}{L_{\text{раб}}} \right) \quad (3.1.4)$$

$$L = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{L_{\text{раб}}^2 + (R - r - L_{\text{раб}} \cdot \tg(\beta_0))^2} \quad (3.1.5)$$

$$\alpha'_3 = \arccos \left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)} \right) \quad (3.1.6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 = L^2 + r^2 \\ a_2 = 2 \cdot L \cdot r \\ a_3 = \frac{L^2 + r^2 + R^2 - R_1^2}{2 \cdot R} \\ a_4 = \frac{L \cdot r}{R} \\ a_5 = \frac{(R_1)^2 + R^2 - L^2 - r^2}{2 \cdot R_1 \cdot R} \\ a_6 = \frac{L \cdot r}{R_1 \cdot R} \end{array} \right. \quad (3.1.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} b_1 = 1,5 \cdot r^2 \cdot L \\ b_2 = -r^3 - r \cdot L^2 \\ b_3 = 0,5 \cdot r^2 \cdot L \end{array} \right. \quad (3.1.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} c_1 = L^6 + 0,5 \cdot r^6 + 8,5 \cdot L^4 \cdot r^2 + 7,5 \cdot L^2 \cdot r^4 \\ c_2 = -17 \cdot r^3 \cdot L^3 - 5 \cdot r^5 \cdot L - 6 \cdot L^5 \cdot r \\ c_3 = 0,5 \cdot r^6 + 6,5 \cdot L^4 \cdot r^2 + 7 \cdot L^2 \cdot r^4 \\ c_4 = -3 \cdot L^3 \cdot r^3 - L \cdot r^5 \\ c_5 = 0,5 \cdot L^2 \cdot r^4 \end{array} \right. \quad (3.1.9)$$

$$\begin{cases} d_2 = \frac{0,5 \cdot L^3 \cdot r + 0,5 \cdot L \cdot r^3 - 0,5 \cdot L \cdot r \cdot R^2 + 0,5 \cdot L \cdot r \cdot R_1^2}{R} \\ d_3 = -\frac{0,5 \cdot L^2 \cdot r^2}{R} \end{cases} \quad (3.1.10)$$

$$\begin{cases} f_1 = a_1^3 - a_1^2 \cdot a_3^2 + 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 - \\ \quad - 0,5 \cdot a_1^2 \cdot a_4^2 - 0,375 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\ f_2 = 2 \cdot a_1^2 \cdot a_3 \cdot a_4 + 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3^2 - 3 \cdot a_1^2 \cdot a_2 + 1,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3 \cdot a_4 - \\ \quad - 0,75 \cdot a_2^3 + 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_4^2 \\ f_3 = 1,5 \cdot a_1 \cdot a_2^2 - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,5 \cdot a_1^2 \cdot a_4^2 - \\ \quad - 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \\ f_4 = 0,5 \cdot a_2^2 \cdot a_3 \cdot a_4 - 0,25 \cdot a_2^3 + 0,5 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_4^2 \\ f_5 = -0,125 \cdot a_2^2 \cdot a_4^2 \end{cases} \quad (3.1.11)$$

$$\begin{cases} k_1 = 1 - a_5^2 - 0,5 \cdot a_6^2 \\ k_2 = -\frac{(R_1)^2 \cdot L \cdot r + R^2 \cdot L \cdot r - L^3 \cdot r - L \cdot r^3}{R^2 \cdot R_1^2} \\ k_3 = -0,5 \cdot \frac{L^2 \cdot r^2}{R^2 \cdot R_1^2} \end{cases} \quad (3.1.12)$$

2. Определение расчетных углов кривошипа:

Угол φ' отклонения кривошипа относительно оси Ох в начале хода:

$$\varphi' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)}\right) + \delta \quad (3.1.13)$$

Угол φ'' отклонения кривошипа относительно оси Ох в момент перехода с холостого на рабочий ход:

$$\varphi'' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 - r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 - r)}\right) + \delta \quad (3.1.14)$$

Определим значение угла рабочего хода:

$$\varphi_{\text{раб}} = |\varphi' - \varphi''| = \left| \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 - r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 - r)}\right) - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)}\right) \right| \quad (3.1.15)$$

Для более точного расчета разделим данный угол на множество число положений:

$$\Delta\varphi = \frac{\varphi_{\text{раб}}}{i} = \frac{\left| \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 - r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 - r)}\right) - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)}\right) \right|}{i} \quad (3.1.16)$$

Где i – число рассчитываемых положений, возможно принимать любым не меньшим 2, в работе будем принято 12 положений для расчета рабочего хода.

В итоге получены следующие углы положения кривошипа:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \varphi' = 360 - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 + r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 + r)}\right) + \delta \\ \varphi_2 = \varphi_1 + \Delta\varphi \\ \varphi_3 = \varphi_2 + \Delta\varphi \\ \dots \\ \varphi_i = \varphi_{i-1} + \Delta\varphi = 360 - \arccos\left(\frac{L^2 + (R_1 - r)^2 - R^2}{2 \cdot L \cdot (R_1 - r)}\right) + \delta \end{array} \right. \quad (3.1.17)$$

3. Изменяющиеся величины, зависящие от угла поворота кривошипа

$$L' = \sqrt{L^2 + r^2 - 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)} \quad (3.1.18)$$

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{a_3 - a_4 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) \quad (3.1.19)$$

$$\alpha_2 = \arccos(a_5 + a_6 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)) \quad (3.1.20)$$

$$\gamma_3 = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\alpha'_3 - \varphi)}{\sqrt{a_1 - a_2 \cdot \cos(\alpha'_3 - \varphi)}}\right) \quad (3.1.21)$$

Угловая скорость 2 звена ω_2 определена по формуле (2.2.9).

Угловая скорость 3 звена ω_3 определена по формуле (2.2.4).

Скорость центра тяжести звена 2 определена исходя из системы уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{S_2} = \sqrt{V_{S_{2X}}^2 + V_{S_{2Y}}^2} \\ V_{S_{2X}} = \omega_3 \cdot R \cdot \cos\left(\delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\omega_3}{|\omega_3|} \cdot 90^\circ\right) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \\ \quad \cdot \cos\left(\alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 + \frac{\omega_2}{|\omega_2|} \cdot 90^\circ\right) \\ V_{S_{2Y}} = \omega_3 \cdot R \cdot \sin\left(\delta + \gamma_3 + \alpha_1 - \frac{\omega_3}{|\omega_3|} \cdot 90^\circ\right) + 0,5 \cdot \omega_2 \cdot R_1 \cdot \\ \quad \cdot \sin\left(\alpha_2 + \delta + \gamma_3 + \alpha_1 + \frac{\omega_2}{|\omega_2|} \cdot 90^\circ\right) \end{array} \right. \quad (3.1.21)$$

Угол между осью X и скоростью центра тяжести звена 2:

$$\beta_{V_{S_{2B}}} = \frac{V_{S_{2Y}}}{|V_{S_{2Y}}|} \cdot \arccos\left(\frac{V_{S_{2X}}}{V_{S_2}}\right) \quad (3.1.22)$$

Угол между осью X и необходимой силой уплотнения:

$$\beta_Q = \beta = 180^\circ - \alpha_2 - \delta - \gamma_3 - \alpha_1 \quad (3.1.23)$$

Тогда угол между скоростью центра тяжести звена 2 и необходимой силой уплотнения будет равен модулю их разности:

$$\widehat{QV_{S_2}} = \left| \beta_Q - \beta_{V_{S_{2B}}} \right| = \left| 180^\circ - \alpha_2 - \delta - \gamma_3 - \alpha_1 - \frac{V_{S_{2Y}}}{|V_{S_{2Y}}|} \cdot \arccos\left(\frac{V_{S_{2X}}}{V_{S_2}}\right) \right| \quad (3.1.24)$$

4. Итоговые уравнения необходимые для исследования:

Момент на кривошипе для i -того положения:

$$M_i = \frac{k_i \cdot V_{S_2 i} \cdot \cos QV_{S_2 i}}{\omega_1} \quad (3.1.25)$$

Средний момент на кривошипе за рабочий ход:

$$M_{cp} = \frac{M_1 + M_2 + \dots + M_i}{i} \quad (3.1.26)$$

Максимальный угол подъема плиты над горизонтом:

$$\beta_{max} = \max(\beta_1; \beta_2; \dots; \beta_i) - \beta_0 \quad (3.1.27)$$

Ограничениями при исследовании являются:

1) Выполнение одной и той же работы с одинаковой производительностью, то есть:

2) В исследованиях Кромского Е.И. получены следующие данные: угол подъема рабочего органа к поверхности прессуемого материала должен быть меньше 20° . При слишком малых углах подъема механизма прессуемая смесь будет хуже попадать под рабочую плиту, что снизит эффективность прессования механизма. Наиболее оптимальным является угол, лежащий в интервале от 10° до 20° . [61; 65; 66]

3.2. Исследование ударно-вибрационного механизма и определение рациональных параметров его звеньев

Разработанный в предшествующей главе блок уравнений, записан в программе Excel. Проведен анализ результатов с разными значениями длин кривошипа и коромысла, при этом значение размера шатуна зависит от размера рабочей плиты, конкретной машины для уплотнения. [70] Гипотеза исследования состоит в том, что размеры кривошипа и коромысла существенно влияют на снижение крутящего момента привода. Введем безразмерный параметр значение n_1 равный:

$$n_1 = \frac{R}{r} \rightarrow R = n_1 \cdot r \quad (3.2.1)$$

r – радиус кривошипа, данный параметр является переменным;

R – радиус коромысла, данный параметр является переменным.

Размер радиуса кривошипа принимаем равным от 5 мм до 30 мм, с шагом в 2,5 мм.

Число n_1 принимаем равным от 2 до 80, с шагом в 2.

Размер рабочей плиты принимаем равным 90 мм. Полученные результаты сведены в приложение 2.

Полученные данные в таком виде не дают точного понимания изменения крутящего момента в зависимости от размера кривошипа и числа n_1 . Поэтому они структурированы и приведены в таблице 3.2.1 и на рисунках 3.2.1 и 3.2.2.

Таблица 3.2.1. Структурированные расчетные данные

n_1	M_{cp} ($1 \cdot 10^{-3} \text{м}$)	n_1	M_{cp} ($1 \cdot 10^{-3} \text{м}$)
2	7,778	42	5,994
4	6,931	44	5,987
6	6,646	46	5,98
8	6,488	48	5,974
10	6,386	50	5,968
12	6,312	52	5,963
14	6,257	54	5,958
16	6,214	56	5,953
18	6,178	58	5,949
20	6,149	60	5,944
22	6,124	62	5,94
24	6,103	64	5,937
26	6,085	66	5,933
28	6,069	68	5,93
30	6,054	70	5,926
32	6,042	72	5,923
34	6,03	74	5,92
36	6,02	76	5,917
38	6,011	78	5,914
40	6,002	80	5,912

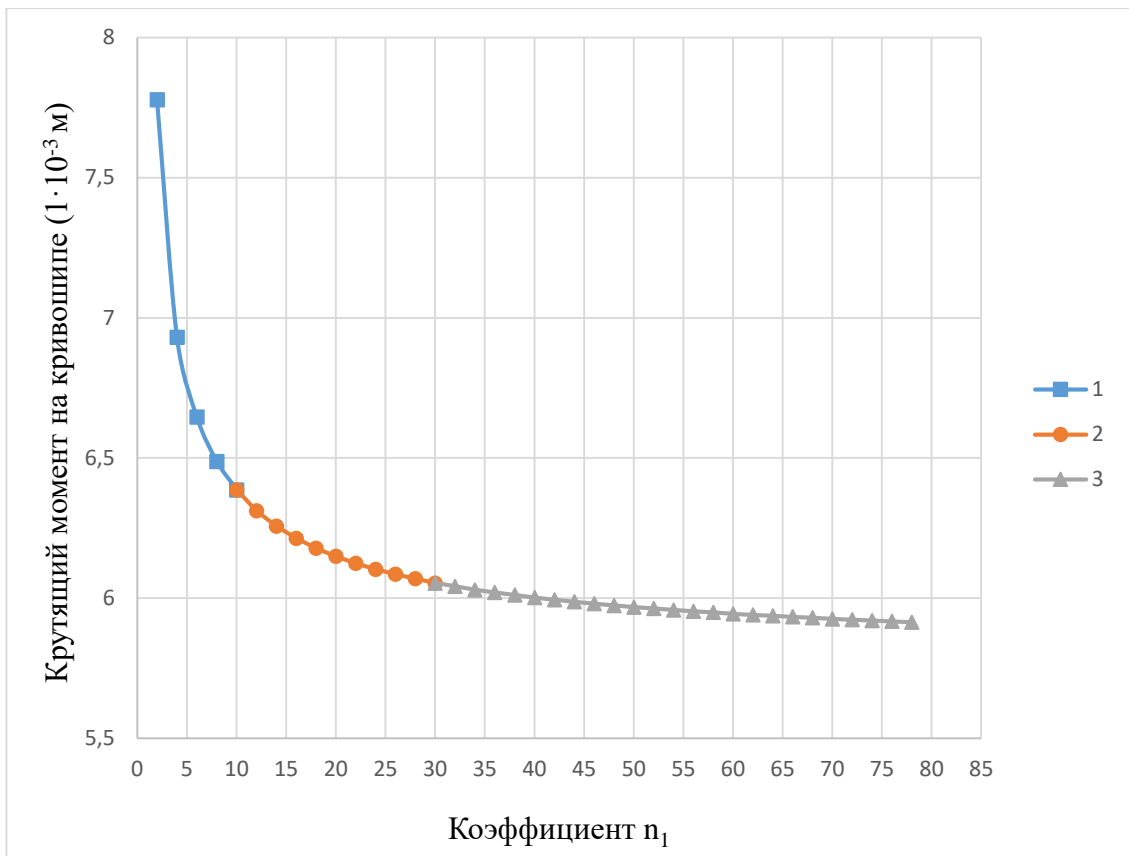


Рисунок 3.2.1. Зависимость крутящего момента на кривошипе относительно числа n_1

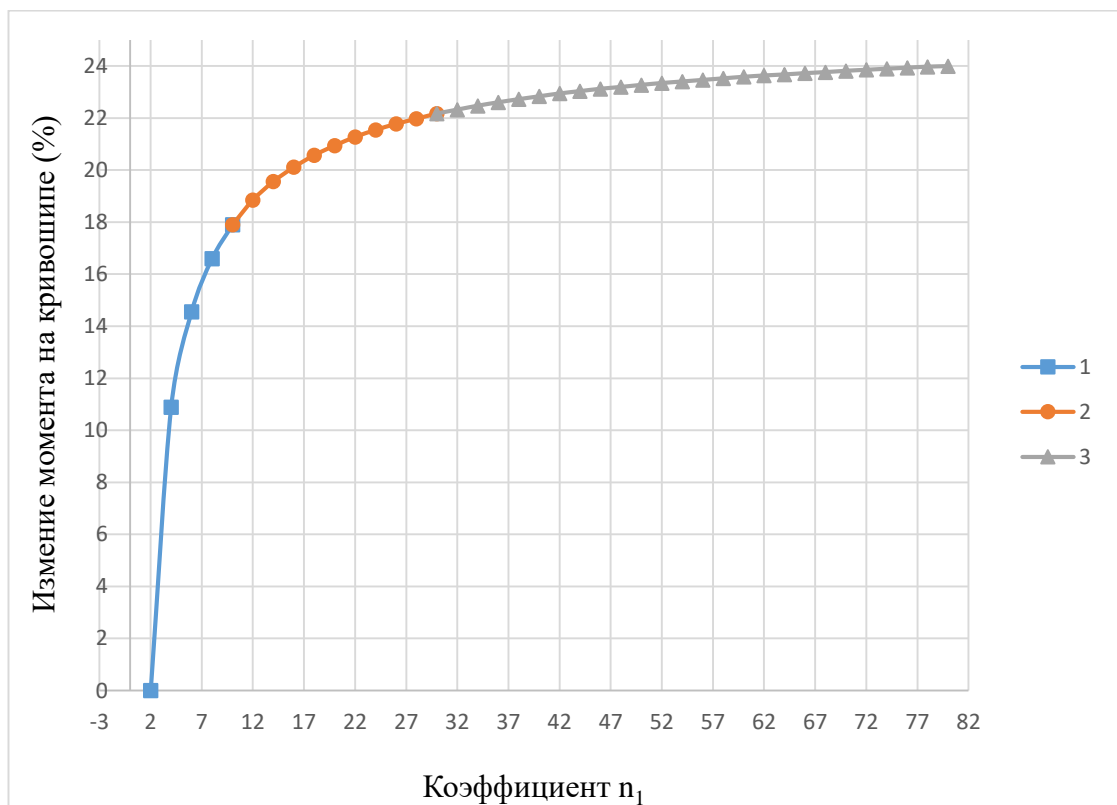


Рисунок 3.2.2. Зависимость процента изменения крутящего момента на кривошипе относительно максимального (при $n_1=2$)

Как видно из графиков с увеличением числа n_1 момент на кривошипе уменьшается, но при этом увеличивается габарит всего механизма. Каждый из графиков можно разделить на 3 части: 1 – быстрое падение крутящего момента (интервал от 2 до 10); 2 – среднее падение крутящего момента (интервал от 10 до 30) и 3 – медленное падение крутящего момента (интервал от 30 до 80). Рациональным считаем интервал от 10 до 30.

