

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет
Промышленных технологий
электроэнергетики и транспорта

Кафедра
Технологии и оборудование
машиностроения

Направление подготовки

15.04.05 Конструкторско-
технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Магистерская программа

Металлообрабатывающие станки

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему

Стенд для сортировки и ориентации пластин магнитопроводов

ПГУ 15.04.05.04.00.00 ПЗ
(обозначение ВКР)

Студент гр. 19ММм2

 Миронов Владислав Дмитриевич
(подпись, дата) (фио полностью)

Научный руководитель

 Большаков Г.С.
(подпись, дата) (фамилия, инициалы)

Нормоконтролер

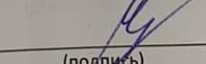
 Кочетков Д.В.
(подпись, дата) (фамилия, инициалы)

Рецензент
к.т.н., начальник конструкторского бюро
АО «ПО «ЭЛЕКТРОПРИБОР» (г.Пенза)
(должность, место работы)

 Белашов М.В.
(подпись, дата) (фамилия, инициалы)

Работа допущена к защите (протокол заседания кафедры от _____ № _____)

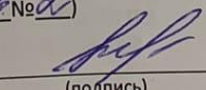
Заведующий кафедрой

 Зверовщиков А.Е.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Работа защищена с оценкой отлично

(протокол заседания ГЭК от 01.07.21 № 2)

Секретарь ГЭК

 Истомина Ю.В.
(подпись) (фамилия, инициалы)

Пенза 2021

«Утверждено»

Заведующий кафедрой ТОМ А.Е. Зверовщиков

« » 20 г.

ЗАДАНИЕ на магистерскую диссертацию

1. Студент группы 19ММм2

Факультета промышленных технологий, электроэнергетики и транспорта
направления 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Миронов Владислав Дмитриевич

2. Научный руководитель магистерской диссертации

Большаков Г.С., к.т.н., доцент кафедры «Компьютерное проектирование
технологического оборудования»

3. Время проектирования с 10.06.2021 г. по 08.07.2021 г.

4. Место преддипломной практики

АО «ПО» «ЭЛЕКТРОПРИБОР»

5. Тема магистерской диссертации

Стенд для сортировки и ориентации пластин магнитопроводов

Тема утверждена приказом ПГУ № 1248 а/о от 25.11.2019 г.

6. Техническое задание (цель проектирования, объект проектирования, его технические
характеристики и т.п.)

Разработать стенд для сортировки и ориентации, позволяющий автоматизировать процесс
укладки III-пластин в приспособление (обойму)

7. Объем и содержание основной части работы

7.1. Пояснительная записка (перечень вопросов, подлежащих разработке, расчеты,
обоснования, описания)

1. Анализ технического процесса. обоснование использования автомата в производстве.

2. Определение принципа ориентации ш- пластин и расчет 3d модели плиты, с
возможностью ее быстрой замены.

3. Расчет вибрационного ориентирующего устройства

4. Разработка привода главного движения-вибратора

5. Разработка ворошителя

6. Моделирование работы автомата в приложении solid works анализ движения и solid works simulation

7.2. Графическая часть (перечень и содержание чертежей, плакатов)

1. Актуальность исследования, объект исследования, цель и задачи, научная новизна

2. Общий вид исследуемого объекта

3. Описание принципа ориентирования ш-пластин

4. Ворошитель

5. Расчет жесткости пружин с помощью приложение Solid Works Simulation

6. Расчетная модель автомата в приложении Solid Works Анализ движения

7. Основные выводы и результаты работы

8. Особые требования по выполнению разделов:

9. Календарный график выполнения магистерской диссертации

Наименование этапов работы	Объем работы, %	Срок выполнения	Подпись руководителя
Анализ тех. процесса сборки Ш-пластин	10	10.06.20	<i>Бониф</i>
Определение принципов ориентации пластин	15	12.06.20	<i>Бониф</i>
Разработка конструкции автомата	15	13.06.20	<i>Бониф</i>
Разработка ориентирующего устройства	10	15.06.20	<i>Бониф</i>
Расчет вибратора	15	17.06.20	<i>Бониф</i>
Моделирование работы в приложении SOLID WORKS	15	20.06.20	<i>Бониф</i>
Выполнение теоретических расчетов пружин	10	10.06.20	<i>Бониф</i>
Оформление пояснительной записки	10	22.06.20	<i>Бониф</i>
Оформление презентации	10	25.06.20	<i>Бониф</i>

Дата выдачи задания « 10 » 06 20 21 г. Задание к исполнению принял *В. В. В.*

Руководитель работы *Бониф* « 10 » 06 20 21 г.

Магистерскую диссертацию к защите допустить

Декан Факультет промышленных технологий,
электроэнергетики и транспорта

С.Ю. Киреев

« ____ » ____ 20 ____ г.

ОПОП освоена в полном объеме.
К государственной итоговой
аттестации допустить

Реферат

Магистерская работа по разработке сортировочного автомата состоит из пояснительной записки, выполненной на 99 листах А4 и содержит 25 рисунок и 12 источников литературы.