Введем коэффициент n_2 – зависимость длины рабочей плиты от радиуса кривошипа:

$$n_2 = \frac{L_{\text{раб}}}{r} \rightarrow r = \frac{L_{\text{раб}}}{n_2} \quad (3.2.2)$$

Исследование показало, что угол подъема зависит только от коэффициента n_2 . На рисунке 3.2.3 изображен график зависимости угла подъема плиты от коэффициента n_2 .

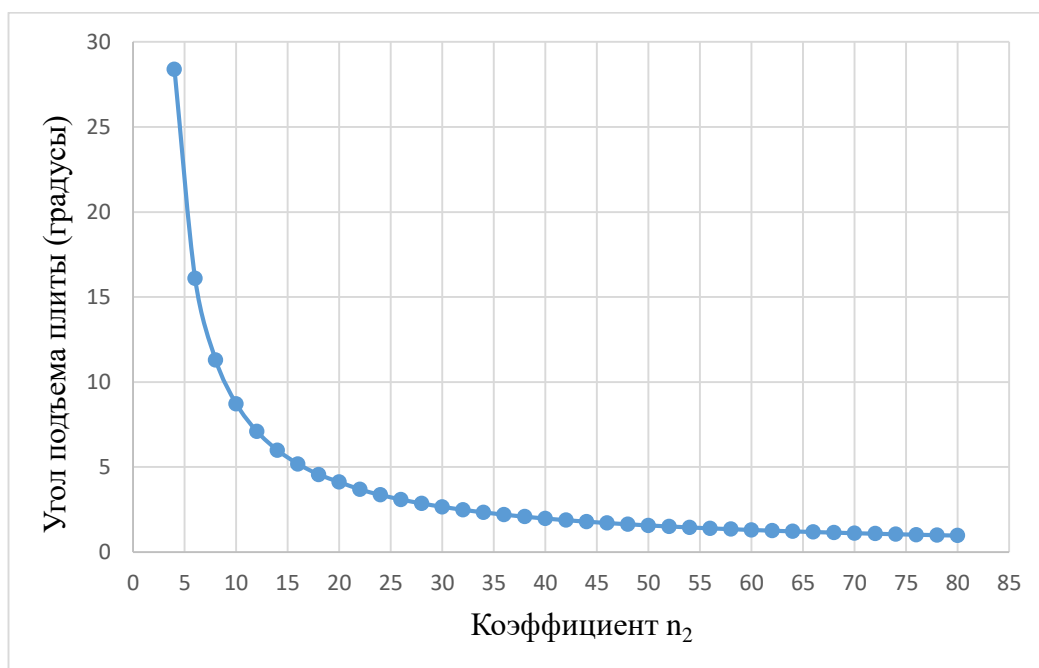


Рисунок 3.2.3. Зависимость угла подъема плиты

Из полученного графика видно, что отношение длины рабочей плиты к радиусу кривошипа не должно быть меньше 5, так как при меньшем значении угол подъема становится больше 20° , при значениях более 9 угол становится намного меньше 10° . Из этого следует, что коэффициент n_2 должен лежать в пределах от 5 до 9.

Из рассмотренного выше рекомендуем принимать длину рабочей плиты в зависимости от конструкции проектируемого механизма и требуемой производительности. После этого определяем рациональные размеры кривошипа:

$$r = \frac{L_{\text{раб}}}{n_2}; \text{ при этом } n_2 = 5 \dots 9 \quad (3.2.3)$$

При меньших значениях n_2 увеличивается угол подъема плиты и соответственно производительность, однако при этом увеличивается крутящий момент на кривошипе, поэтому рекомендуется для увеличения производительности брать меньшие значения коэффициента n_2 , а для уменьшения крутящего момента большие значения.

Радиус шатуна рассчитываем исходя из следующей формулы:

$$R_1 = \frac{L_{\text{раб}}}{\cos \beta_0} \quad (3.2.4)$$

Где β_0 – конструкционный угол, принимается в зависимости от конструкции;

Радиус коромысла рассчитан исходя из формулы:

$$R = n_1 \cdot r; \text{ при этом } n_1 = 10 \dots 30 \quad (3.2.5)$$

При больших значениях n_1 крутящий момент на кривошипе уменьшается, однако увеличиваются габариты механизма, изменение параметра n_1 почти не влияет на угол подъема рабочей плиты. При это в интервале $n_1=10\dots30$ уменьшение крутящего момента идет по более крутой линии чем на последующих интервалах, а изменение габарита происходит наоборот по более крутой кривой. Поэтому для того чтобы попасть в рациональные значения по крутящему моменту и габариту рекомендуется принимать значение $n_1=20$.

Получаем итоговую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} L_{\text{раб}} - \text{принимает конструктивно;} \\ R_1 = \frac{L_{\text{раб}}}{\cos \beta_0}; \beta_0 - \text{принимает конструктивно;} \\ r = \frac{L_{\text{раб}}}{n_2}; \text{ где } n_2 = 5 \dots 9; \\ R = n_1 \cdot r; \text{ где } n_1 = 10 \dots 30 \end{array} \right. \quad (3.2.6)$$

Выводы по этому разделу разработана методика расчета ударно-вибрационного механизма, определены рекомендации по рациональным значениям размеров механизмов. Выведены зависимости крутящего момента и угла подъема плиты от размеров звеньев механизмов. Получена итоговая система уравнений для расчета размеров звеньев механизма.

3.3. Выводы по главе 3

1. Разработана методика определения рациональных параметров ударно-вибрационного механизма.
2. Определены значения безразмерных коэффициентов и даны рекомендации по их использованию.
3. Выведены зависимости крутящего момента и угла подъема плиты от размеров звеньев механизмов.
4. Разработана итоговая система уравнений для расчета размеров звеньев механизма.

4. Расчет четырехзвенного механизма для экспериментального стенда

4.1. Расчет четырехзвенного механизма по разработанной методике и математической модели

Четырехзвенный механизм содержит кривошип 1, вращающийся с угловой скоростью ω_1 , который шарнирно соединен с плитой нагнетателя 2, которая в свою очередь совершает плоскопараллельное движение. Плита нагнетателя 2 шарнирно соединена с коромыслом 3, совершающим вращательное движение по дуге окружности. [74]

Расчет проводим для механизма формования бетонных блоков размера 250мм*120мм*65мм. [44] По рассмотренным в главе 3 рекомендациям принимаем длину рабочей плиты:

$$L_{\text{раб}} = 90 \text{ мм}$$

Тогда длина шатуна составляет:

$$R_1 = \frac{L_{\text{раб}}}{\cos\beta_0} = \frac{90\text{мм}}{\cos 23,5^\circ} \approx 98 \text{ мм}$$

$\beta_0 = 23,5^\circ$ - конструктивный угол;

Радиус кривошипа:

$$r = \frac{L_{\text{раб}}}{n_2} = \frac{90\text{мм}}{9} = 10 \text{ мм}$$

Где $n_2 = 5 \dots 9$ – для получения рационального значения по крутящему моменту принимаем значение 9;

Радиус коромысла:

$$R = n_1 \cdot r = 18 \cdot 10\text{мм} = 180\text{мм}$$

Где $n_1 = 10 \dots 30$ – для получения рационального значения по крутящему моменту и габаритам механизма, принимаем значение 18;

Координаты крепления коромысла относительно крепления кривошипа:

$$X = L_{\text{раб}} = 90 \text{ мм}$$

$$Y = R - r - L_{\text{раб}} \cdot \text{tg}(\beta_0) = 180\text{мм} - 10\text{мм} - 90\text{мм} \cdot \text{tg}(23,5^\circ) \approx 131 \text{ мм}$$

В меню «Исходные данные» вводим размеры звеньев механизма, а именно:

$r=10$ мм – радиус кривошипа;

$R=180$ мм – радиус коромысла;

$X=90$ мм; $Y=131$ мм – расстояние от точки крепления кривошипа до точки крепления маятника по осям X и Y соответственно;

φ – угол поворота кривошипа, будем рассматривать 12 положений механизма, с шагом в 30 градусов.

$\omega_1 = 19,55 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость кривошипа;

$m_1 = 4$ кг; $m_2 = 8,45$ кг; $m_3 = 1,8$ кг – ориентировочные массы звеньев 1, 2 и 3;

$q=0,5$ МПа – давление сжатия прессуемого материала (бетона); [101; 105; 106; 122]

$B=120$ мм – ширина рабочей плиты.

При разных углах поворота кривошипа, получаем значения геометрических, кинематических и динамических параметров звеньев механизма. Эти расчеты позволяют определить наиболее нагруженное положение механизма, его кинематические характеристики и сделать выводы о размерах узлов конструкции.

Программа автоматически находит крайние положения и выбирает начальное положение механизма, что является началом отсчета. Для рассчитываемого механизма первое положение будет находиться при угле $\varphi = 333^\circ$, движение происходит против часовой стрелки. Движение состоит из холостого и рабочего хода. Результаты расчета сведены в две таблицы, в таблицу 4.1.1 – результаты холостого хода (положения 1, 2, 3, 4, 5 и 6) и в таблицу 4.1.2 – результаты рабочего хода (положения 7, 8, 9, 10, 11 и 12).

Таблица 4.1.1. Результаты расчета холостого хода

	1	2	3	4	5	6
φ (°)	333	3	33	63	93	123
α (°)	30,45	3,85	22,71	50,32	79,75	68,9
β (°)	61,08	58,22	56,29	55,87	57,1	59,58

Продолжение таблицы 4.1.1. Результаты расчета холостого хода

γ (°)	3,45	6,85	10,29	12,68	13,25	11,9
ψ (°)	2,04	1,49	0,01	1,98	3,78	4,92
V_A (м/с)	0,195	0,195	0,195	0,195	0,195	0,195
V_B (м/с)	0	0,126	0,216	0,233	0,179	0,084
V_{S1} (м/с)	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098
V_{S2} (м/с)	0,098	0,118	0,181	0,209	0,187	0,133
V_{S3} (м/с)	0	0,063	0,108	0,117	0,09	0,042
ω_2 (с ⁻²)	-1,991	-2,343	-2,009	-1,018	0,28	1,42
ω_3 (с ⁻²)	0,003	-0,701	-1,199	-1,295	-0,995	-0,465
a_A (м/с ²)	3,821	3,821	3,821	3,821	3,821	3,821
a_B (м/с ²)	0	0,088	0,259	0,302	0,178	0,039
a_{S1} (м/с ²)	1,911	1,911	1,911	1,911	1,911	1,911
a_{S2} (м/с ²)	4,179	4,078	2,813	1,631	2,504	3,465
a_{S3} (м/с ²)	2,405	2,169	1,067	0,433	1,509	1,956
ε_2 (с ⁻¹)	-23,791	-1,135	25,991	45,662	48,191	34,914
ε_3 (с ⁻¹)	-26,719	-24,091	11,772	4,514	16,735	21,729
Q (Н)	0	0	0	0	0	0
R_O (Н)	101,4	96	81,5	68,3	67,6	64,1
R_A (Н)	70,4	62,5	41,9	21,8	22	26,7
R_B (Н)	27,3	29,1	38,2	47,2	46,9	52,1
R_C (Н)	37	38,9	48,1	57,2	56,7	61,8
$M_{УР}$ (Нм)	-0,2	-0,33	-0,25	-0,05	-0,14	-0,38
N (Вт)	3,9	6,5	4,9	1	2,7	7,4

Таблица 4.1.2. Результаты расчета рабочего хода

	7	8	9	10	11	12
φ (°)	153	183	213	243	273	303
α (°)	36,14	2,8	30,26	62,35	87,01	57,99
β (°)	62,61	65,35	67,13	67,51	66,4	64,07
γ (°)	9,14	5,8	2,74	0,65	0,01	0,99
ψ (°)	5,18	4,59	3,3	1,59	0,16	1,51
V_A (м/с)	0,195	0,195	0,195	0,195	0,195	0,195
V_B (м/с)	0,021	0,115	0,182	0,211	0,191	0,117
V_{S1} (м/с)	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098
V_{S2} (м/с)	0,094	0,12	0,168	0,198	0,193	0,151
V_{S3} (м/с)	0,011	0,057	0,091	0,106	0,096	0,059
ω_2 (с ⁻²)	2,084	2,173	1,743	0,926	-0,108	-1,157
ω_3 (с ⁻²)	0,119	0,637	1,012	1,174	1,061	0,65
a_A (м/с ²)	3,821	3,821	3,821	3,821	3,821	3,821
a_B (м/с ²)	0,003	0,073	0,184	0,248	0,203	0,076
a_{S1} (м/с ²)	1,911	1,911	1,911	1,911	1,911	1,911
a_{S2} (м/с ²)	3,744	3,446	2,765	2,071	2,235	3,295
a_{S3} (м/с ²)	1,902	1,54	0,944	0,167	0,89	1,845
ε_2 (с ⁻¹)	14,088	-7,006	-24,271	-35,702	-40,211	-36,73

Продолжение таблицы 4.1.2. Результаты расчета рабочего хода

ε_3 (с ⁻¹)	21,139	17,111	10,443	1,236	-9,829	-20,497
Q (Н)	900	1800	2700	3600	4500	5400
R _O (Н)	366.74	814.28	1271.35	1722.2	2164.8	2556,7
R _A (Н)	408.12	853	1307	1755.4	2197.1	2590,5
R _B (Н)	416.21	863.2	1302.1	1748.55	2204.8	2722,1
R _C (Н)	406.43	853.4	1292.2	1738.6	2194.9	2712,3
M _{yp} (Нм)	3.73	8.23	10.61	8	1.32	15,78
N (Вт)	83	160.95	207.5	156.7	25.84	308,5

Из таблицы 4.1.1 видно, что при холостом ходе механизма нагрузки почти отсутствуют. Из таблицы 4.1.2 видно, что максимальная мощность достигается в 6 положении (308,5 Вт). В 11 положении (когда угол кривошипа находится около угла 270°) мощность падает до 25,84 Вт при это рабочая плита действует на материал с максимальным усилием, это достигается за счет компоновки механизма. После прохождения угла 270° в 12 положении (угол кривошипа 303°) мощность повышается до 308,5 Вт, конец рабочего хода. Исходя из расчета получаем, что самым нагруженным является 12 положение. Для лучшей работы механизма необходима установка маховика. [43]

4.2. Сравнение результатов расчета по разработанной математической модели и существующим методом

Для проверки математической модели проведем расчет четырехзвенного механизма графоаналитическим методом для 8 положения и сравним полученные результаты. Данные расчетов сведем в таблицу 4.2.1, в последнем столбце вычислим относительное отклонение по следующей формуле: [48; 126]

$$\delta = \left| \frac{(k_1 - k_2) \cdot 100\%}{k_1} \right| \quad (4.2.1)$$

Где k_1 – результат из полученный из расчета на ЭВМ;

k_2 – результат из полученный из графоаналитического расчета.

Таблица 4.2.1. Сравнение результатов расчетов

Параметр расчета	Результаты расчета на ЭВМ	Результаты графоаналитического расчета	Отклонение в процентах
V_A (м/с)	0,195	0,195	0
V_B (м/с)	0,115	0,114	0,87
V_{S1} (м/с)	0,098	0,098	0
V_{S2} (м/с)	0,12	0,119	0,833
V_{S3} (м/с)	0,057	0,057	0
ω_2 (с ⁻²)	2,173	2,173	0
ω_3 (с ⁻²)	0,637	0,632	0,785
a_A (м/с ²)	3,821	3,81	0,288
a_B (м/с ²)	0,073	0,073	0
a_{S1} (м/с ²)	1,911	1,906	0,262
a_{S2} (м/с ²)	3,446	3,437	0,261
a_{S3} (м/с ²)	1,54	1,533	0,455
ε_2 (с ⁻¹)	-7,006	-6,908	1,4
ε_3 (с ⁻¹)	17,111	17,082	0,169
Q (Н)	1800	5400	0
R_O (Н)	814,28	809,84	0,545
R_A (Н)	853	855	0,243
R_B (Н)	863,2	861,18	0,234
R_C (Н)	853,4	855,39	0,233
$M_{УР}$ (Нм)	8,23	8,17	0,702

Исходя из таблицы видно, что максимальное отклонение между результатами расчетов равно 1,4% это говорит о том, что программа на ЭВМ проводит верные расчеты. И полученные отклонения — это результаты округления при графоаналитическом расчете.

4.3. Сравнение ударно-вибрационного механизма с аналогами по средней потребляемой мощности

Проведем сравнение средних потребляемых мощностей механизмами уплотнения, рассчитанными в главе 1.3 и новым ударно-вибрационным механизмом, рассчитанным в главе 4.1. Результаты расчета мощностей за цикл сведены в таблицу 4.3.1.

Таблица 4.3.1. Результаты расчетов мощностей, потребляемых различными механизмами уплотнения за цикл, Вт

Положение механизма	Трамбующий брус	Механизм зонного нагнетания	Ударно-вибрационный механизм
1	15,64	74,49	3,9
2	23,07	3,91	6,6
3	21,51	1,56	5
4	15,05	7,23	1
5	7,43	4,5	2,7
6	2,93	17,6	7,4
7	169,51	53,37	83
8	449,67	583,96	160,95
9	727,1	67,25	207,5
10	824,07	279,76	156,7
11	588,09	490,51	25,84
12	22,29	419,54	310,8
Среднее значение	238,9	167	80,9

На рисунке 4.3.1 графически отображены значения потребляемых за цикл мощностей механизмами уплотнения, положения 1...6 – холостой ход, 7...12 – рабочий ход.