СТАНОК, МОДЕРНИЗАЦИЯ, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ПЕРЕДАЧА, ВАЛ, КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, ОРИЕНТАЦИЯ, РАСЧЕТ ПРУЖИН, КОЛЕБАНИИ, ВИБРАЦИИ, Ш-ПЛАСТИНЫ, АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ, SOLID WORKS.

В работе выполнен анализ исходных данных, разработана схема ориентации пластин на плите, определена требуемая амплитуда колебаний платформы для совершения ориентирующих движений, проведен расчет привода и упругих элементов в приложении Solid Works Анализ движения и Solid Works Simulation. Спроектирована и разработана модель сборочного автомата для ориентации пластин и быстрой смены вибрационной плиты для разного калибра пластин.

					ПГУ 15.04.05.04.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Стенд для сортировки и ориентации пластин магнитопроводов	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Миронов В.Д.	<i>[Подпись]</i>				3	99
Провер.		Большаков Г.С.	<i>[Подпись]</i>			Каф. «ТОМ», гр. 19ММм2		
Н. контр.		Кочетков Д.В.	<i>[Подпись]</i>					
Утв.		Липов А.В.	<i>[Подпись]</i>		Пояснительная записка			

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	10
1 АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА. ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АВТОМАТА В ПРОИЗВОДСТВЕ.....	13
1.1 Магнитопровод, магнитные материалы	13
1.2 Этапы производства магнитопроводов пластинчатых, особенности сборки пластинчатых магнитопроводов.	16
2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИНЦИПА ОРИЕНТАЦИИ Ш - ПЛАСТИН И РАСЧЕТ 3D МОДЕЛИ ПЛИТЫ, С ВОЗМОЖНОСТЬЮ ЕЕ БЫСТРОЙ ЗАМЕНЫ.	22
2.1 Общие принципы автоматического ориентирования.....	22
2.2 Ориентирование ш-пластин на установке	25
2.3 Возможные варианты ориентирования пластины на плите.	28
3 РАСЧЕТ ВИБРАЦИОННОГО ОРИЕНТИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА	34
3.2 Определение оптимальных режимов работы вибропитателей	35
3.3 Расчет колебательной системы вибрототка	39
3.4 Способы и режимы работы вибропитателей.....	44
4 РАЗРАБОТКА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ-ВИБРАТОРА.....	47
4.1 Расчет центробежного вибратора.....	47
4.2 Мощность двигателя привода вибратора	48
4.3 Расчет электромагнитного вибратора.	51
5 РАЗРАБОТКА ВОРОШИТЕЛЯ	58
5.1 Расчет зубчато-ременной передачи.....	61
6. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМАТА В ПРИЛОЖЕНИИ SOLID WORKS АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ И SOLID WORKS SIMULATION	68
Выводы	72
Список использованных источников	74
ПРИЛОЖЕНИЕ А – НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ.....	72

ПРИЛОЖЕНИЕ Б – МАРШРУТНЫЕ КАРТЫ.....	76
ПРИЛОЖЕНИЕ В – ПРЕЗЕНТАЦИЯ.....	84

ВВЕДЕНИЕ

Основным направлением развития машиностроения является увеличение выпуска продукции и рост ее качества при одновременном снижении трудовых затрат. Это обеспечивается путем совершенствования существующих и внедрения новых видов оборудования и технологических процессов, средств их механизации и автоматизации, а также улучшения организации и управления производством.

Недооценка необходимости опережающего развития станкостроения ведет к низкому уровню производительности труда, неудовлетворительному качеству продукции, дефициту рабочей силы, медленным темпам обновления продукции и ее высокой стоимости.

Создание устройства автоматизации операции, является основной для дальнейшей разработки. При этом трудоемкость создания, отладки и внедрения нового оборудования, дифференцированного по назначению, составу и уровню автоматизации, может быть существенно уменьшена.

Автоматизация загрузки станков значительно облегчается при применении вибрационных бункерных питателей. Вибрационные питатели являются универсальными загрузочными устройствами, применяемыми для самых разнообразных заготовок и допускающими регулирование производительности оборудования в широких пределах.

В автоматических линиях эффективно применение вибрационных накопителей-подъемников для создания промежуточных запасов заготовок и подъема их на нужную высоту.

Для транспортирования заготовок от станка к станку, подачи заготовок в рабочий орган станка и уборки стружки широкое распространение должны получить прямолинейные вибрационные лотки благодаря своей компактности и простоте.

Вибрационные машины получили свое название в соответствии с характером их рабочего движения — вибрацией, т. е. колебаниями малой

амплитуды и большой частоты. Отличительной особенностью работы вибрационных машин является зависимость движения рабочего органа — его амплитуды и траектории от чисто динамических факторов — величины возмущающей силы привода, жесткости упругих элементов, а также масс движущихся частей.