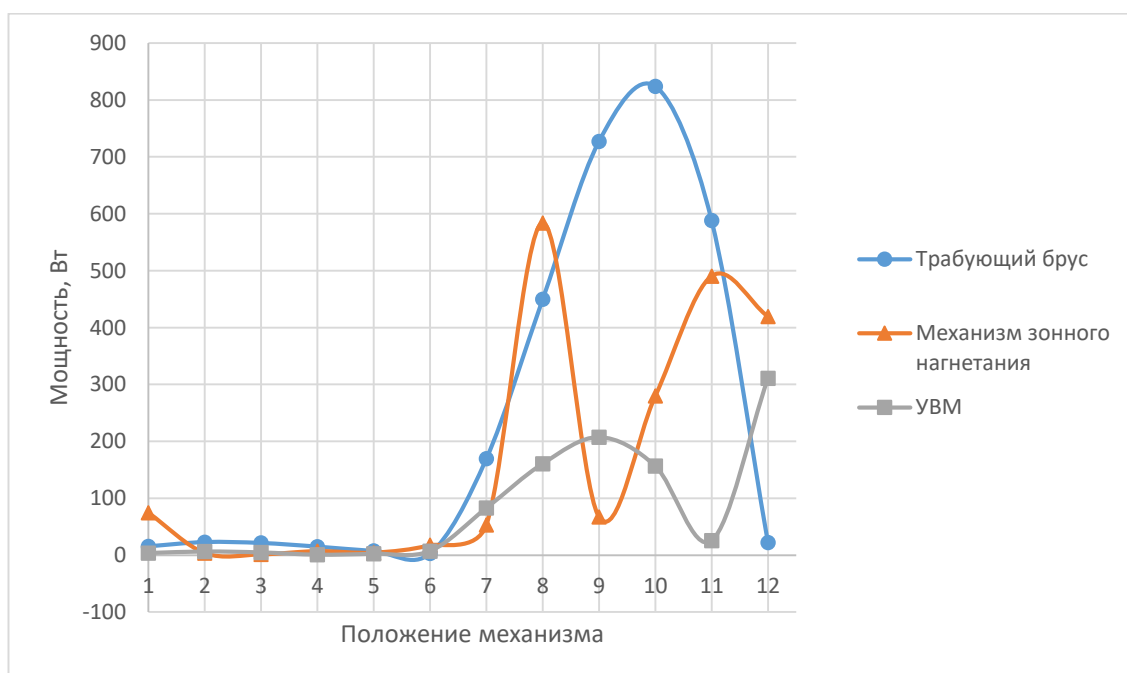


Рисунок 4.3.1. Мощности, потребляемые различными механизмами уплотнения за цикл

Сравнение средней потребляемой мощности ударно-вибрационным механизмом по сравнению с существующими механизмами – трамбующим

брусом и механизмом зонного нагнетания показало уменьшение средней потребляемой мощности в 2,95 и 2,06 раза, пиковой в 2,65 и 1,87 раза соответственно. На рисунке 4.3.2 показана гистограмма средних потребляемых мощностей механизмами уплотнения.

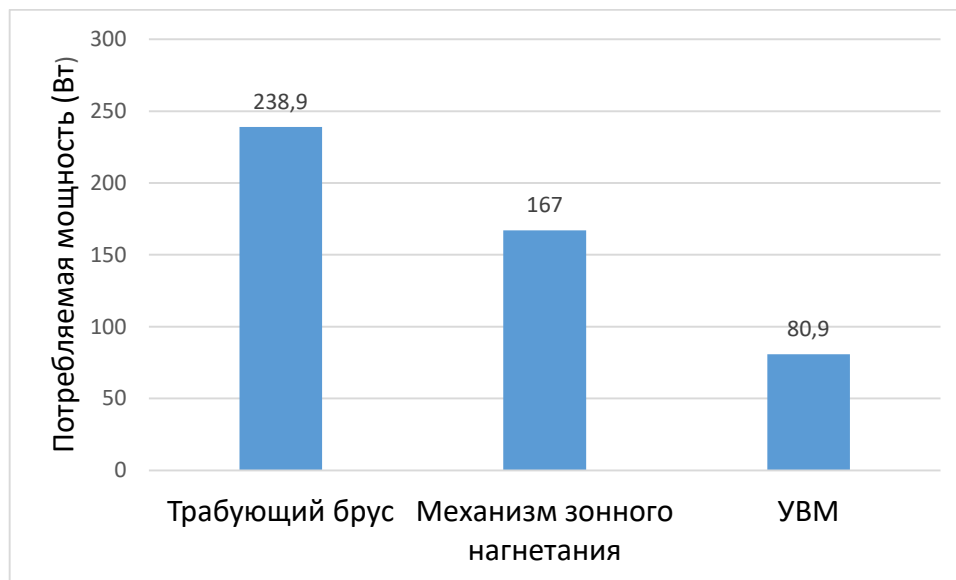


Рисунок 4.3.2 Гистограмма средних потребляемых мощностей различными механизмами уплотнения

4.4. Выводы по главе 4

1) Проведен расчет размеров четырехзвенного механизма по разработанной методике и математической модели.

2) Сравнение параметров ударно-вибрационного механизма, рассчитанных по разработанной математической модели с существующим методом расчета, показало незначительные отклонения (до 1,4%), следовательно, разработанная математическая модель достоверна.

3) Сравнение средних потребляемых мощностей механизмами уплотнения показало уменьшение средней потребляемой мощности ударно-вибрационным механизмом по сравнению с существующими механизмами – трабующим брусом и механизмом зонного нагнетания в 2,95 и 2,06 раза, а пиковой в 2,65 и 1,87 раза соответственно, что говорит о повышении экономической эффективности новой уплотняющей машины.

5. Экспериментальные исследования эффективности ударно-вибрационного механизма

Задачи экспериментального исследования явились:

1. Изготовить экспериментальный стенд;
2. Проверить работоспособность принципиальной схемы ударно-вибрационного механизма;
3. Определить значения возникающего давления сжатия материала для трех видов бетона и затрачиваемые при этом механизмом мощности.
4. Оценить прочность и фактический коэффициент уплотнения образцов бетона.
5. Сравнить экспериментальные и теоретические результаты.

Сравнение результатов теоретического и экспериментального расчетов потребляемой мощности позволяет проверить насколько точно теоретический расчет механизма отражает действительные динамические нагрузки, возникающие в механизме при его работе. Так же немаловажно проверить работоспособность самого механизма и технические характеристики получаемых уплотняемых образцов, и сравнить с существующими.

5.1. Описание экспериментальной формовочной установки

Исходя из рассчитанных ранее параметров четырехзвенного механизма разработана его 3D модель, которая изображена на рисунке 5.1.1, и 3D модель самого стенда, изображенная на рисунке 5.1.2. [13] По этим 3D моделям разработаны рабочие чертежи механизма и стенда, по которым на заводе Промышленных установок город Челябинск изготовлен сам стенд в металле.

Четырехзвенный механизм состоит из маховика 1 для сглаживания колебаний возникаемых при работе механизма, двух подшипниковых узлов 2 для крепления механизма на раме стенда, эксцентрикового вала 3, для передачи крутящего момента и вращения механизма, рабочего органа 4, который непосредственно прессует материал, коромысла 5, кронштейна 6 для крепле-

ния коромысла к раме станда и муфты 7 для передачи крутящего момента от привода на эксцентриковый вал.

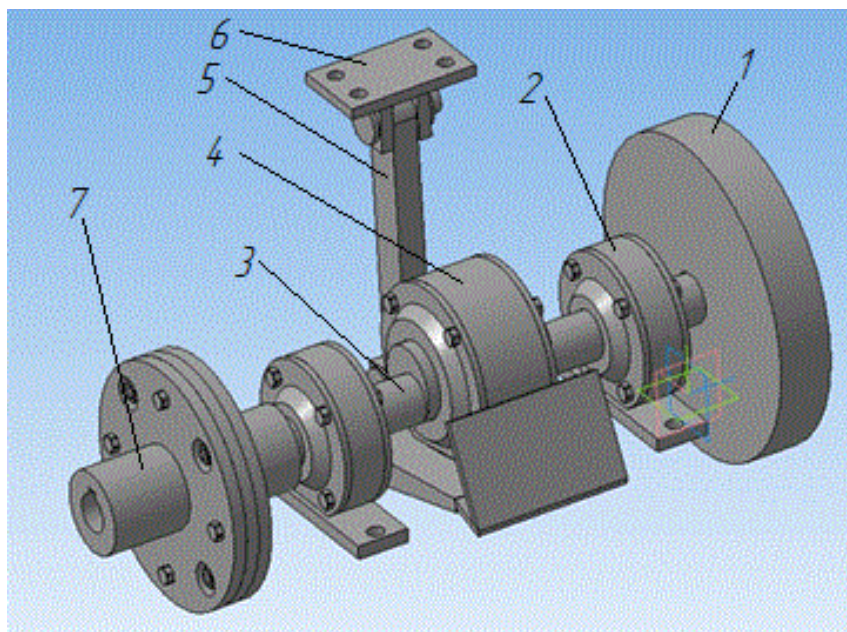


Рисунок 5.1.1. 3D модель четырехзвенного механизма

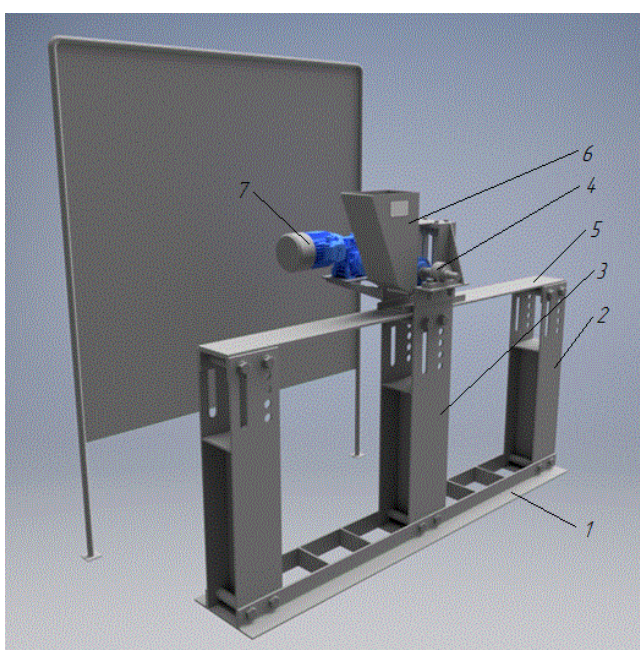


Рисунок 5.1.2. 3D экспериментального станда

Экспериментальный станд состоит из опорной плиты 1, на которую крепятся две стойки 2 и центральная стойка 3, на центральной стойке устанавливается четырехзвенный механизм 4, бункер питатель 6 для подачи материала в зону прессования и привод с электродвигателем 7. На стойки посредством

штифтов устанавливается рабочий стол 5, с возможностью регулирования по высоте прессования от 65 мм до 250 мм.

Изготовленный в металле экспериментальный стенд установлен в лаборатории «Строительно-дорожные и специальные машины» кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ (НИУ), имеет следующие технические характеристики: [2]

Частота ударов (силовых импульсов).....	3 Гц
Мощность привода	3 кВт
Размеры формуемых образцов.....	120*250*65 мм
Масса формовочной установки.....	105 кг
Габаритные размеры.....	1000*2000*1500 мм

На рисунке 5.1.3 изображен общий вид экспериментальной формовочной установки, установленной в лаборатории. [5]



Рисунок 5.1.3. Общий вид экспериментальной формовочной установки

На формовочной установке установлен мотор-редуктор NMRV 075 (рисунок 5.1.4) со следующими техническими характеристиками (таблица 5.1.1).



Рисунок 5.1.4. Мотор-редуктор NMRV 075
а) общий вид; б) закрепленном на стенде виде

Таблица 5.1.1. Технические характеристики мотор-редуктора NMRV 075

Наименование № (Исполнение)	NMRV 075
Мощность двигателя, кВт	3
Обороты электродвигателя, об/мин	1400
Консольная нагрузка, Н	2785
Передаточное число	7,5
Крутящий момент на выходном валу, Нм	186,7

Экспериментальные исследования проведены на бетоне, состав которого мы определен исходя из расчетов. [6; 7; 25; 44]

Задаемся материалами цемент М-200 прочностью $R_{ц}=20$ МПа; песок строительный плотностью $\rho_{п}=1500$ кг/м³ и истинной плотностью $\rho_{пн}=2630$ кг/м³; щебень мелкозернистый фракцией 5-20 мм; плотностью $\rho_{щ}=1360$ кг/м³ и истинной плотностью $\rho_{щн}=2600$ кг/м³.

Состав бетона определен по следующей методике:

Водоцементное отношение для $V/C > 0.4$:

$$V/C = \frac{A \cdot R_{ц}}{R_6 + 0,5 \cdot A \cdot R_{ц}} \quad (5.1.1)$$

для $V/C < 0.4$:

$$V/C = \frac{A_1 \cdot R_{ц}}{R_6 - 0,5 \cdot A_1 \cdot R_{ц}} \quad (5.1.2)$$

Где коэффициенты A и A_1 определяем исходя из таблицы 5.1.2. [25; 102]

Таблица 5.1.2 Значения коэффициентов A и A_1 в формулах (5.1.1) и (5.1.2)

Материалы для бетона	A	A_1
Высококачественные	0.65	0.43
Рядовые	0.6	0.4
Пониженного качества	0.55	0.37

Исходя из графика, представленного на рисунке 5.1.5 определяем ориентировочный расход воды. [25; 116]

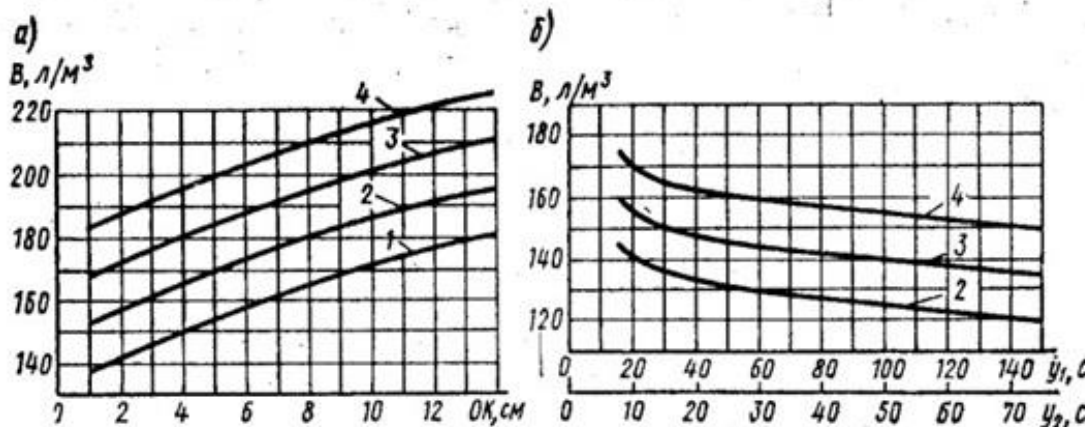


Рисунок 5.1.5. График зависимости водопотребности в пластичной (а) и жесткой (б) бетонной смеси, изготовленной с применением портландцемента, песка средней крупности (водопотребностью 7%) и гравия наибольшей крупности: 1 – 80 мм; 2 – 40 мм; 3 – 20 мм; 4 – 10 мм.

Расход цемента необходимого для создания одного метра кубического бетонной смеси:

$$Ц = \frac{B}{W/C} \quad (5.1.3)$$

Пустотелость щебня и коэффициент раздвижки α исходя из таблицы 5.1.3: [25; 119]

$$П_{Щ} = 1 - \frac{\rho_{Щ}}{\rho_{Щ(ист)}} \quad (5.1.4)$$

Расход щебня, необходимого для создания одного метра кубического бетонной смеси:

$$Щ = \frac{1000}{\frac{\alpha \cdot П_{Щ}}{\rho_{Щ}} + \frac{1}{\rho_{Щ(ист)}}} \quad (5.1.5)$$

Расход песка, необходимого для создания одного метра кубического бетонной смеси:

$$\Pi = \rho_{\Pi(\text{ист})} \cdot \left(1000 - \frac{\text{Ц}}{\rho_{\text{ц}}} - \text{В} - \frac{\text{Щ}}{\rho_{\text{щ}(\text{ист})}} \right) \quad (5.1.6)$$

Таблица 5.1.3. Оптимальные значения коэффициента α для бетонных смесей

Расход цемента кг/м ³	Оптимальные значения коэффициента α при В/Ц				
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
250	-	-	1,26	1,32	1,38
300	-	1,3	1,36	1,42	-
350	1,32	1,38	1,44	-	-
400	1,4	1,46	-	-	-
500	1,5	1,56	-	-	-

Теоретическую плотность бетонной смеси:

$$\rho_{\text{т}} = \text{В} + \text{Ц} + \text{Щ} + \Pi \quad (5.1.7)$$

Состав бетонов для нескольких видов:

- 1) средняя прочность бетонного образца принимаем 12 МПа с подвижностью по осадке конуса 4...5 см.
- 2) средняя прочность бетонного образца принимаем 12 МПа при жесткости бетонной смеси 20 с.
- 3) средняя прочность бетонного образца принимаем 16 МПа при жесткости бетонной смеси 20 с.

Таблица 5.1.4. Результаты расчета бетонов

Параметр бетонной смеси	R _б =12 МПа; осадка конуса 4...5 см	R _б =12 МПа; жесткость бетонной смеси 20 с	R _б =16 МПа; жесткость бетонной смеси 20 с
R _ц (МПа)	20	20	20
В/Ц	0,67	0,67	0,55
В (кг/м ³)	170	130	130
Ц (кг/м ³)	253,73	179,1	236,36
Пщ	0,48	0,48	0,48
α	1,38	1,1	1,1
Щ (кг/м ³)	1147,22	1293,91	1293,91
П (кг/м ³)	466,35	613,03	461,24
$\rho_{\text{т}}$ (кг/м ³)	2037,3	2206,04	2121,51

Эксперимент проводится для каждого из этих составов бетона.

5.2. Приборы и оборудование, использованные при проведении экспериментальных исследований

Для определения усилия, действующего на уплотняемый материал, использован электронный динамометр на сжатие ДОС-3,5И (рисунок 5.2.1) со следующими техническими характеристиками (таблица 5.2.1), (приложение 3).

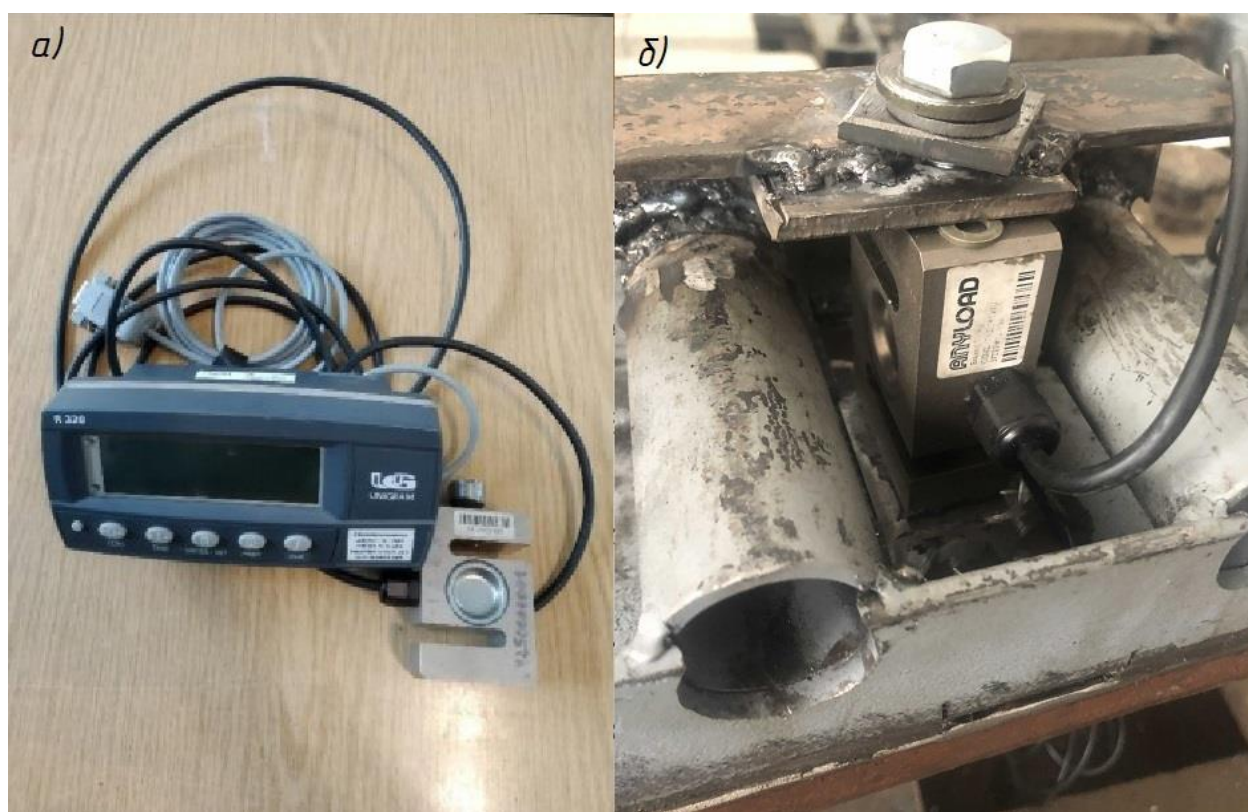


Рисунок 5.2.1. Электронный динамометр на сжатие ДОС-3-5И а) общий вид; б) в закрепленном на стенде виде

Таблица 5.2.1. Технические характеристики динамометра

Наименование № (Исполнение)	ДОС-3-5И
Наибольший предел измерения, кН:	5
Наименьший предел измерения, кН:	0,5
Дискретность отсчетного устройства, кН:	0,001

Динамометр представляет собой тензометрический датчик, соединенный кабелем связи с электронным измерительным индикатором. Во время процесса уплотнения композиционного материала производится измерение вертикального усилия сжатия, действующего на материал в режиме реального

времени. Данные отображаются на дисплее компьютера. Информация о за- меренных значениях приведена в приложение Б.

Для регулирования частоты вращения электродвигателя использован ча- тотный преобразователь INSTART, серии MCI-G3/7-4D (рисунок 5.2.2) со следующими техническими характеристиками (таблица 5.2.2). [59]



Рисунок 5.2.2. Частотный преобразователь INSTART, серии MCI-G3/7-4D а) общий вид; б) подключенном на стенде виде

Таблица 5.2.2. Технические характеристики частотного преобразователя

Наименование № (Исполнение)	INSTART, серии MCI-G3/7-4D
Назначение	Универсальный, общепромышлен- ный
Напряжение, В:	230...400
Количество фаз:	3
Мощность, кВт:	3,7

Частотный преобразователь представляет собой электрический прибор для регулирования частоты тока от 5 до 50 Гц.

Для изготовления раствора бетона применяется бетоносмеситель Б-63 (рисунок 5.2.3) со следующими техническими характеристиками (таблица 5.2.3). [60; 63]



Рисунок 5.2.3. Бетоносмеситель Б-63

Таблица 5.2.3. Технические характеристики бетоносмесителя

Наименование № (Исполнение)	Б-63
Рабочий объем, л.	63
Напряжение, В:	220
Частота вращения барабана, об/мин:	28
Мощность двигателя, кВт:	0,22
Габариты, мм:	615*575*370
Вес, кг:	29

Для замера потребляемой электродвигателем мощности применяется ваттметр К-540 (рисунок 5.2.4) со следующими техническими характеристиками (таблица 5.2.4). [41; 59]



Рисунок 5.2.4. Ваттметр К-540

Таблица 5.2.4. Технические характеристики ваттметра

Наименование № (Исполнение)	К-540
Номинальный ток, А:	От 0,5 до 10
Напряжение, В:	30, 75, 150, 300, 450, 600
Класс точности:	0,5
Габариты, мм:	505*330*190
Вес, кг:	15

5.3. Описание экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проведены в лаборатории «Строительно-дорожные и специальные машины» кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЮУрГУ (г. Челябинск). Автором разработан и изготовлена специальная формовочная установка (экспериментальный стенд), описанная в главе 5.1 (рисунок 5.1.3). В экспериментальных исследованиях применено дополнительное навесное оборудование, описанное в главе 5.2. Основной объем экспериментальных исследований выполнен на образцах бетона размером 250*120*65 мм. Исследование состоит из следующих этапов:

1) Определение давления сжатия, действующего на уплотняемый материал и потребляемой электродвигателем мощности при формовании бетонных образцов, сравнение полученных экспериментальных данных с теоретическими.

2) Проверка на прочность и определение фактического коэффициента уплотнения образцов бетона, сравнение с образцами, рассчитанными по общепринятой технологии.

Электродвигатель подключен к сети через ваттметр для измерения потребляемой мощности. В столе рамы выполнено специальное отверстие с ответной частью (плитой размером 50*100 мм), как показано на рисунке 5.3.1 а. К столу приварен специальный кронштейн для крепления динамометра, к динамометру, посредством болтового соединения крепится плита, как показано на рисунке 5.3.1 б. При работе механизма плита нагнетателя воздействует на уплотняемый материал, который в свою очередь воздействует на нагру-

зочную плиту, усилие с которой считывается с динамометра и обрабатывается на компьютере.

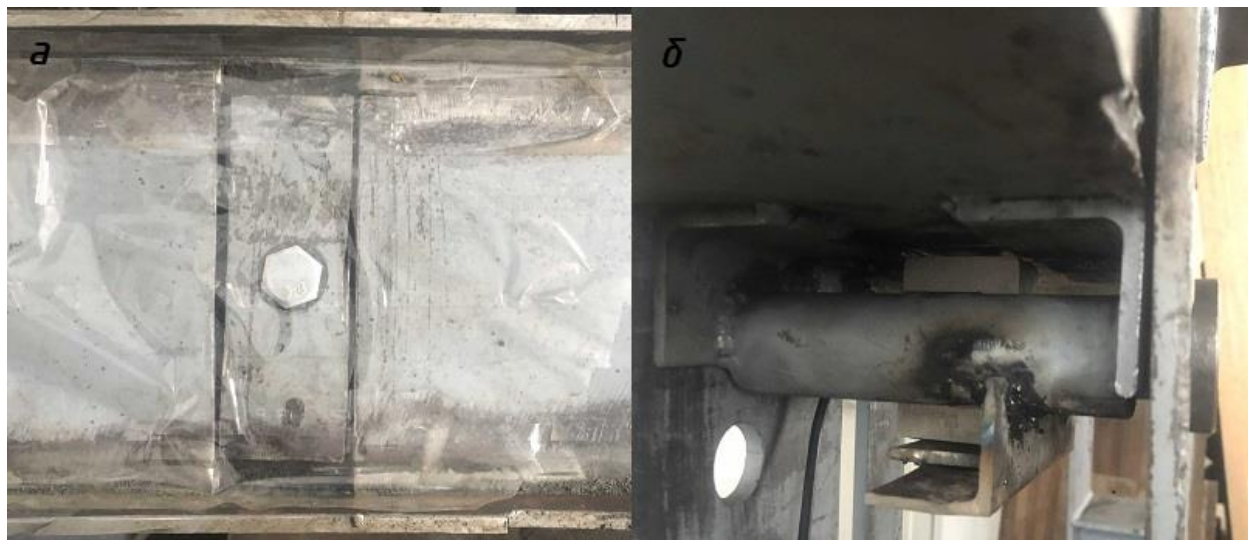


Рисунок 5.3.1. а) Отверстие и ответная часть; б) Крепление динамометра

В бетоносмесителе Б-63 подготовлена по описанной в главе 5.1 рецептуре бетонная смесь, далее она перемещена в бункер-питатель 6, из которого она попадает в специальную форму в которой происходит формование. Перемещение формы происходит с одинаковой скоростью $V=2$ м/мин. Во время работы производим замеры усилия на динамометре и потребляемой мощности на ваттметре. Испытания проводим 3 раза, полученные в ходе эксперимента образцы выдерживаются при температуре 25 °С в течении 28 суток, после чего испытываются на прочность. [45] Для каждого полученного образца рассчитываем коэффициент уплотнения по описанной ниже методике. [52]

Расчет коэффициента уплотнения проведен по следующей формуле:

$$k_y = \frac{\rho_{\phi}}{\rho_{\tau}} \quad (5.3.1)$$

Где ρ_{ϕ} – фактическая плотность уплотнения смеси, рассчитываем исходя из формулы:

$$\rho_{\phi} = \frac{m}{V} \quad (5.3.2)$$

m – масса свежесформованного образца, кг;

$V = l \cdot b \cdot h = 0,25\text{м} \cdot 0,12\text{м} \cdot 0,065\text{м} = 1,95 \cdot 10^{-3}\text{м}^3$ – объем образца;

ρ_T – теоретическая плотность уплотнения смеси, определена в главе 5.1.

Через значение потребляемой мощности снятого с ваттметра и КПД привода рассчитана потребляемая мощность на кривошипе:

$$N_{кр} = \eta \cdot N \quad (5.3.3)$$

Где N – снимаемое значение мощности в ваттах;

η – КПД привода:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_m \cdot (\eta_{п.п.к.})^2 \cdot (\eta_{п.п.с.})^2 \quad (5.3.4)$$

Где $\eta_p = 0,71$ – КПД червячного редуктора, заявленное фирмой производителем; [46]

$\eta_m = 0,96$ – КПД компенсирующей муфты; [51]

$\eta_{п.п.к.} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения; [67]

$\eta_{п.п.с.} = 0,98$ – КПД пары подшипников скольжения; [72]

Получаем:

$$\eta = 0,71 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98^2 = 0,6416$$

Давление сжатия, действующее на уплотняемый материал определяем исходя из формулы в кПа: [104]

$$q = \frac{Q \cdot 10^4}{S} \quad (5.3.5)$$

Где Q – усилие снятое с динамометра, в даН;

S – площадь плиты, определяемое по формуле:

$$S = a \cdot b = 50\text{мм} \cdot 100\text{мм} = 5000\text{мм}^2$$

Все полученные результаты исследований обработаны и сравнены с теоретически рассчитанными.

5.4. Обработка результатов полученных значений в ходе проведения экспериментальных исследований

Результатом 1 этапа экспериментов являются определение давления сжатия, действующего на уплотняемый материал и потребляемой электродвигателем мощности при формовании бетонных образцов. На рисунке 5.4.1 показан график зависимости усилия, снятого с динамометра от времени проведения эксперимента.

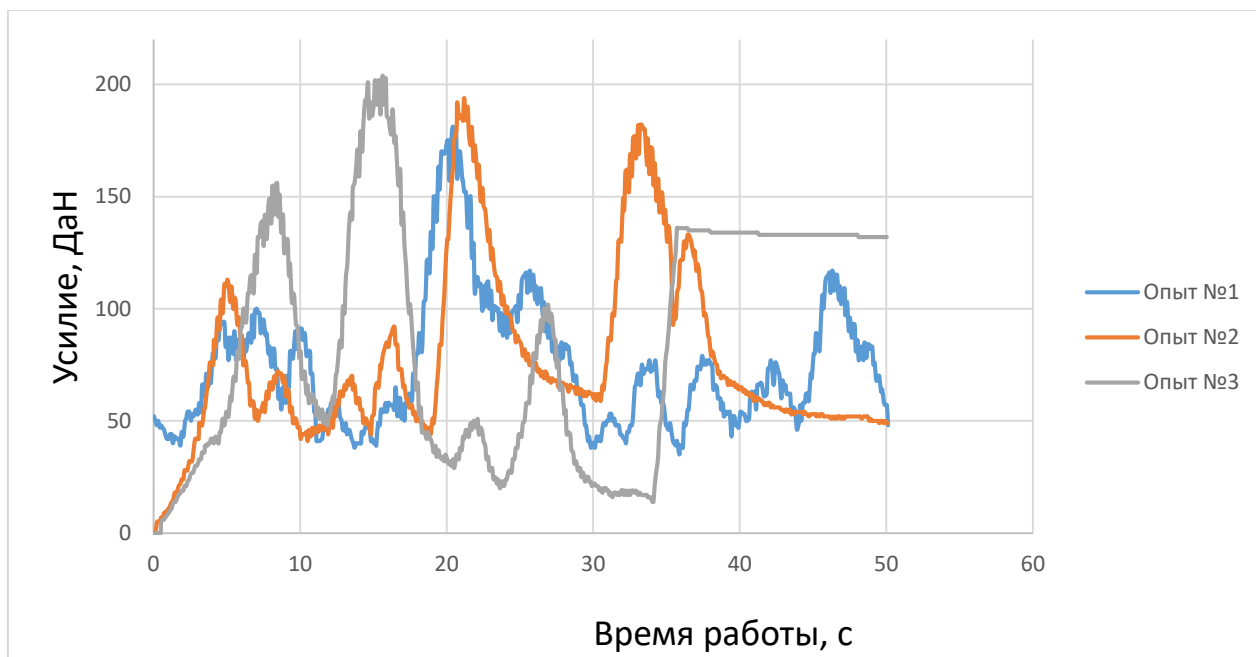


Рисунок 5.4.1. Результаты замеров динамометром

Из графика видны примерно одинаковые пики нагрузки, эти нагрузки смещены во времени. Это связано с нестабильным поступлением смеси под рабочую плиту. Пиковые нагрузки сведены в таблицу 5.4.1.