Рабочий процесс в вибрационных машинах осуществляется в результате суммарного воздействия отдельных импульсов, следующих с большой частотой один за другим. Хотя за один цикл выполняется небольшая работа, но благодаря высокой частоте колебаний (порядка тысячи и более в минуту) на вибрационных машинах достигается значительный производственный эффект.

Эти устройства просты по конструкции. Отсутствие в них движущихся захватно-ориентирующих органов исключает возможность заклинивания заготовок, в связи с чем отпадает необходимость в дополнительных предохранительных механизмах. Постоянная равномерная скорость движения заготовок по лотку создает благоприятные условия для осуществления ориентации сложных заготовок внутри бункера.

Прямолинейные вибрационные транспортеры-лотки начали получать распространение в машиностроении для целей транспортирования заготовок от станка к станку, транспортирования стружки, транспортирования и одновременной очистки отливок от формовочной земли. Благодаря своей простоте и компактности вибрационные прямолинейные лотки оказались весьма удобными для подачи заготовок от бункерного питателя в рабочий орган станка.

Актуальность исследования — разработка установки позволяющую автоматизировать процесс укладки Ш-пластин в приспособление (обойму) из хаотично расположенных в таре пластин после операции вырубки.

- Актуальность темы: при изготовлении пластин трансформаторов возникает необходимость набора пакета ориентированных пластин из хаотично расположенных пластин после операции вырубки;

- Объект исследования – является сборочный автомат со сменным вибростолом, для сборки пластинчатого магнитопровода разного калибра;
- Цель работы: разработка конструкции автомата для ориентации и набора пластин;
- Задачи работы:
 - Разработка схемы ориентации;
 - Определение требуемой амплитуды колебаний платформы для совершения ориентирующих движений;
 - Выбор типа привода вибрации платформы (электромагнитный или центробежный и упругих элементов).
 - Проектный расчет привода и параметров упругих элементов;
 - Моделирование с целью уточнения параметров привода и упругих элементов в приложении SolidWorks Анализ движения и SolidWorks Simulation;
- Научная новизна: разработана модель работоспособности сборочного автомата с использованием аналитических зависимостей и компьютерного моделирования в программном комплексе SolidWorks Simulation и Анализ движений для определения параметров устройства в зависимости от режимов работы.
- Практическая значимость: предложена конструкция стенда для ориентации Ш-пластин трансформаторов и их набора в пакет, для замены ручного труда.

1 АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА. ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АВТОМАТА В ПРОИЗВОДСТВЕ

1.1 Магнитопровод, магнитные материалы

Магнитопроводом называется деталь или комплект деталей, предназначенных для прохождения с определенными потерями магнитного потока, возбуждаемого электрическим током в обмотках намоточный изделий.

Назначение магнитопровода заключается в создании для магнитного потока замкнутого пути, обладающего минимальным магнитным сопротивлением. Поэтому магнитопроводы для трансформаторов изготавливают из материалов, обладающих высокой магнитной проницаемостью в сильных переменных магнитных полях. Материалы должны иметь малые потери на вихревые токи, чтобы не перегревать магнитопровод при достаточно больших значениях магнитной индукции, быть достаточно дешевыми и не требовать сложной механической и термической обработки.

Магнитные материалы, используемые для изготовления магнитопроводов, выпускаются в виде отдельных листов, либо в виде длинных лент определенной толщины и ширины и называются электротехническими сталями.

Листовые стали (ГОСТ 802-58) изготавливаются методом горячей и холодной прокатки, ленточные текстурованные стали (ГОСТ 9925-61) только методом холодной прокатки.

Также применяют железоникелевые сплавы с высокой магнитной проницаемостью, например, пермаллой, перминдюр и др. (ГОСТ 10160-62), и низкочастотные магнитомягкие ферриты.

Для изготовления разнообразных относительно недорогих трансформаторов широко применяются электротехнические стали, имеющие небольшую стоимость и позволяющие трансформатору работать как при постоянном подмагничивании магнитопровода, так и без него. Наибольшее применение нашли холоднокатаные стали, имеющие лучшие характеристики по сравнению со сталями горячей прокатки.

Сплавы с высокой магнитной проницаемостью применяют для изготовления импульсных трансформаторов и трансформаторов, предназначенных для работы при повышенных и высоких частотах 50 – 100 кГц.

Недостатком таких сплавов является их высокая стоимость. Так, например, стоимость пермаллоя в 10 – 20 раз выше стоимости электротехнической стали, а пермендюра – в 150 раз. Однако в ряде случаев их применение позволяет существенно снизить массу, объем и даже общую стоимость трансформатора.

Другим их недостатком является сильное влияние на магнитную проницаемость постоянного подмагничивания, переменных магнитных полей, а также низкая стойкость к механическим воздействиям – удар, давление и т.п.

Из магнитомягких низкочастотных ферритов с высокой начальной проницаемостью изготавливают прессованные магнитопроводы, которые применяют для изготовления импульсных трансформаторов и трансформаторов, работающих на высоких частотах от 50 – 100 кГц. Достоинством ферритов является невысокая стоимость, а недостатком является низкая индукция насыщения (0,4 – 0,5 Т) и сильная температурная и амплитудная нестабильность магнитной проницаемости. Поэтому их применяют лишь при слабых полях.