При обработке результатов экспериментальных данных оценены полученные значения измерений и выявлены различия их значений. Из ряда полученных данных определено среднее значение и оценена погрешность. Запишем методику обработки результатов измерений. [53]

Выборочное среднее значение по выборке определим по формуле:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (5.4.1)$$

В качестве оценки случайной погрешности среднего значения x принимается выборочное стандартное отклонение: [54]

$$S_{\bar{x}} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.4.2)$$

Доверительный интервал:

$$\Delta_{\text{сл}} = t_{\alpha, n-1} \cdot S_{\bar{x}} \quad (5.4.3)$$

где $t_{\alpha, n-1} = 2,262$ — коэффициент Стьюдента для выбранного значения вероятности коэффициента доверия $\alpha = 0,95$; $n = 10$. [48]

Таблица 5.4.1. Результаты замера усилия, возникающего в динамометре, ДаН

№	1 опыт	2 опыт	3 опыт
1	162	192	179
2	169	186	193
3	177	194	201
4	182	181	192
5	165	173	202
6	182	180	202
7	180	164	203
8	176	166	204
9	171	173	189
10	164	184	177
\bar{x}	172,8	179,3	194,2
$S_{\bar{x}}$	2,4074	3,2285	3,1651
$\Delta_{сл}$	5,4455 \approx 5,5	7,303 \approx 7,3	7,1594 \approx 7,2
Усилие, ДаН:	172,8 \pm 5,5	179,3 \pm 7,3	194,2 \pm 7,2
Давление сжатия, кПа:	345,6	358,6	388,4

С учетом полученного значения давления сжатия пересчитываем теоретические значения потребляемой мощности для каждого случая.

Значения потребляемых мощностей, снятых во время опытов сведены в таблицу 5.4.2. В первом опыте механизм работал в режиме холостого хода, во 2 опыте механизм совершал работу по уплотнению бетонной смеси.

Таблица 5.4.2. Результаты испытаний мощности, снимаемого с ваттметра, Вт

№	Нагруженный ход			Холостой ход
	1 опыт	2 опыт	3 опыт	4 опыт
1	405	441	450	180
2	423	297	315	171
3	441	432	369	166,5
4	315	396	441	184,5
5	378	351	351	175,5
6	306	423	333	193,5
7	432	396	387	180
8	405	270	432	175,5
9	369	414	414	171
10	315	423	459	189
\bar{x}	378,9	384,3	395,1	178,65
$S_{\bar{x}}$	16,1805	18,6893	16,2914	2,6874
$\Delta_{сл}$	36,6004 \approx 36,6	42,2752 \approx 42,3	36,8512 \approx 36,9	6,0791 \approx 6,1
Результат:	378,9 \pm 36,6	384,3 \pm 42,3	395,1 \pm 36,9	178,65 \pm 6,1

При расчете механизма на холостом ходу средняя потребляемая мощность составляет 178,65 Вт.

Исходя из этого определим действительную мощность, затрачиваемую на выполнение работы:

$$N_{д1} = (N_{н1} - N_x) \cdot \eta = (378,9 - 178,65) \cdot 0,6416 = 128,5 \text{ Вт}$$

$$N_{д2} = (N_{н2} - N_x) \cdot \eta = (384,3 - 178,65) \cdot 0,6416 = 131,9 \text{ Вт}$$

$$N_{д3} = (N_{н3} - N_x) \cdot \eta = (395,1 - 178,65) \cdot 0,6416 = 138,3 \text{ Вт}$$

Результатом 2 части эксперимента является ряд значений прочности и коэффициентов уплотнения полученных бетонных образцов, для этого отобрали 10 бетонных образцов для каждого вида бетона. На рисунке 5.4.2 показаны образцы бетона полученный в ходе эксперимента. Результаты полученных значений и результаты расчетов погрешностей сведены для прочности бетонных образцов в таблицу 5.4.3.



Рисунок 5.4.2. Образцы бетона

Таблица 5.4.3. Результаты испытаний прочности образцов бетона

№ образца	Прочность на сжатие, МПа		
	1 опыт	2 опыт	3 опыт
1	16,88	16,97	17,64
2	12,47	17,29	17,67
3	12,68	13,26	19,31
4	12,14	11,22	21,86
5	16,97	14,21	15,64
6	16,17	11,64	20,01
7	12,68	14,66	15,18
8	14,31	13,88	17,19
9	13,15	14,59	15,93
10	15,99	16,84	18,89

Продолжение таблицы 5.4.3. Результаты испытаний прочности образцов бетона

\bar{x}	14,34	14,46	17,93
$S_{\bar{x}}$	0,62	0,67	0,66
$\Delta_{сл}$	1,4	1,51	1,51
Результат:	$14,34 \pm 1,4$	$14,46 \pm 1,51$	$17,93 \pm 1,51$

Результаты полученных значений и результаты расчетов погрешностей сведены для фактической плотности бетонных образцов в таблицу 5.4.4.

Таблица 5.4.4. Результаты замера фактической плотности образцов бетона

№ образца	Плотность, кг/м ³		
	1 опыт	2 опыт	3 опыт
1	1992,28	2172,95	2089,69
2	2002,46	2157,95	2075,26
3	2028,13	2197,88	2113,66
4	2000,63	2172,73	2089,48
5	2020,8	2200,97	2116,63
6	2003,28	2161,92	2079,08
7	1985,55	2190,6	2106,66
8	2014,89	2169,42	2086,29
9	1989,42	2167,43	2084,38
10	2033,43	2156,4	2073,78
\bar{x}	2007,1	2174,8	2091,5
$S_{\bar{x}}$	5,22	5,11	4,91
$\Delta_{сл}$	11,8	11,5	11,1
Результат:	$2007,1 \pm 11,8$	$2174,8 \pm 11,5$	$2091,5 \pm 11,1$

Рассчитаем коэффициент уплотнения для каждого опыта по следующей формуле:

$$k_{y1} = \frac{\rho_{\phi 1}}{\rho_{T1}} = \frac{2007,1 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}}{2037,3 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}} = 0,9852$$

$$k_{y2} = \frac{\rho_{\phi 1}}{\rho_{T1}} = \frac{2174,8 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}}{2206,04 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}} = 0,9859$$

$$k_{y3} = \frac{\rho_{\phi 1}}{\rho_{T1}} = \frac{2091,5 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}}{2121,51 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}} = 0,98585$$

Как видно из полученных результатов коэффициент составляет порядка 0,985, средний коэффициент уплотнения для существующих машин составляет 0,96. [24; 25; 63; 103]

5.5. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов

После обработки результатов экспериментальных данных, проведено сравнение полученной экспериментально затрачиваемой мощности с рассчитанной теоретически мощностью при полученных экспериментально давлениях сжатия для каждого из видов бетона. В таблице 5.5.1 показаны экспериментальная, теоретически рассчитанная мощности и их относительная погрешность. [53; 54]

Таблица 5.5.1. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов по мощности

№	Давление сжатия, кПа	Экспериментально полученная мощность, Вт	Теоретически рассчитанная мощность, Вт	Относительная погрешность, %
1 опыт	345,6	128,5	116,2	9,6
2 опыт	358,6	131,9	120,6	8,56
3 опыт	388,4	138,3	130,7	5,5

На рисунке 5.5.1 представлены результаты сравнения теоретических и экспериментальных значений затрачиваемой мощности.

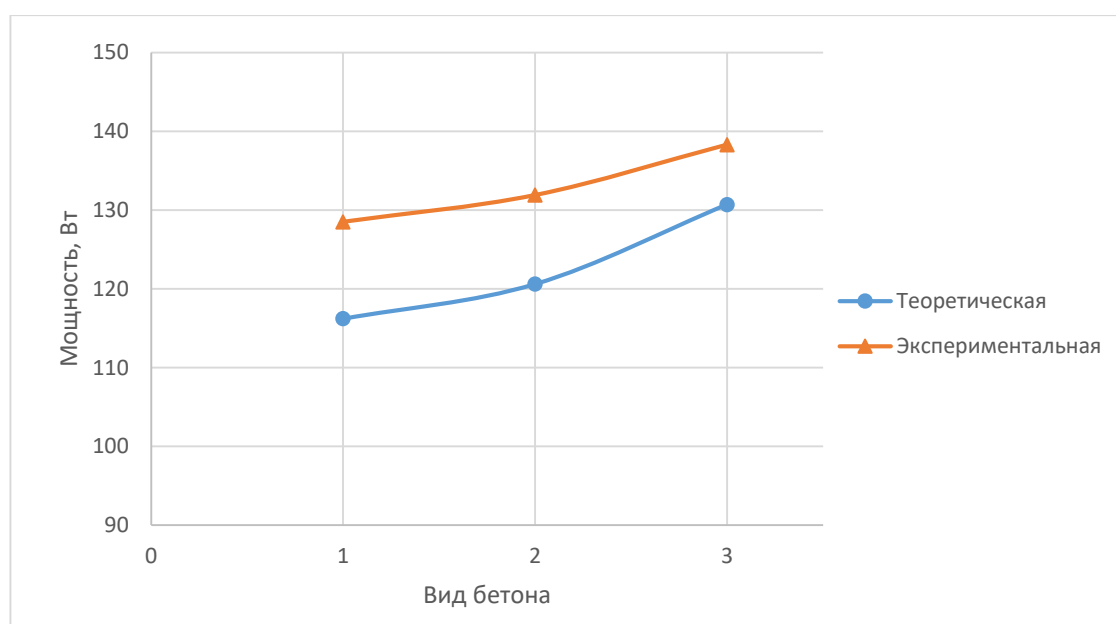


Рисунок 5.5.1. Результаты сравнения теоретических и экспериментальных значений затрачиваемой мощности

Полученные значения прочности на сжатие и коэффициента уплотнения сравниваются с теоретическими для конкретной бетонной смеси. На рисунках 5.5.2-5.5.3 представлены результаты теоретических и экспериментальных

исследований значений прочности на сжатие и коэффициента уплотнения.
[36; 53]

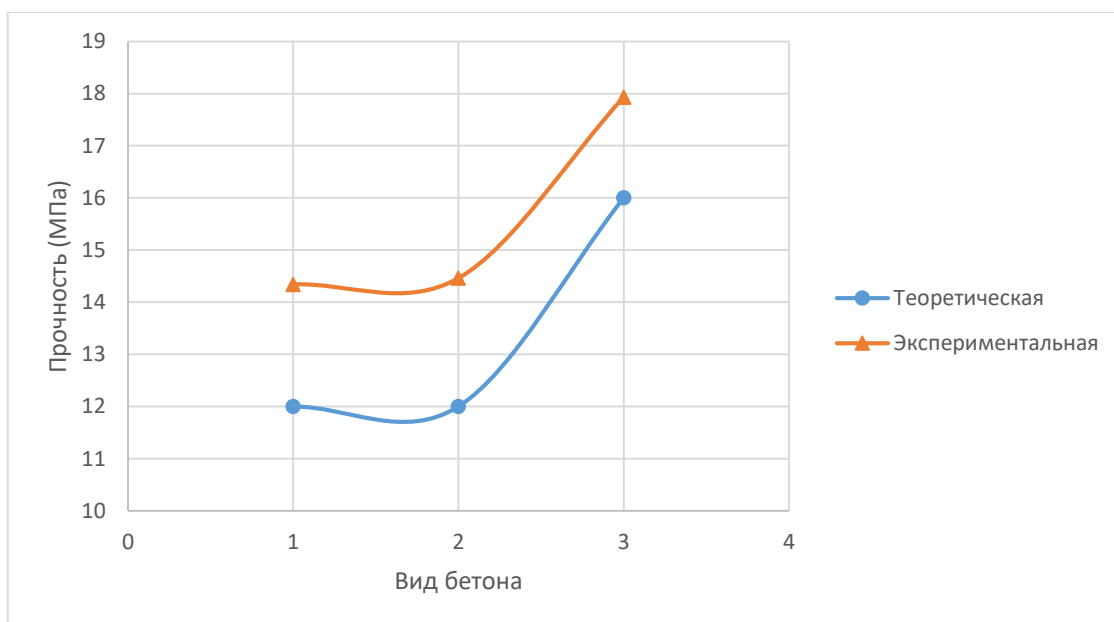


Рисунок 5.5.2. Результаты сравнения теоретических и экспериментальных значений по прочности сжатия

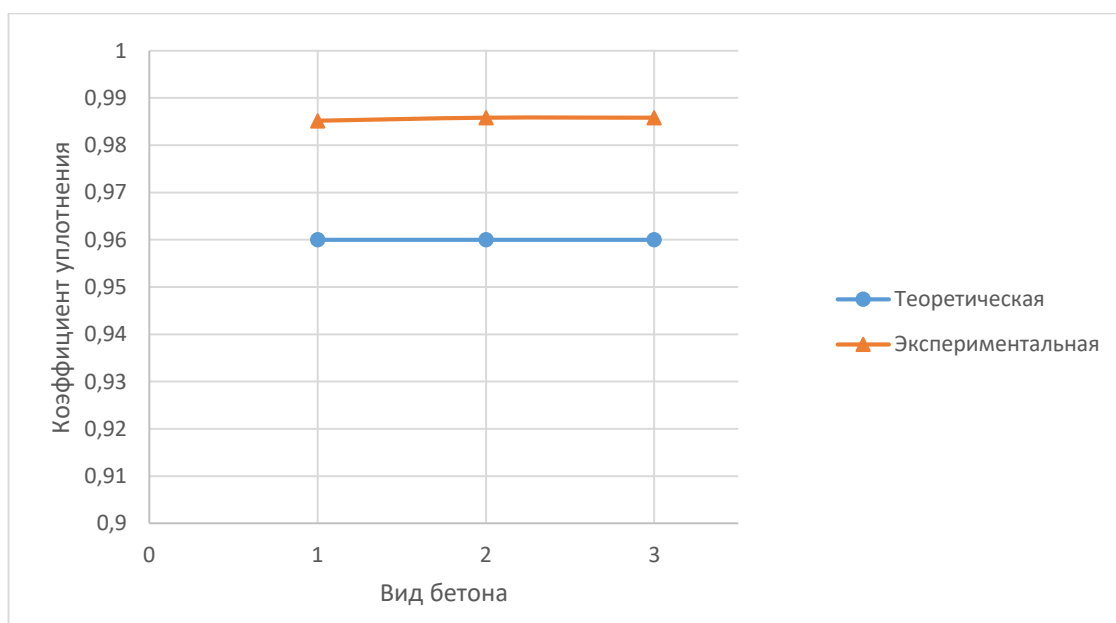


Рисунок 5.5.3. Результаты сравнения теоретических и экспериментальных значений по коэффициенту уплотнения

Из полученных результатов видно, что максимальное расхождение экспериментально полученных и теоретически рассчитанных значений мощности составляет 9,6%. Прочность бетонных образцов, уплотненных на экспериментальной установке на 12-20,5% процентов выше, чем полученная су-

существующим методом уплотнения. Коэффициент уплотнения полученный в ходе эксперимента на 2,7% выше, чем полученный существующим методом уплотнения.

В теории, изложенной в научных трудах В.И. Баловнева сформулированы критерии подобия, позволяющие распространять результаты исследования стендового образца ударно-вибрационного механизма на промышленные образцы. [30; 31; 32]

Эти положения теории позволяют с достаточной степенью достоверности использовать результаты экспериментальных исследований лабораторной модели ударно-вибрационного механизма, изложенные в этой главе диссертации, при проектировании полноразмерных промышленных образцов.

5.6. Выводы по главе 5

1. Разработан и реализован экспериментальный стенд с ударно-вибрационным механизмом.

2. Подобрано необходимое оборудование для проведения испытаний.

3. Разработана методика проведения испытаний.

4. Рассчитаны рецепты 3 видов бетона для проведения эксперимента.

5. Проведенные эксперименты подтвердили работоспособность принципиальной схемы ударно-вибрационного механизма, образцы бетона показали более высокую прочность (на 12-20,5% выше) и коэффициент уплотнения (на 2,7% выше) по сравнению с существующими методами уплотнения.

6. Результаты сравнения теоретических и экспериментальных данных показали незначительные отклонения (максимальное отклонение 9,6%), тем самым верифицировав разработанную математическую модель.

Основные результаты и выводы по диссертации

1) Разработана математическая модель функциональной системы ударно-вибрационного механизма, которая является оригинальной, поскольку модели, имеющиеся в технической литературе, отличаются приложением нагрузки и компоновкой четырехзвенного механизма.

2) Разработан метод определения геометрических, кинематических и динамических характеристик ударно-вибрационного механизма, отличающийся аналитическим выражением.

3) Разработана методика определения рациональных параметров ударно-вибрационного механизма, в составе машины для уплотнения заданной производительности по критерию минимальной потребляемой мощности. Получены значения коэффициентов $n_1=10...30$ и $n_2=5...9$ для определения оптимальных значений размеров механизма на этапе начального проектирования.

4) В ходе испытания ударно-вибрационного механизма на экспериментальном стенде, были подтверждены технологические возможности и преимущества этого механизма в сравнении с существующей технологией уплотнения: коэффициент уплотнения образцов бетона увеличился в 1,027 раза, а прочность в 1,12-1,2 раза.

5) Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показали, что максимальное расхождение по потребляемой мощности составляет 9,6 %.

6) Внедрение нового ударно-вибрационного механизма для уплотнения бетонной смеси позволяет уменьшить потребление мощности в 2-3 раза по сравнению с существующими аналогами и добиться экономии цемента на 30% за счет применения жестких бетонных смесей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Abu-Zarifa, A. Theory of Machines /A. Abu-Zarifa // Islamic University of Gaza. Department of Mechanical Engineering. 2012. – 41 p.
2. Asfandiarov M. A., Kromsky E.I., Tilloev K.Z. Development of methods for the computer calculation of a new composite materials compaction mechanism. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Vol. 1. – P. 71–78.
3. Boehm B. U. Engineering design of software. – translation from English under the editorship of prof. Krasilova A.A., M.: Radio and Communication, 1985. – 512 p.
4. Cuadrado, J. Role of mms and iftomm in multibody dynamics /J. Cuadrado, J. Escalona, W. Schiehle, R. Seifried// Springer International Publishing, 2011. p. 161-172.
5. Gamma E. Object-oriented design techniques. /E. Gamma, R. Helm, R. Johnson, D. Vlissides// Design Patterns. – SPb, 2015. – 368 p.
6. Gashaw, Y.A. Dozer Production. In Fundamentals of Earthmoving Equipment /Y.A. Gashaw// Addis Ababa, Ethiopia. 2009. – 128 p.
7. Forssblad L. (1980) “Compaction Meter on Vibrating Rollers for Improved Compaction Control,” Proceedings of International Conference on Compaction, Vol. 2, Paris, France, pp. 541-546.
8. Koshel, S. Structural analysis of the mechanism with a third-class structure group of the fourth order /S. Koshel, G. Koshel// New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing company, 2019. p. 29-33.
9. Kromsky E.I., Kondakov S.V., Asfandiarov M. A. Mathematical Model of Mechanism for Sealing Hardly Deformable Materials. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Vol. 1. – P. 11-20.

10. Kromsky E.I., Kondakov S.V., Tilloev K.Z. Promising Machine for Compacting Road-Building Materials. Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Vol. 1. – P. 21-28.
11. Kromsky E.I., Tilloev K.Z., Muhiddinzoda K.J. (2021) New Mechanism for Composite Materials Compaction. Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Vol. 1. – P. 173-180.
12. Platovskikh, M.J. Self-oscillations of machines and mechanisms /M.J. Platovskikh, M.M. Vetyukov// University of Mines. St. Petersburg 2017. p. 87-103.
13. Sylyvonyuk, A.V. Solidworks motion applycation at the study of course theory of machines mechanisms /A.V. Sylyvonyuk // LNTY, Lutsk. 2015. p. 243-247.
14. Tarabarin, V.B. Virtual laboratory works on theory of mechanism and machine /V.B. Tarabarin, Z.I. Tarabarina, A.G. Feygina // Bauman MSTU, Moscow. 2014. p. 171-180.
15. Walkenbach D. Professional programming on VBA. /D. Walkenbach// – Moscow: Dialectics, translated from English, 2012. –944 p
16. Zhauyt A. The synthesis of four-bar mechanism. /A. Zhauyt, K. Alipov, A Zhankeldi, R. Abdirova, Z. Abilkaiyr// Vibroengineering Procedia, Vol. 10, 2016. p. 486-491.
17. А.с. 907135 А1 СССР Устройство для уплотнения грунта/ А.Б. Ермилов, - №2944857; Заявл. 16.04.1980 // Открытия. Изобретения. -1980. - №7. -3 с.
18. А.с. 872619 А1 СССР Устройство для уплотнения грунта/ В.И. Баловнев, А.Б. Ермилов, Ю.П. Бакатин, В.Л. Мартынычев, Н.Е. Королев, И.С. Куликов, Н.В. Каширин, и Н.С. Раков -№2795656; Заявл. 11.07.1979 // Открытия. Изобретения. - 1981. -№38. -5 с.

19. А.с. 962408 А1 СССР Устройство для уплотнения грунта/ А.Б. Ермилов, А.Н. Шаламов, С.М. Клементьев В.М. Гогодзе - №2931546; Заявл. 23.05.1980 // Открытия. Изобретения. -1982. -№7. -3 с.
20. Абрамов Н.Н. Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам. Учебное пособие для студентов дорожно-строительных вузов. М., «Высшая школа», 1972. 120 с. с ил.
21. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: Справочник в 3 т. / В.И. Анурьев. – 8 –е изд., перераб. и доп.; Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 1999. – Т. 1. – 912 с.
22. Артемьев К.А. Дорожные машины: учебник для вузов: в 2 ч. Ч.2. Машины для устройства дорожных покрытий / К. А. Артемьев, Т. В. Алексеева, В. Г. Белокрылов. - М.: Машиностроение, 1982. – 397с.
23. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов./ И.И. Артоболевский – 4–е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
24. Афанасьев, А.А. Технология импульсного уплотнения бетонных смесей / А.А. Афанасьев. – М.: Стройиздат, 1987. – 168 с.
25. Баженов, Ю.М. Технология бетона: учебное пособие для вузов / Ю.М. Баженов. – М.: Высшая школа, 1979. – 415 с.
26. Баловнев В. И. Погрузочно – разгрузочные и уплотняющие машины / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под общ. Ред. В. И. Баловнева. – Белгород: Изд-во БГГТУ, 2011. – 464с.
27. Баловнев В.И. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учебник для вузов / В.И. Баловнев, Г.В. Кустарев и др.; // Под общ. ред. В. И. Баловнев. – 2-е изд. дополн. И перераб. - Москва-Омск 2001 – 528 с.
28. Баловнев В.И. Дорожно-строительные машины с рабочими органами интенсифицирующего действия. – М.: Машиностроение 1981 – 233 с.
29. Баловнев В.И., Иванченко С.Н., Данилов Р.Г. и др. Дорожные катки: развитие, конструкция, расчет: учебное пособие / под общ. ред. В. И. Баловнева, Иванченко С.Н. - Хабаровск: ТОГУ, 2016. – 215 с.

30. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. – М.: Высшая школа, 1981. – 335 с.
31. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: Учебное пособие для студентов высших учебных заведений.– 2-е изд., перераб. – М.: МАДИ 1994. –432 с.: ил.
32. Баловнев В.И. Оценка технико-экономической эффективности дорожно-строительных машин на этапе проектирования / В.И. Баловнев, А.Б. Ермилов// – М.: МАДИ 1984. –102 с.: ил.
33. Бать, М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах. В 2-х т. Т. 1. Статика и кинематика: учеб. пособие / М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон. – 11-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2010. – 672 с.
34. Блехман И.И. Что может вибрация? / О «вибрационной механике» и вибрационной технике – М.: Наука. // Гл. ред. Физ-мат. Лит., 1988. – 208 с.
35. Болдырев Г.Г. Методы определения механических свойств грунтов. Состояние вопроса [Текст]: монография / Г.Г. Болдырев. – Пенза: ПГУАС, 2008. – 696.
36. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – изд. 7-е. – М.: ГИТТЛ, 1957. – С. 9-10. – 609 с.
37. Буланов, Э. А. Детали машин. Расчет механических передач. Учебное пособие / Э.А. Буланов. - М.: Юрайт, 2016. – 202 с.
38. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики Т. 1. Статика и кинематика. Т. 2. Динамика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – 11-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2009. – 736 с.
39. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины: учебник для вузов / А.А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.

40. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций: Учебное пособие для технических вузов / А.А. Вайнсон. – Изд. 3–е, перераб. и доп. – М.: ООО «Издательский дом Альянс», 2009. – 426 с.
41. Ванурин, В.Н. Электрические машины: Учебник / В.Н. Ванурин. - СПб.: Лань, 2016. – 352 с.
42. Варганов С.А. Машины для уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов/ С.А. Варганов, Г.С. Андреев. – М: Машиностроение 1981 – 240 с.
43. Веницкий П.Г., Пермяков В.А. Колесников АЛ. Расчет маховика: Учебное пособие. — Челябинск: Изд-во ЮУБГУ. 2000. — 39 с.
44. ГОСТ 12.2.100-97. Машины и оборудование для производства глиняного и силикатного кирпича, керамических и асбестоцементных изделий. Общие требования безопасности. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1998. – 11 с.
45. ГОСТ 18105-2018. Бетоны. Правила контроля и оценки прочности. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2018. – 15 с.
46. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. – М.: Издательский центр "Академия", 2014. – 416 с.
47. Гусев Б.В. Создание строительных композиционных материалов на основе некондиционного бетона по различным технологиям /Б.В. Гусев, Д.А. Губанов, О.Ю Губанова и др.// научные труды 3 Всероссийской конференции. М., 2014. 265-274 с.
48. Деденко Л.Г. Математическая обработка и оформление результатов эксперимента / Л.Г. Деденко, В.В. Керженцев. – М.: Изд-во МГУ, 1977. – 112 с.
49. Довгяло, В.А. Дорожно-строительные машины/В.А. Довгяло, Д.И. Бочкарев// –2–изд., перераб. и доп. –Гомель.: БелГУ, 2014. – 256 с.

50. Доценко, А.И. Строительные машины [Электронный ресурс]: Учебник для строительных вузов / А.И. Доценко, В.Г. Дронов. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 533 с.
51. Жуков В. А. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин: Уч. пос./ В.А. Жуков - ИНФРА-М,2015-349с. (ВО) / В.А. Жуков, Ю.К. Михайлов. - Москва: СПб. [и др.]: Питер, 2016. – 636 с.
52. Завьялов А.М. Математическое моделирование рабочих процессов дорожных и строительных машин: имитационные и адаптивные модели // Завьялов А.М., Кузнецова В.Н. и др. - Омск: СиБАДИ – 2012. – 408 с.
53. Зайдель А.Н. Погрешности измерений физических величин / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.
54. Зайнашева Г.Н. Обработка результатов измерений физических величин / Г.Н. Зайнашева. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2005 – 58 с.
55. Зубкин, В.Е. Зонное нагнетание сыпучих сред, или как стоять из обыкновенной земли весьма дешёвые, прочные, тёплые и огнестойкие дома посредством «Русских качелей»: Практическое пособие / В.Е. Зубкин, В.М Коновалов, Н.Е. Королев. – М.: Изд-во «РУСАКИ», 2002. – 144 с.
56. Зубкин, В.Е. РК мини 01 – первая из новой линии формовочных машин «Русские качели» для маломасштабного производства бетонных изделий / В.Е. Зубкин, В.М Коновалов, Н.Е. Королёв // Популярное бетоноведение. – 2007. – № 1 (15). – С. 73-76.
57. Кацман М.М. Электрические машины. Учебник для студентов учреждения сред. Проф. Образования. Издательский центр «Академия» 2013. – 496 ст.
58. Кондаков, С.В. Обоснование параметров ударно-вибрационного механизма уплотнения бетонной смеси для бетоноукладчика на гусеничном ходу / С.В. Кондаков, Е.И. Кромский, М.А. Асфандияров // Всероссийская научно-практическая конференция – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский институт управления и экономики», 2018. – 182 с.

59. Копылов И.П. Электрические машины / И.П. Копылов. - М.: Высшая школа, 2006. – 607 с.
60. Копылов И.П. Электрические машины / И.П. Копылов. - М.: Высшая школа, 2009. – 607 с.
61. Кромский Е.И. Новая техника для уплотнения дорожно-строительных материалов. / Кромский Е.И., Безбородов А.В., Ефимов О.А. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», Выпуск 17, №11 (228), 2011.
62. Кромский Е.И. Новая техника для уплотнения земляного полотна / Е.И. Кромский, С.В. Жилиев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т. 16, № 2. – С. 14-22.
63. Кромский Е.И. Новое сменное оборудование гидравлического экскаватора / Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, К.З. Тиллоев, Х.И. Кадырова // Политехн. вестник. Серия «Инженерные исследования». – 2018. – № 3 (43). – С. 50-54.
64. Кромский Е.И. Перспективные малогабаритные погрузчики / Е.И. Кромский, Е.Р. Маньков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2013. – Т. 13, № 1. – С. 123-126.
65. Кромский Е.И. Перспективы развития техники для строительства автомобильных дорог с твердым цементобетонным покрытием / Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, М.А. Асфандияров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроения». – 2018. – Т.18, №3. – С.30-38.
66. Кромский, Е.И. Прессование композиционных материалов с использованием сдвиговых деформаций/ Е.И. Кромский, Н.И. Ахметшин, Б.А. Яров// – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2014. – 10 с.
67. Кудрявцев В. Н. Детали машин: учебник для машиностроит. спец. вузов / В. Н. Кудрявцев. - Л.: Машиностроение : Ленингр. отд-ние, 1980. - 464 с.
68. Кустарев Г.В. Дорожные катки. Устройство, основы расчета: учеб. пособие / Г.В. Кустарев, Р.Г. Данилов, В.И. Баловнев; //под ред. Г.В. Кустарева; МАДИ. – М., 2012. – 160 с.

69. Лачуга Ю.Ф. Теоретическая механика / Ю.Ф. Лачуга, В.А. Ксендзов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 2005. – 576 с
70. Мартюченко И.Г. Выбор рациональных размерно-геометрических параметров мерзлоторыхлительного оборудования / И.Г. Мартюченко, С.В. Иванов // Строит. и дорож. машины. – 2015. – № 7. – С. 49-51.
71. Методические указания по самостоятельной работе студентов специальностей 17.07, 26.02 Детали машин и ПТУ. Раздел «Кинематический и силовой расчет привода М.: МТИ – 1989 г.
72. Механика машин: Учебное пособие для вузов/ И.И. Вульфоон, МЛ. Ерихов, МЗ. Коловский. и др.; Под ред. ГА. Смирнова. – М.: Высш. шк, 1996. – 511 с.
73. Новиков А.Н. Машины для строительства цементобетонных дорожных покрытий / А.Н. Новиков. – 2-изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1979. – 256 с.
74. Патент RU № 93320 Российская федерация. Устройство для получения изделий из композиционных материалов / Е.И. Кромский, В.Н. Бондарь, А.В. Свирид // заявитель и патентообладатель ЮУрГУ Оpubл. БИ № 12, – 2010.
75. Патент RU № 176735. Бетоноукладчик/ Е.И. Кромский, А.А. Базанов, А.А. Немыкин // заявитель и патентообладатель ЮУрГУ Оpubл. БИ № 01, – 2018
76. Патент RU № 189914 Российская Федерация. Устройство для прессования труб в радиальном направлении / Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, К.З. Тиллоев заявитель и патентообладатель Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, К.З. Тиллоев, № 2019104330 заявл. 15.02.2019; опубл. 11.06.2019.
77. Патент RU № 199875 Российская Федерация. Устройство для глубокого уплотнения грунтов / Е.И. Кромский, С.В. Кондаков, К.А. Гундарев, К.З. Тиллоев, М.А. Асфандияров заявитель и патентообладатель Е.И.

Кромский, С.В. Кондаков, К.А. Гундарев, К.З. Тиллоев, М.А. Асфандияров № 2020109847 заявл. 05.03.2020; опубл. 24.09.2020.

78. Патент RU № 2292263. Оборудование для производства железобетонных изделий/ Н.П. Селиванов, В.А. Шембаков // заявители и патентообладатели Селиванов Н.П., Шембаков В.А. Опубл. – 2005.

79. Патент RU № 94013157. Устройство для формования дорожно-строительных материалов/ Зиборов В.А., Михайлов О.И. // заявители и патентообладатели Зиборов В.А., Михайлов О.И. Опубл. – 1994.

80. Патент RU № 2045605. Бетоноукладчик для строительства цементобетонных дорожных покрытий/ Орловский В.С.// заявители и патентообладатель Орловский В.С. Опубл. – 1995.

81. Патент RU № 2045605. Бетоноукладчик / Селемин А.Т., Леонов В.Н.// заявители и патентообладатель Селемин А.Т. Опубл. – 2011.

82. Патент RU № 2045605. Способ уплотнения дорожно-строительных материалов/ Королев Н.Е., Зубкин В.Е., Коновалов В.М.// заявители и патентообладатели Королев Н.Е., Зубкин В.Е., Коновалов В.М. Опубл. – 1999.

83. Патент RU № 214204. Шнековый пресс / Извеков Е.А.// заявители и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежский государственный аграрный университет имени К.Д. Глинки" (ФГОУ ВПО ВГАУ им. К.Д. Глинки) Опубл. – 2008.

84. Патент RU № 122608. Роторный пресс / Северцев О.В.// заявитель и патентообладатель Северцев О.В. Опубл. – 2012.

85. Патент RU № 2449532. Пресс-брекетеровщик / Балашов А.В., Штукин Р.С., Балашов В.П., Негримовский М.Г.// заявитель и патентообладатель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства (ГНУ ВИМ Россельхозакадемии) Опубл. – 2012.

86. Патент DE № WO2016102368A1. Press for compaction materials/ Nolte Harald// заявитель и патентообладатель Metso Germany GMBH (DE) Оpubл. – 2016.
87. Патент DE № EP0802242A2. Process preparing granules by briquetting and compaction / Linde Guenter [DE]; Schmidt-Park Olaf [DE]; Eitel Manfred [DE]; Steiling Lothar [DE]// заявитель и патентообладатель BAYER AG (DE) Оpubл. – 1997.
88. Патент IT № US11235544B2. Compaction press / Leoni Paolo [IT]; Tabarelli Roberto [IT]// заявитель и патентообладатель IDROMEC SPA [IT] Оpubл. – 2021.
89. Патент IT № WO2004062900A1. Compaction / Salda Luciano [IT] // заявитель и патентообладатель CMS SPA [IT]; Оpubл. – 2004.
90. Патент DE № EP0623455A1. Press for compaction materials / Schmidt Dieter [DE] // заявитель и патентообладатель Schmidt Dieter [DE] Оpubл. – 1994.
91. Патент CZ WO0128762A1. Briquetting press/ Medek Miroslav [CZ]; Smejkal Miroslav [CZ]; Cabelka Vaclav [CZ]// заявители и патентообладатели Medek Miroslav [CZ]; Smejkal Miroslav [CZ]; Cabelka Vaclav [CZ] Оpubл. – 2001.
92. Пиковский Я.М. Дорожные машины и оборудование / Я.М. Пиковский, С.М. Полосин-Никитин, Н.П. Вошинин, В.И. Баловнев. – М.: Машгиз,1960. – 604 с.
93. Пожбелко В.И. Артемьев МН. Лившиц ВА. Синтез рычажных механизмов: Учебное пособие, под ред. В.И. Пожбелко – Челябинск: Изд-во ЧГУ, 1996 – 58 с.
94. Пожбелко В.И. Ахметшин НИ. Лившиц ВА. Методы решения задач синтеза механизмов. Учебное пособие. Челябинск, Изд-во ЧГТУ, 1993. – 94.
95. Пожбелко В.И. Теория механизмов и машин /В.И. Пожбелко, П.Ж. Виницкий, Н.И. Ахметшин// – Челябинск: часть 1, 2003. – 108 с.