Выбор магнитных материалов производится исходя из электромагнитных характеристик с учетом условий работы и назначения трансформатора.

Большинство трансформаторов малой мощности выполняется на магнитопроводах двух типов, броневого — собранном из Ш-образных пластин и

стержневом — собранном из П-образных, Г-образных и прямоугольных пластин. Пластины штампуются из листовой стали толщиной 0,35 и 0,5 мм соответствующей конфигурации. У броневых трансформаторов (рисунок 1) средний стержень является основным, на нем помещается обмотка (обычно на каркасе). Пластины собираются вперекрышку, так чтобы зазоры в пластинах располагались поочередно с разных сторон обмотки.

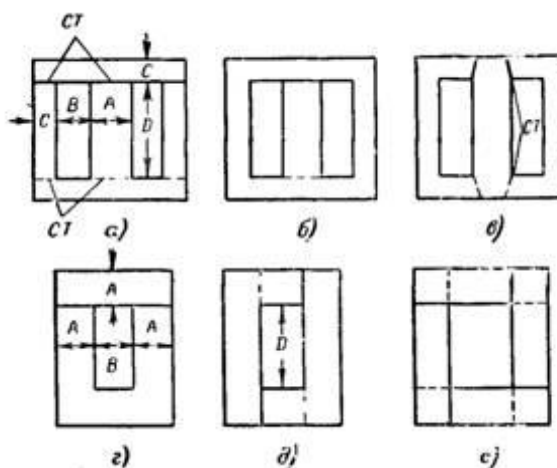


Рисунок 1 — Пластины стали для магнитопроводов. а – в – броневые Ш-образные; г – е — стержневые: П-образный, Г-образный, наборный из прямоугольных пластин

У броневых магнитопроводов сечения стержней прямоугольные, а стержневые и бронестержневые магнитопроводы имеют в сечении вид многоугольника, вписанного в окружность, в этом случае обмотки имеют вид круговых цилиндров и вследствие ступенчатого сечения магнитопровода коэффициент заполнения сталью полости обмотки получается большим.

Такая конструкция с точки зрения расхода материалов, уменьшения габаритов и стоимости изготовления трансформатора, а также механической прочности обмоток является наиболее рациональной. Число ступеней магнитопровода увеличивается с увеличением мощности.

Некоторым недостатком броневых магнитопроводов является их повышенная чувствительность к воздействию магнитных полей низкой частоты, что делает их малопригодными к использованию в качестве выходных

трансформаторов с малым уровнем помех. Чаще всего броневыми выполняются трансформаторы средней мощности и микротрансформаторы.

1.2 Этапы производства магнитопроводов пластинчатых, особенности сборки пластинчатых магнитопроводов

По своей конструкции и свойствам пластинчатые (шихтованные) магнитопроводы значительно отличаются от витых магнитопроводов ленточных и кольцевых (тороидальных). Изготовление сердечников этого типа регулируется ГОСТ 20249-80.

Пластинчатые магнитопроводы представляют собой пакеты, собранные из штампованных плоских пластин. В качестве исходных магнитных материалов используют холоднокатаный и горячекатаный прокат из электротехнической стали и пермаллоя.

Типовой технологический процесс изготовления пластинчатых магнитопроводов состоит из следующих основных операций.

1. Резка материала на ленты или полосы необходимой ширины, ее осуществляют на дисковых ножницах.

2. Вырубка пластин магнитопроводов на быстроходных прессах - автоматах из полосы или ленты.

Правильный раскрой материала при массовом выпуске пластинчатых магнитопроводов дает большую экономию материала и снижает стоимость выпускаемых изделий. Правильность раскроя материала характеризуется коэффициентом использования материала.

3. Снятие заусенцев - появление их объясняется затуплением режущих кромок пуансона и матрицы. Наличие заусенцев приводит к замыканию отдельных пластин, а значит к увеличению потерь на вихревые токи и снижению коэффициента заполнения пакета. Заусенцы снимают шлифовкой, вальцеванием или электрополировкой. Удаление заусенцев электрополированием обеспечивает повышение магнитной проницаемости на

10 - 12 % и снижение потерь на гистерезис на 10 - 15 % за счет снятия наклепа не только с краев пластин, но и по всей поверхности пластин, где имеет место наклеп.

4. Правка пластин осуществляется для устранения их деформации при штамповке. Правку производят пропусканием через рихтующие вальцы или в специальных штампах для правки.

5. Отжиг. В результате вырубки, правки изменяется структура магнитного материала - материал наклепывается, и этот процесс особенно выражен по периметру пластин. Ширина наклепа находится в пределах 0,4 – 4 мм. Процесс правки приводит к наклепу в объеме пластины. Исходная структура представляет собой кристаллические зерна правильной формы, а наклепанная зона - участки материала с зернами, вытянутыми по форме и ориентированными в направлении движения инструмента.

Изменение структуры в результате наклепа приводит к изменению формы петли гистерезиса, увеличению коэрцитивной силы, снижению магнитной проницаемости.

В результате отжига материал приобретает прежнюю кристаллическую структуру, напряжения снимаются, а магнитные свойства восстанавливаются. Температура отжига определяется температурой рекристаллизации. Процесс отжига состоит из трех этапов: подъем температуры с определенной скоростью; выдержка и медленное снижение. Температурный режим отжига зависит от типа магнитного материала и вида отжига. Различают следующие виды отжига.

Отжиг с ограниченным доступом воздуха, который осуществляют в специальных герметичных контейнерах. Отжигу подвергаются магнитные материалы из электротехнической стали. Одновременно с восстановлением магнитных свойств пластины покрываются оксидной пленкой, которая обеспечивает изоляцию пластин в собранном магнитопроводе. Отжиг осуществляют при температуре 780 - 820 С по определенному режиму (подъем температуры, выдержка и охлаждение).

Отжиг в восстановительной (водородной) среде способствует значительному росту кристаллических зерен, что увеличивает магнитную проницаемость, при этом магнитный материал очищается от вредных примесей.

В процессе водородного отжига не образуется изоляционная оксидная пленка. Отжигу в восстановительной среде подвергают пластины из электротехнической стали и некоторых марок пермаллоя при температуре 1000 - 1100 °С.

Отжиг в вакууме производят в специальных установках при вакууме порядка 10^{-4} МПа. Отжиг в вакууме применяют для пластин из электротехнической стали при температуре 780 - 820 °С, из низконикелевых пермаллоев (45Н) при температуре 1100 - 1250 °С и высоконикелевых - 1100 - 1150 С.

Оксидная изоляционная пленка образуется при отжиге пластин из электротехнической стали при ограниченном доступе воздуха.

6. Изоляция пластин. Для уменьшения потерь на вихревые токи в магнитопроводе применяют три типа изоляции между пластинами: оксидная пленка; лакирование и фосфатирование пластин, причем фосфатная пленка обеспечивает более высокие электроизоляционные свойства и обеспечивает более высокую механическую прочность на продавливание при сборке. В настоящее время металлургические заводы выпускают листовой прокат из магнитных материалов с нанесенным термостойким изоляционным покрытием, что исключает операцию нанесения изоляции.

Сборка магнитопроводов состоит из набора пластин в пакет и их скрепления. Различают сборку вперекрышку и встык, когда необходим немагнитный зазор между двумя частями магнитопровода, например в дросселях. Величина зазора регулируется толщиной изолирующих прокладок.

Стягивание пластин осуществляется шпильками, болтами или металлической обоймой или специальными обжимными скобами. Крепежные детали должны быть изолированы от магнитопровода. Для увеличения коэффициента заполнения магнитной цепи пакет подвергается сжатию с

определенным усилием. Сжатие магнитной цепи из пластин вызывает изменение электрического сопротивления, магнитной проницаемости, потерь на вихревые токи и петли гистерезиса.

Как известно, в магнитной цепи существуют три вида потерь: потери на рассеивание; потери на вихревые токи; потери на перемагничивание. Потери на рассеивание велики при слабом сжатии и уменьшаются при увеличении давления сжатия. Потери на вихревые токи возрастают при сжатии из-за возможного разрушения пленки и увеличения точек соприкосновения. При этом электрическое сопротивление пакета резко падает.

Изменение потерь на перемагничивание при стягивании пакета обусловлено изменением магнитных свойств материалов, имеющих ненулевую магнитострикцию.

При сжатии пакета (это соответствует растягивающему усилию каждой пластины) у материалов с отрицательной магнитострикцией ухудшается прямоугельность гистерезисной петли, и потери на перемагничивание увеличиваются. У материалов с положительной магнитострикцией прямоугельность петли улучшается, и потери на перемагничивание уменьшаются. При увеличении частоты, на которой работает магнитопровод, сила сжатия снижается. Из сказанного следует, что при сборке магнитопроводов усилие сжатия пакета зависит от материала магнитопровода и подбирается в результате экспериментальных исследований. Обычно сжатие пакетов осуществляется при давлении 2 - 5 МПа. Контроль качества изготовления проводится на последней операции изготовления и заключается в определении величины потерь (на рассеивание, гистерезис и вихревые токи), а также величины магнитной индукции, магнитной проницаемости и тока холостого хода.

Процедура представляет собой набор пластин в пакет и их скрепление (стягивание) между собой. Соединение деталей выполняется несколькими способами:

- шпильками и болтами;

- обжимными скобами;
- металлической обоймой.

Важное условие сборки – изоляция крепежных деталей от магнитопровода. В некоторых случаях пакет подвергается сжатию. В этом случае происходит изменение магнитной проницаемости и показателей электрического сопротивления.

Соблюдение точного технологического процесса позволяет получить надежные и прочные конструкции, которые выдерживают большие нагрузки и готовы к эксплуатации практически в любых условиях.