96. Пожбелко В.И. Теория механизмов и машин /В.И. Пожбелко, П.Ж. Веницкий, Н.И. Ахметшин// – Челябинск: часть 2, 2003. – 52 с.
97. Пожбелко В.И., Веницкий П.Г., Ахметшин Н.И. курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие / Под редакцией В.И. Пожбелко – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – Часть 1 – 108 с.
98. Пожбелко В.И., Веницкий П.Г., Ахметшин Н.И. курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие / Под редакцией В.И. Пожбелко – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – Часть 2 – 51 с.
99. Пожбелко В.И. Буевич В.А., Лившиц В.А. Теория механизмов и машин. Часть 2. Механизмы с высшими кинематическими парами: Учебное пособие для самостоятельной работы студентов/ Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 86 с.
100. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для вузов/ Под ред. КВ. Фролова. – М.: Высш. шк, 1999. – 351 с.
101. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твёрдого тела: учеб. пособие для вузов/ Ю. Н. Работнов. – 2-е изд., испр. – М.: Наука, 1988. – 712 с.
102. Разработка теории расчета основных параметров импульсно-волнового прессования композиционных материалов - Отчет НИР, ч.II, ВНИЦентр, №ГР01.980004703 Инв.№02.990003671; Челябинск, ЮУрГУ, 1999.
103. Савельев С.В. Савельев С.В. Анализ уплотнения грунтов перспективными вибрационными катками / С. В. Савельев, Г. Г. Бурый // Строительные и дорожные машины. – М., 2013. – № 1. – С. 8-10.
104. Скороходова Е.А. Общетехнический справочник. - М.: Машиностроение, 2012. – С. 416.
105. Справочник дорожного мастера. Строительство, эксплуатация и ремонт автомобильных дорог / Под ред. С.Г. Цупкиова. М.: «Инфра-Инженерия», 2005. – 928 с.

106. Тарасов В.Н., Бояркина И.В. и др. Теория удара в строительстве и машиностроении. (Под общей редакцией В.Н. Тарасова). М.: Научное издание. Издательство Ассоциации строительных вузов. – 2006. – 336 с.
107. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов., А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М. Высш. шк. 1998. – 496 с.
108. Теория механизмов и машин. Часть 1. Механизмы с низшими кинематическими парами: Учебное пособие для самостоятельной работы студентов! В.И. Пожбелко, В.А. Буевич, В.А. Лившиц и др. Под ред. В.И. Пожбелко. - Челябинск: ЧПИ, 1988. — 79 с.
109. Теория механизмов и машин. Материалы для контроля самостоятельной работы студентов: Метод. указания /Сост.: В.И. Пожбелко, В.А. Лившиц, В.А. Буевич, Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧГТУ, 1990 – 165 с.
110. Тиллоев К.З. Математическая модель процесса работы конусного раскатчика / К.З. Тиллоев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 3.
111. Тиллоев К.З. Новое оборудование для уплотнения грунтов. Сборник международная научно-практической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых (Мухандис - 2019)-Душанбе-2019 С. 222-227.
112. Тиллоев К.З. Обзор и анализ конструкции машин для глубокого уплотнения грунта / К.З. Тиллоев, С.Х. Файзов // Материалы десятой научной конференции аспирантов и докторантов. Секция технических наук. (06-07 февраля 2018 г.). – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – С. 60-65.
113. Тиллоев К. З., Кондаков С. В., Асфандияров М. А. Теоретическое и экспериментальное исследование процесса глубокого уплотнения грунта конусным раскатчиком // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 3. С. 60-70.

114. Тиллоев К.З., Кромский Е.И., Кондаков С.В. Выбор рациональных параметров конусного раскатчика для глубокого уплотнения оснований дорог// Научнотехнический вестник Брянского государственного университета. 2021. №1. – С. 82-89.
115. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: курс лекций / Г. А. Тимофеев. –М.: ИД Юрайт, 2010. – 351 с.
116. Тимофеев, Ю.Л. Технология вибрационного уплотнения бетона при устройстве монолитных конструкций: учебное пособие для технических вузов / Ю.Л. Тимофеев. – Ростов-на Дону. – 2002. – 47 стр.
117. Хархута Н.Я. Дорожные машины. Теория, конструкции и расчет: учеб. для вузов / Н. Я. Хархута. – Л.: Машиностроение, 1968. – 415 с.
118. Хархута Н.Я. Дорожные машины. Теория, конструкция и расчет/ Хархута Н.Я., Капустин М.И., Семенов В.П., Эвентов Й.М. Изд-во «Машиностроение» 1976. – 472с.
119. Хархута Н.Я. Устойчивость к уплотнению грунтов дорожных насыпей/ Н. Я. Хархута, Ю. М. Васильев. – М.: Автотрансиздат, 1964. – 216 с.
120. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. -М: Машиностроение, 1973. – 176 с.
121. Чеботарев Г.П. Механика грунтов, основания и земляного сооружения. Пер. с англ./ Под ред. Проф. Н.Н. Маслова -М., 1963 г.
122. Черкасов И.И./ Механическое свойство грунтов в дорожном строительстве. М., 1976 г.
123. Шевырёв Ю.В. Электрические машины. Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования. Национальный исследовательский технологический университет МИСиС, горный институт. Москва 2017. – 260 ст.
124. Шестопапов, К.К. Машины для земляных работ: учеб. пособие / К.К. Шестопапов; МАДИ – М., 2011 – 145 с.
125. Эффект призматического клина [Электрон. ресурс]. URL: <http://ligis.ru/effects/science/76/index.htm>

126. Ячменёв Л. Т. Высшая математика / Л.Т. В. - Москва: ИЦ РИОР, 2013. – 752 с.

Приложение 1

Список сокращений и условных обозначений

r – радиус кривошипа, мм;

R – радиус коромысла, мм;

R_l – длина шатуна, мм;

b – ширина рабочей плиты, мм;

φ – угол поворота кривошипа, относительно начального положения, градусы;

L – расстояние от точки крепления кривошипа до точки крепления коромысла, мм;

L' – расстояние от точки крепления кривошипа и шатуна до точки крепления коромысла, мм;

δ – угол между горизонталью и расстоянием от точки крепления кривошипа 1 до точки крепления коромысла, градусы;

$\alpha'_1; \alpha'_2; \alpha'_2$ – внутренние углы треугольника при первом крайнем положении, градусы;

θ' – угол отклонения коромысла относительно оси O_x при первом крайнем положении, градусы;

β' – угол отклонения шатуна относительно оси O_x при первом крайнем положении, градусы;

φ' – угол отклонения кривошипа относительно оси O_x при первом крайнем положении, градусы;

$\alpha''_1; \alpha''_2; \alpha''_2$ – внутренние углы треугольника при втором крайнем положении, градусы;

θ'' – угол отклонения коромысла относительно оси O_x при втором крайнем положении, градусы;

β'' – угол отклонения шатуна относительно оси O_x при втором крайнем положении, градусы;

φ'' – угол отклонения кривошипа относительно оси O_x при втором крайнем положении, градусы;

φ_i – угол отклонения кривошипа относительно оси O_x при i -том положении, градусы;

$\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3$ – внутренние углы треугольника при i -том положении, градусы;

$\gamma_1; \gamma_2; \gamma_3$ – внутренние углы дополнительного треугольника при i -том положении, градусы;

θ – угол отклонения коромысла относительно оси O_x при i -том положении, градусы;

β – угол отклонения шатуна относительно оси O_x при i -том положении, градусы;

ψ_1 – угол отклонения коромысла от вертикальной оси, градусы;

α_4 – острый угол между кривошипом и шатуном, градусы;

$\Delta\theta$ – угол отклонения коромысла от начального положения, градусы;

$\Delta\beta$ – угол отклонения шатуна от начального положения, градусы;

$\omega_1; \omega_2; \omega_3$ – угловые скорости звеньев механизма, рад/с;

$V_A; V_B; V_C$ – линейные скорости в особых точках, м/с;

$V_{S_1}; V_{S_2}; V_{S_3}$ – линейные скорости в центрах тяжести звеньев механизма, м/с;

$\beta_{V_A}; \beta_{V_B}; \beta_{V_C}$ – углы между скоростями в особых точках и осью Ox , градусы;

$\beta_{V_{S_1}}; \beta_{V_{S_2}}; \beta_{V_{S_3}}$ – углы между скоростями в центрах тяжести звеньев механизма и осью Ox , градусы;

$\varepsilon_1; \varepsilon_2; \varepsilon_3$ – угловые ускорения звеньев механизма, рад/с²;

$a_A; a_B; a_C$ – полные линейные ускорения в особых точках, м/с²;

$a_A^n; a_B^n; a_C^n$ – нормальные линейные ускорения в особых точках, м/с²;

$a_A^t; a_B^t; a_C^t$ – касательные линейные ускорения в особых точках, м/с²;

$a_{s_1}; a_{s_2}; a_{s_3}$ – линейные ускорения в центрах тяжести звеньев механизма, м/с²;

$\beta_{a_A}; \beta_{a_B}; \beta_{a_C}$ – углы между полными ускорениями в особых точках и осью Ox , градусы;

$\beta_{a_A^n}; \beta_{a_B^n}; \beta_{a_C^n}$ – углы между нормальными ускорениями в особых точках и осью Ox , градусы;

$\beta_{a_A^\tau}; \beta_{a_B^\tau}; \beta_{a_C^\tau}$ – углы между касательными ускорениями в особых точках и осью Ox , градусы;

$\beta_{a_{s_1}}; \beta_{a_{s_2}}; \beta_{a_{s_3}}$ – углы между ускорениями в центрах тяжести звеньев механизма и осью Ox , градусы;

$m_1; m_2; m_3$ – массы звеньев механизма, кг;

$I_1; I_2; I_3$ – моменты сил инерции звеньев механизма, кг·м²;

$Q(\varphi)$ – сила необходимая для уплотнения, Н;

S – площадь рабочей плиты, мм²;

q – давление сжатия уплотняемого материала, МПа;

$P_{ин1}; P_{ин2}; P_{ин3}$ – силы инерции звеньев механизма, Н;

$M_{ин1}; M_{ин2}; M_{ин3}$ – моменты сил инерции звеньев механизма, Нм;

$R_A; R_B; R_C$ – полные силы реакций в особых точках, Н;

$R_A^n; R_B^n; R_C^n$ – нормальные силы реакций в особых точках, Н;

$R_A^\tau; R_B^\tau; R_C^\tau$ – касательные силы реакций в особых точках, Н;

$M_{ур} (M)$ – уравновешивающий момент на кривошипе, Нм;

$M_{ср}$ – средний уравновешивающий момент на кривошипе за цикл, Нм;

$N_{пот}$ – потребляемая мощность, Вт;

$\sum N_{вн.сил}$ – сумма мощностей внешних сил, Вт;

$L_{раб}$ – длина рабочей плиты, мм;

β_0 – угол между горизонтальной прямой и шатуном в исходном положении, градусы;

$\varphi_{раб}$ – угол рабочего хода, градусы;

β_{max} – максимальный угол подъема рабочей плиты над горизонтом, градусы;

$n_1; n_2$ – безразмерные коэффициенты;

δ – относительное отклонение, проценты;

В/Ц – водоцементное отношение;

$R_{ц}$ – прочность цемента, МПа;

ρ_i – плотность материала, кг/м³;

ρ_T – теоретическая плотность материала, кг/м³;

$\rho_{ф}$ – фактическая плотность материала, кг/м³;

k_y – коэффициент уплотнения;

V – объем образца, м³;

η – КПД;

\bar{x} – выборочное среднее значение;

$S_{\bar{x}}$ – выборочное стандартное отклонение;

$\Delta_{сл}$ – доверительный интервал;

t_{α} – коэффициент Стьюдента

N_d – действительная затрачиваемая мощность, Вт;

$m_{бр}$ – масса трамбуемого бруса, кг;

$l_{бр}$ – длина трамбуемого бруса, мм;

В – вода;

Ц – цемент;

Щ – щебень;

П – песок;

УВМ – ударно-вибрационный механизм.

Приложение 2

Зависимость крутящего момента на кривошине от радиуса кривошины и безразмерного коэффициента n_1

r (мм)	n_1	$M_{кр} (l \cdot мм)$	r (мм)	n_1	$M_{кр} (l \cdot мм)$	r (мм)	n_1	$M_{кр} (l \cdot мм)$
5	2	2,272	15	2	6,703	25	2	11,066
5	4	2,07	15	4	6,078	25	4	9,778
5	6	2,004	15	6	5,865	25	6	9,361
5	8	1,979	15	8	5,752	25	8	9,125
5	10	1,966	15	10	5,681	25	10	8,968
5	12	1,958	15	12	5,632	25	12	8,855
5	14	1,951	15	14	5,596	25	14	8,769
5	16	1,947	15	16	5,573	25	16	8,701
5	18	1,943	15	18	5,559	25	18	8,646
5	20	1,94	15	20	5,549	25	20	8,601
5	22	1,937	15	22	5,54	25	22	8,562
5	24	1,935	15	24	5,532	25	24	8,53
5	26	1,933	15	26	5,526	25	26	8,501
5	28	1,932	15	28	5,52	25	28	8,477
5	30	1,931	15	30	5,515	25	30	8,455
5	32	1,929	15	32	5,511	25	32	8,436
5	34	1,928	15	34	5,507	25	34	8,418
5	36	1,928	15	36	5,504	25	36	8,403
5	38	1,927	15	38	5,501	25	38	8,389
5	40	1,926	15	40	5,498	25	40	8,376
5	42	1,925	15	42	5,495	25	42	8,365
5	44	1,925	15	44	5,493	25	44	8,357
5	46	1,924	15	46	5,491	25	46	8,35
5	48	1,924	15	48	5,489	25	48	8,344
5	50	1,923	15	50	5,487	25	50	8,337
5	52	1,923	15	52	5,486	25	52	8,332
5	54	1,922	15	54	5,484	25	54	8,326
5	56	1,922	15	56	5,483	25	56	8,321
5	58	1,922	15	58	5,481	25	58	8,317
5	60	1,921	15	60	5,48	25	60	8,312
5	62	1,921	15	62	5,479	25	62	8,308
5	64	1,921	15	64	5,478	25	64	8,304

Продолжение 1

г (мм)	n ₁	Мср (l·мм)	г (мм)	n ₁	Мср (l·мм)	г (мм)	n ₁	Мср (l·мм)
5	66	1,92	15	66	5,477	25	66	8,301
5	68	1,92	15	68	5,476	25	68	8,297
5	70	1,92	15	70	5,475	25	70	8,294
5	72	1,92	15	72	5,474	25	72	8,291
5	74	1,919	15	74	5,473	25	74	8,288
5	76	1,919	15	76	5,472	25	76	8,285
5	78	1,919	15	78	5,472	25	78	8,282
5	80	1,919	15	80	5,471	25	80	8,28
7,5	2	3,396	17,5	2	7,779	27,5	2	12,151
7,5	4	3,092	17,5	4	7,039	27,5	4	10,629
7,5	6	2,991	17,5	6	6,783	27,5	6	10,139
7,5	8	2,94	17,5	8	6,646	27,5	8	9,851
7,5	10	2,921	17,5	10	6,559	27,5	10	9,655
7,5	12	2,907	17,5	12	6,499	27,5	12	9,509
7,5	14	2,898	17,5	14	6,455	27,5	14	9,397
7,5	16	2,891	17,5	16	6,421	27,5	16	9,306
7,5	18	2,885	17,5	18	6,394	27,5	18	9,232
7,5	20	2,88	17,5	20	6,373	27,5	20	9,169
7,5	22	2,876	17,5	22	6,362	27,5	22	9,116
7,5	24	2,873	17,5	24	6,352	27,5	24	9,07
7,5	26	2,87	17,5	26	6,344	27,5	26	9,029
7,5	28	2,868	17,5	28	6,336	27,5	28	8,994
7,5	30	2,866	17,5	30	6,33	27,5	30	8,962
7,5	32	2,864	17,5	32	6,325	27,5	32	8,933
7,5	34	2,863	17,5	34	6,32	27,5	34	8,908
7,5	36	2,861	17,5	36	6,315	27,5	36	8,884
7,5	38	2,86	17,5	38	6,311	27,5	38	8,863
7,5	40	2,859	17,5	40	6,308	27,5	40	8,844
7,5	42	2,858	17,5	42	6,305	27,5	42	8,826
7,5	44	2,857	17,5	44	6,302	27,5	44	8,81
7,5	46	2,856	17,5	46	6,299	27,5	46	8,794
7,5	48	2,855	17,5	48	6,296	27,5	48	8,78
7,5	50	2,854	17,5	50	6,294	27,5	50	8,769
7,5	52	2,854	17,5	52	6,292	27,5	52	8,759