Технология их изготовления однотипна, а ориентировочная последовательность технологических операций

Предполагается, что в производство поступают листы и рулоны тонколистовой электротехнической стали, удовлетворяющие требованиям технических условий (ГОСТ 802—58), с гладкой ровной поверхностью без расслоений на кромках и без ржавчины, окалина, пористости, пятен поверхностной земли и других порошкообразных веществ, препятствующих обработке и нанесению изоляции.

Если допускается вырубка пластин штампами с затупленными режущими кромками и требуется последующая их зачистка на гратоснимательном шлифовальном станке, то операцию лакирования поверхностей вырубок производят после зачистки их от грата.

Для уменьшения потерь на вихревые токи, магнитные цепи трансформаторов и дросселей собирают из отдельных, электрически изолированных тонких пластин различной формы по ГОСТ 20249-80. Вид изоляции выбирается в зависимости от рабочей частоты изделия.

Пластины магнитопроводов получают холодной штамповкой из листового материала. При резке и штамповке свойства магнитных материалов ухудшаются из-за остаточных напряжений от пластической деформации. Сильно деформированная зона с резко ухудшенными свойствами распространяется по контуру пластины в виде полосы шириной от 0,5 до 3мм.

Для снятия остаточных напряжений штампованные пластины подвергаются отжигу при температуре рекристаллизации одним из следующих способов: с ограниченным доступом воздуха, в вакууме или в атмосфере водорода.

Далее для трансформаторов и дросселей, работающих на низких частотах, для обеспечения изоляции, пластинчатый магнитопровод покрывается оксидной пленкой. При частотах до 1000 Гц в качестве изоляции может служить фосфатная пленка, характеризующаяся диамагнитностью и большей механической прочностью. Применение фосфатной изоляции ограничивается также сложностью и большей трудоемкостью ее получения.

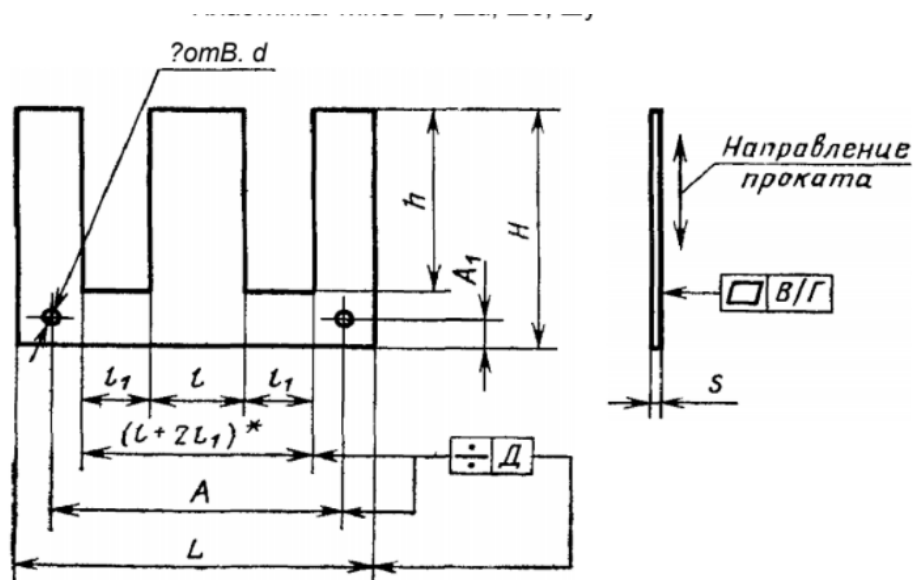


Рисунок 2 – Ш-пластина

Проведя анализ технического процесса, установлено, что на данный момент большая часть производств, используют ручную сборку пластин в пакеты, что увеличивает трудовые затраты и уменьшает скорость сборки пакетов. Для всех последующих операций, после вырубки предлагается ввести автомат (Рис. 3) для сборки и позиционирования пластин, который позволит уменьшить количество рабочих с пяти до одного, на зоне подготовки пластин, при этом увеличить скорость сборки и уменьшить трудозатраты

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИНЦИПА ОРИЕНТАЦИИ Ш - ПЛАСТИН И РАСЧЕТ 3D МОДЕЛИ ПЛИТЫ, С ВОЗМОЖНОСТЬЮ ЕЕ БЫСТРОЙ ЗАМЕНЫ

2.1 Общие принципы автоматического ориентирования

Автоматическое ориентирование в вибрационном питателе — это процесс, в результате которого выходящие из лотка питателя заготовки имеют определенное расположение относительно друг друга. В зависимости от целевого назначения питателя, а также от сложности загружаемых заготовок в чаше питателя осуществляется полное или частичное ориентирование заготовок. Если заготовки, выходящие со спирального лотка, имеют точно одинаковое расположение относительно друг друга, то в чаше питателя осуществлено полное ориентирование.

Частичное ориентирование заготовок в чаше питателя осуществляется в двух случаях:

1. Когда рабочий процесс допускает возможность частичного ориентирования и нет необходимости усложнять конструкцию ориентирующих устройств. Такой случай имеет место в счетных автоматах, автоматах контроля твердости и др., когда заготовка на рабочей позиции может иметь несколько определенных положений.

2. Когда деталь имеет сложную геометрическую форму и осуществление ее полной ориентации затруднено. В этом случае в чаше питателя осуществляется частичное ориентирование, а окончательное или полное ориентирование производится в отдельном устройстве, находящемся вне чаши.

Механизмы и устройства для ориентирования вне чаши аналогичны механизмам, применяемым в существующих конструкциях бункерных питателей. Процесс ориентирования заготовок в чаше питателя в зависимости от сложности заготовки может состоять из одного или нескольких этапов, на которых ориентирование осуществляется следующими способами:

1) путем удержания на лотке заготовок, занявших правильное положение, и удаления всех остальных;

2) путем придания заготовке, находящейся в неправильном положении на лотке, требуемой ориентации.

Для увеличения производительности питателя первый способ, обычно при возможности, частично сочетают на одном этапе со вторым так, чтобы сбрасываемые с лотка заготовки при падении на дно или нижний виток лотка поворачивались в требуемое положение. Этим увеличивается процент заготовок в чаше, имеющих необходимую ориентацию. Устройства, осуществляющие ориентирование в чаше вибропитателя, можно разбить на две группы:

1. Устройства первичной ориентации — устройства, с помощью которых хаотически расположенные заготовки получают на лотке одно или несколько определенных устойчивых положений и ориентируются относительно хотя бы одного габаритного размера (длины, ширины, высоты) или поверхности (цилиндра, плоскости).

Для заготовок, требующих одной степени ориентации и имеющих одно устойчивое положение, эти устройства будут осуществлять полное ориентирование, например, ориентирование цилиндрических заготовок первого класса вдоль их оси вращения.

2. Устройства вторичной ориентации — устройства, в которых заготовки, имеющие несколько определенных положений, проходят очередной этап ориентации. Каждый этап ориентации уменьшает количество положений, занимаемых заготовками на лотке питателя. Например, заготовки формы тел вращения второго класса, получающих в устройстве первичной ориентации направление вдоль осей вращения, в устройстве вторичной ориентации ориентируются определенным концом вперед.

Ориентирование сложных заготовок третьего и четвертого классов осуществляется на нескольких этапах при помощи устройства первичной ориентации и нескольких устройств вторичной ориентации.

Таблица 1 – Классы заготовок

Класс	Группа	Разряд	Типы заготовок
Первый	Три плоскости симметрии	1 $\frac{L}{B} > 1$	Пластина $\frac{\delta}{B} \ll 1$
			Призма $\frac{\delta}{B} \approx 1$
		2 $\frac{L}{B} \approx 1$	Пластина $\frac{\delta}{B} \ll 1$
			Призма $\frac{\delta}{B} \approx 1$
Второй	Две плоскости симметрии	1 $\frac{L}{B} > 1$	Пластина $\frac{\delta}{B} \ll 1$
			Призма $\frac{\delta}{B} \approx 1$
		2 $\frac{L}{B} \approx 1$	Пластина $\frac{\delta}{B} \ll 1$
			Призма $\frac{\delta}{B} \approx 1$
Третий	Одна плоскость симметрии	1 $\frac{L}{B} > 1$	—
			—
		2 $\frac{L}{B} \approx 1$	—
			—
Четвертый	Ассиметрия	1 —	—
			—

2.2 Ориентирование ш-пластин на установке

После операции вырубki пластины находятся в таре в беспорядочном положении. Для выполнения последующих операций термообработки, гальванической и сборки технологического процесса необходима определенная ориентация пластин.

Для механизации процесса формирования пакета ориентированных пластин предлагается сборочный автомат. Конструкция автомата приведена на рисунке 1. Автомат состоит из следующих основных элементов: 1 – ворошитель, 2 – виброплита, 3 – электродвигатель (с двумя эксцентриками), 4 – электродвигатель ворошителя, 5 – упругий элемент, 6 – приемный лоток, 7 – тара.