Продолжение 2

г (мм)	n ₁	Мср (l·мм)	г (мм)	n ₁	Мср (l·мм)	г (мм)	n ₁	Мср (l·мм)
7,5	54	2,853	17,5	54	6,29	27,5	54	8,75
7,5	56	2,853	17,5	56	6,288	27,5	56	8,742
7,5	58	2,852	17,5	58	6,286	27,5	58	8,734
7,5	60	2,851	17,5	60	6,285	27,5	60	8,726
7,5	62	2,851	17,5	62	6,283	27,5	62	8,719
7,5	64	2,851	17,5	64	6,282	27,5	64	8,712
7,5	66	2,85	17,5	66	6,28	27,5	66	8,706
7,5	68	2,85	17,5	68	6,279	27,5	68	8,7
7,5	70	2,849	17,5	70	6,278	27,5	70	8,694
7,5	72	2,849	17,5	72	6,277	27,5	72	8,688
7,5	74	2,849	17,5	74	6,276	27,5	74	8,683
7,5	76	2,848	17,5	76	6,275	27,5	76	8,678
7,5	78	2,848	17,5	78	6,274	27,5	78	8,673
7,5	80	2,848	17,5	80	6,273	27,5	80	8,669
10	2	4,51	20	2	8,871	30	2	13,224
10	4	4,102	20	4	7,979	30	4	11,479
10	6	3,966	20	6	7,676	30	6	10,857
10	8	3,895	20	8	7,511	30	8	10,498
10	10	3,853	20	10	7,406	30	10	10,243
10	12	3,835	20	12	7,332	30	12	10,046
10	14	3,822	20	14	7,277	30	14	9,887
10	16	3,812	20	16	7,235	30	16	9,755
10	18	3,804	20	18	7,201	30	18	9,642
10	20	3,797	20	20	7,173	30	20	9,543
10	22	3,792	20	22	7,151	30	22	9,457
10	24	3,788	20	24	7,131	30	24	9,38
10	26	3,784	20	26	7,116	30	26	9,31
10	28	3,781	20	28	7,107	30	28	9,247
10	30	3,778	20	30	7,098	30	30	9,189
10	32	3,775	20	32	7,091	30	32	9,136
10	34	3,773	20	34	7,085	30	34	9,087
10	36	3,771	20	36	7,079	30	36	9,041
10	38	3,769	20	38	7,074	30	38	8,998
10	40	3,768	20	40	7,069	30	40	8,958

Продолжение 3

10	42	3,766	20	42	7,065	30	42	8,921
10	44	3,765	20	44	7,061	30	44	8,885
10	46	3,764	20	46	7,057	30	46	8,851
10	48	3,763	20	48	7,054	30	48	8,819
10	50	3,762	20	50	7,051	30	50	8,789
10	52	3,761	20	52	7,048	30	52	8,76
10	54	3,76	20	54	7,046	30	54	8,732
10	56	3,759	20	56	7,043	30	56	8,706
10	58	3,758	20	58	7,041	30	58	8,68
10	60	3,757	20	60	7,039	30	60	8,656
10	62	3,757	20	62	7,037	30	62	8,633
10	64	3,756	20	64	7,035	30	64	8,611
10	66	3,756	20	66	7,033	30	66	8,591
10	68	3,755	20	68	7,031	30	68	8,571
10	70	3,755	20	70	7,03	30	70	8,551
10	72	3,754	20	72	7,028	30	72	8,533
10	74	3,754	20	74	7,027	30	74	8,514
10	76	3,753	20	76	7,025	30	76	8,496
10	78	3,753	20	78	7,024	30	78	8,479
10	80	3,752	20	80	7,023	30	80	8,462
12,5	2	5,612	22,5	2	9,972			
12,5	4	5,098	22,5	4	8,893			
12,5	6	4,924	22,5	6	8,537			
12,5	8	4,833	22,5	8	8,34			
12,5	10	4,777	22,5	10	8,212			
12,5	12	4,738	22,5	12	8,122			
12,5	14	4,72	22,5	14	8,054			
12,5	16	4,707	22,5	16	8,001			
12,5	18	4,697	22,5	18	7,958			
12,5	20	4,688	22,5	20	7,923			
12,5	22	4,681	22,5	22	7,894			
12,5	24	4,675	22,5	24	7,869			
12,5	26	4,67	22,5	26	7,848			
12,5	28	4,666	22,5	28	7,829			
12,5	30	4,662	22,5	30	7,813			

Продолжение 4

12,5	32	4,659	22,5	32	7,799			
12,5	34	4,656	22,5	34	7,788			
12,5	36	4,654	22,5	36	7,78			
12,5	38	4,651	22,5	38	7,773			
12,5	40	4,649	22,5	40	7,767			
12,5	42	4,647	22,5	42	7,761			
12,5	44	4,645	22,5	44	7,756			
12,5	46	4,644	22,5	46	7,751			
12,5	48	4,642	22,5	48	7,746			
12,5	50	4,641	22,5	50	7,742			
12,5	52	4,64	22,5	52	7,738			
12,5	54	4,638	22,5	54	7,735			
12,5	56	4,637	22,5	56	7,731			
12,5	58	4,636	22,5	58	7,728			
12,5	60	4,635	22,5	60	7,725			
12,5	62	4,634	22,5	62	7,722			
12,5	64	4,634	22,5	64	7,72			
12,5	66	4,633	22,5	66	7,717			
12,5	68	4,632	22,5	68	7,715			
12,5	70	4,631	22,5	70	7,713			
12,5	72	4,631	22,5	72	7,711			
12,5	74	4,63	22,5	74	7,709			
12,5	76	4,63	22,5	76	7,707			
12,5	78	4,629	22,5	78	7,705			
12,5	80	4,628	22,5	80	7,703			

Приложение 3

Техническая характеристика динамометра ДОС-3-5И

5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ

- 5.1 Температура в помещении должна быть (в зависимости от варианта исполнения) от минус 10 до +35°C. Относительная влажность от 30 до 95%. В воздухе не должно содержаться вредных примесей, вызывающих коррозию.
- 5.2 Динамометры не должны подвергаться одностороннему давлению или охлаждению.
- 5.3 Распаянные динамометры следует тщательно очистить от пыли мягкой тряпкой.
- 5.4 Работу с динамометрами проводить в соответствии с «Руководством по эксплуатации».
- 5.5 Категорически запрещается нагрузка динамометров, превышающая наибольшую предельную нагрузку.
- 5.6 Динамометр следует содержать в чистоте и периодически очищать от пыли.
- 5.7 Динамометры в эксплуатации должны подвергаться периодической поверке один раз в год.
- 5.8 Поверка динамометров должна осуществляться по ГОСТ 8.287.
- 5.8 К ремонтным работам допускаются только специалисты службы сервиса предприятия-изготовителя или специалисты, прошедшие обучение и имеющие соответствующее разрешение.
- 5.9 При включенном динамометре запрещается снимать кожух измерительного преобразователя, разбирать узел грузозащитного устройства и устранять неисправности в работе динамометра.

6. СВИДЕТЕЛЬСТВО О ПРИЕМКЕ

Динамометр переносной эталонный 3-го разряда ДОС-3-5И заводской марки

071588 соответствует техническим условиям ГОСТ 8.287-2013 согласно к эксплуатации
Дата изготовления « 12 АВГ 2014 » г.

7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ О ПОВЕРКЕ

Динамометр переносной эталонный 3-го разряда ДОС-3-5И заводской марки

071588 на основании результатов первичной поверки признан соответствующим описанию типа средства измерений.

Дата поверки « 14 АВГ 2014 » г.



8. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПОВЕРКИ

- 8.1 Поверка динамометров производится по ГОСТ 8.287 «ГСИ. Динамометры образцовые переносные 3-го разряда. Методы и средства поверки».
- 8.2 Междоверочный интервал – 1 год.

9. СВЕДЕНИЯ ОБ УПАКОВКЕ

Упаковку весов следует производить согласно ГОСТ 12997 и в соответствии с комплектом конструкторской документации.

10. СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРОВАНИИ И ХРАНЕНИИ

- 10.1 Условия транспортирования динамометров крытыми транспортными средствами в целях воздействия климатических факторов должны соответствовать группе 5 (ОЖ 4) условий хранения по ГОСТ 15150.
- 10.2 Условия хранения в части воздействия климатических факторов должны соответствовать группе условий хранения 2 (С) по ГОСТ 15150.
- 10.3 Динамометры должны транспортироваться всеми видами крытого транспорта по ГОСТ 12997 в соответствии с приемами перевозки грузов, действующих на данном виде транспорта.
- 10.4 При погрузке, транспортировании и выгрузке динамометров необходимо выполнять требования манипуляционных знаков и надписей, нанесенных на транспортной таре.
- 10.5 Хранение динамометров в одном помещении с кислотами, щелочами и другими веществами, которые могут оказать вредное влияние на них, не допускается.
- 10.6 Хранение динамометров должно производиться в закрытых сухих вентилируемых помещениях в нераспакованном виде.
- 10.7 Погрузочно-разгрузочные работы должны выполняться с соблюдением требований ГОСТ 12.3.009.
- 10.8 После транспортирования и хранения при отрицательных температурах перед распаковкой динамометры должны быть выдержаны при нормальной температуре не менее 6-ти часов.

11. ГАРАНТИИ ИЗГОТОВИТЕЛЯ

- 11.1 Изготовитель гарантирует соответствие динамометра требованиям ГОСТ 9500-84 и ТУ 4273-015-2741405-2-009 при соблюдении потребителем условий эксплуатации, транспортирования и хранения.
- 11.2 Гарантийный срок эксплуатации 12 месяцев со дня прохода динамометра предпринятия, упомянутые на предельном уровне ремонта.
- 11.3 Гарантийный ремонт динамометра производит изготовитель или специализированные предприятия, упомянутые на предельном уровне ремонта.
- 11.4 Изготовитель гарантирует бесплатное устранение выявленных дефектов или замену вышедших из строя частей изделия в течение гарантийного срока только при строгом соблюдении потребителем условий эксплуатации, транспортирования, хранения динамометра и при наличии правильно заполненного гарантийного талона.

По всем вопросам, связанным с эксплуатацией динамометров обращайтесь в адрес изготовителя:

ООО «ПетВес»
Адрес: 198097 г. Санкт-Петербург, ул. Третьякова, д.2
Почтовый адрес: 198097 г. Санкт-Петербург, д/я 97
телефон (812) 252-54-22, (812) 333-34-98 (многоканальный), факс (812) 747-26-88
e-mail: ur@petves.com, alexs@petves.com

Сервисная служба
телефон (812) 333-34-97 (многоканальный), факс (812) 747-26-88
e-mail: al@petves.com

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Динамометры предназначены для измерения 3-го разряда на растяжение и сжатие ДОР-3-И, ДОР-3-И, ДОР-3-И (далее - динамометры) предназначены для измерения статической силы растяжения и сжатия и применяются на предприятиях различных отраслей промышленности.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

2.1 Наибольший и наименьший пределы измерений, дискретность вторичного измерительного преобразователя, габаритные размеры и масса приведены в таблице 1.

Таблица 1

Модификация	Наибольший предел измерений (НПД), кН	Наименьший предел измерений (НПМ), мН	Дискретность вторичного измерительного преобразователя, кН	Масса, кг, не более	Габаритные размеры датчиков силы, мм, не более		
					Длина	Ширина	Высота
1	2	3	4	5	6	7	8
ДОР-3-0,1И	0,1	0,01	0,00002	1,9	78	51	28
ДОР-3-0,3И	0,3	0,03	0,00005	1,9	78	51	28
ДОР-3-0,5И	0,5	0,05	0,0001	1,9	78	51	28
ДОР-3-1И	1	0,1	0,0002	1,9	78	51	28
ДОР-3-2И	2	0,2	0,0005	1,9	78	51	33
ДОР-3-5И	5	0,5	0,001	1,9	78	51	33
ДОР-3-10И	10	1	0,002	3,8	108	76	33
ДОР-3-20И	20	2	0,005	3,8	108	76	33
ДОР-3-50И	50	5	0,01	3,8	108	76	33
ДОР-3-100И	100	10	0,02	7,7	230	77	52
ДОР-3-200И	200	20	0,05	7,7	230	77	52
ДОР-3-500И	500	50	0,1	16,6	538	114	40
ДОР-3-1000И	1000	100	0,2	41,6	622	165	65
ДОР-3-2000И	2000	200	0,5	100,6	863	224	76
ДОР-3-0,1И	0,1	0,01	0,00002	1,9	78	51	28
ДОР-3-0,3И	0,3	0,03	0,00005	1,9	78	51	28
ДОР-3-0,5И	0,5	0,05	0,0001	1,9	78	51	28
ДОР-3-1И	1	0,1	0,0002	1,9	78	51	28
ДОР-3-2И	2	0,2	0,0005	1,9	78	51	33
ДОР-3-5И	5	0,5	0,001	1,9	78	51	33
ДОР-3-10И	10	1	0,002	3,8	78	51	33
ДОР-3-20И	20	2	0,005	3,8	108	76	33
ДОР-3-50И	50	5	0,01	3,8	108	76	33
ДОР-3-100И	100	10	0,02	7,9	230	77	52
ДОР-3-200И	200	20	0,05	12,2	230	80	80
ДОР-3-500И	500	50	0,1	16,2	530	80	80
ДОР-3-1000И	1000	100	0,2	22,6	280	165	165
ДОР-3-2000И	2000	200	0,5	28,5	330	220	220
ДОР-3-0,1И	0,1	0,01	0,00002	1,9	78	51	28
ДОР-3-0,3И	0,3	0,03	0,00005	1,9	78	51	28
ДОР-3-0,5И	0,5	0,05	0,0001	1,9	78	51	28
ДОР-3-1И	1	0,1	0,0002	1,9	78	51	28
ДОР-3-2И	2	0,2	0,0005	1,9	78	51	33
ДОР-3-5И	5	0,5	0,001	1,9	78	51	33
ДОР-3-10И	10	1	0,002	3,8	78	51	33

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8
ДОР-3-20И	20	2	0,005	3,8	108	76	33
ДОР-3-50И	50	5	0,01	3,8	108	76	33
ДОР-3-100И	100	10	0,02	7,9	230	77	52
ДОР-3-200И	200	20	0,05	12,2	230	80	80
ДОР-3-500И	500	50	0,1	16,4	530	80	80
ДОР-3-1000И	1000	100	0,2	24,6	620	280	280
ДОР-3-2000И	2000	200	0,5	32,5	590	220	220

- 2.2 Пределы допускаемой относительной погрешности, % ±0,2
 2.3 Порог чувствительности динамометров, % ППН 0,02
 2.4 Размах показаний динамометров для возрастающих и убывающих нагрузок, % 0,1
 2.5 Допускаемое относительное значение разности средних показаний при нагружении и разгрузке при 50%-ой нагрузке, % ±0,2
 2.6 Питание динамометров осуществляется:
 - от сети переменного тока напряжением, В от 187 до 242
 частота, Гц 50±1
 - от аккумуляторной батареи, В 640,1
 - от источника постоянного тока напряжением, В 9±1
 потребляемая мощность, Вт от 4,3 до 40
 2.7 Условия эксплуатации
 - область нормальных значений температуры окружающего воздуха, °С от минус 10 до 35
 - область нормальных значений относительной влажности, % от 30 до 95
 2.8 Вероятность безотказной работы за 2000 ч 0,9
 2.9 Вероятность безотказной работы за 500 нагружений 0,92
 2.10 Средний срок службы датчиков, лет 10

3. КОМПЛЕКТНОСТЬ

- 3.1 Динамометр - 1 шт.
 3.2 Руководство по эксплуатации (РУ) - 1 экз.
 3.3 Паспорт (ПС) - 1 экз.

4. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ

4.1 Принцип действия динамометров состоит в том, что под действием приложенной нагрузки происходит деформация упругого элемента, на котором нанесен тензорезисторный мост. Деформация упругого элемента вызывает разбаланс тензорезисторного моста. Электрический сигнал разбаланса моста поступает во вторичный измерительный преобразователь для аналого-цифрового преобразования, обработки и индикации результатов измерений.
 4.2 Динамометр состоит из тензорезисторного датчика силы растяжения, скелета или универсального (растяжения и сжатия) и вторичного измерительного преобразователя, соединенных кабелем.
 4.3 В динамометрах могут применяться тензорезисторные датчики силы типа Меридат К (ГОСТ Р № 26897-08), S типа (ГОСТ Р № 35933-07), S-рокет туре (ГОСТ Р № 36061-07), Солити (ГОСТ Р № 29585-07), HXX (ГОСТ Р № 39776-08), D (ГОСТ Р № 39774-08), RHS (ГОСТ Р № 39775-08), ZS, NHS, VBS (ГОСТ Р № 39778-08) или аналогичные.
 4.4. 42 модификации динамометров отличаются пределами измерений, ценой наименьшего деления (дискретностью вторичного измерительного преобразователя), порогом чувствительности. Варианты исполнения отличаются типом используемого датчика силы, типом используемого вторичного измерительного преобразователя, габаритными размерами и массой.

Приложение 4

Патент на полезную модель