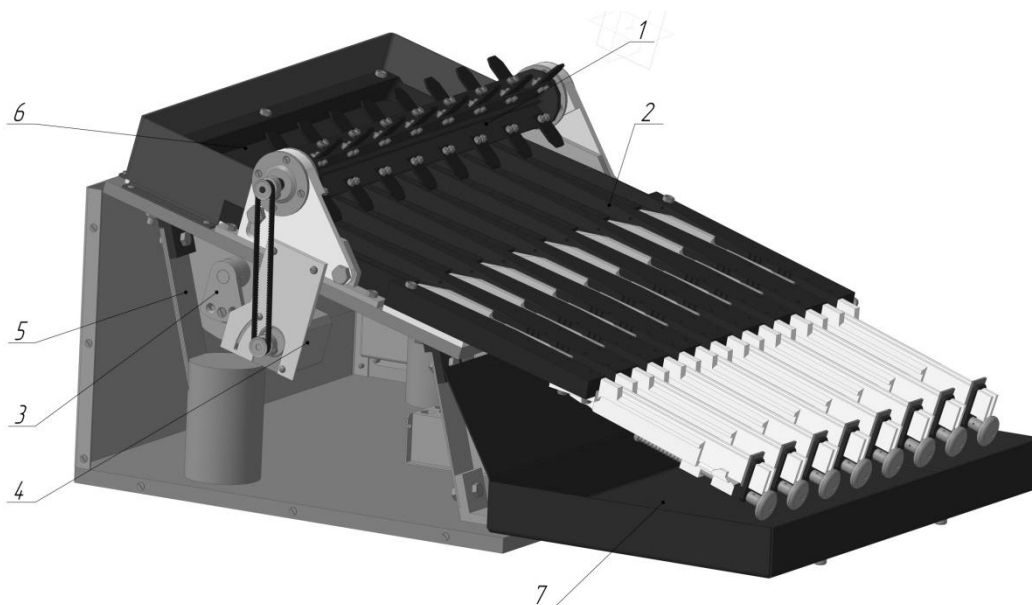


Рисунок 3 – Трехмерная модель сборочного автомата

Автомат работает следующим образом: пластины из тары засыпаются в приемный лоток установки вместе с тальком, ворошитель поправляет сцепившиеся скопления пластин, распределяя их по желобам каналов. Платформа совершает вибрации в горизонтальной плоскости, благодаря чему пластины занимают устойчивое положение, опускаясь в желоб канала, где

выполняется ориентацию в пространстве за счет, геометрически сложных пластин и 12-и зацепам по кромке желоба и далее опускаются на упор. Также на установке присутствуют полукруглые пазы вдоль каналов, необходимые для обеспечения поворота неправильно сориентированных пластин.

Ш-пластины, не попавшие в желобы, падают мимо них в тару в нижней части автомата. По мере наполнения тары, пластины из неё высыпаются снова оператором в приемный лоток установки.

Для переналадки автомата, предусмотрен сменный стол. Для его смены нужно, расслабить фиксирующую гайку, снять ремень, поднять ворошитель¹, открутить 8 болтов и снять стол движением к таре. Аналогично обратной сборке повторить операцию для установки стола на автомат.

Пластины из тары засыпаются в приемный лоток установки вместе с тальком, ворошитель поправляет сцепившиеся скопления пластин, распределяя их по желобам каналов. Платформа совершает вибрации в горизонтальной плоскости, благодаря чему пластины занимают устойчивое положение, опускаясь в желоб канала, где выполняется ориентацию в пространстве за счет, геометрически сложных вкладышей представленный на рисунке 5. Вкладыш спроектирован опытным путем, используя возможные варианты распределения пластин и возможными вариантами их ориентированности, было выяснено, что две плоскости позволяют совершать разворот по осям и координировать их в пространстве.

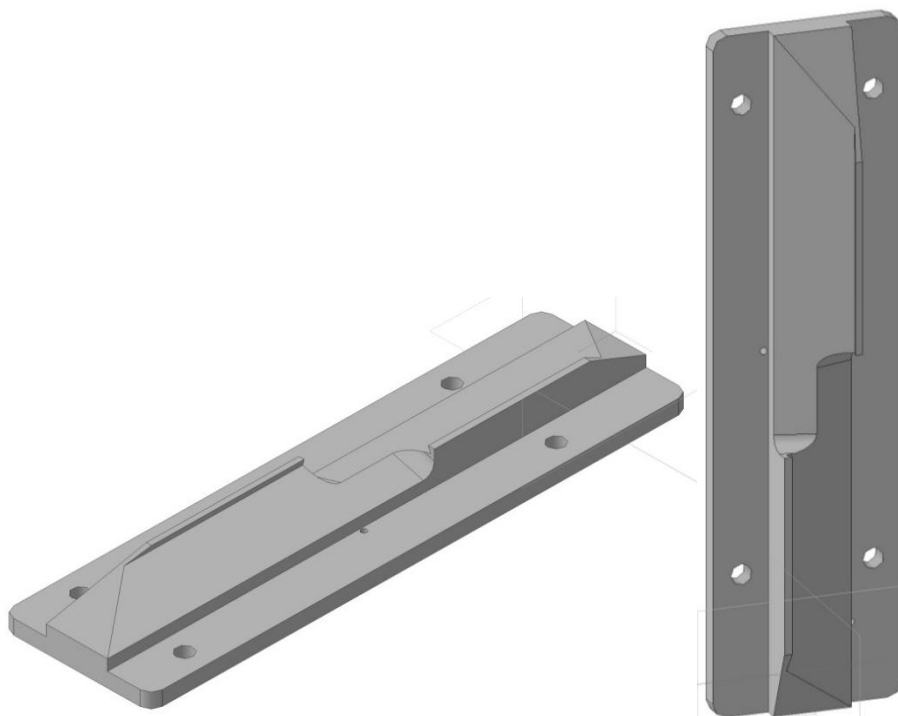


Рисунок 4 – Вкладыш ориентирования по оси X и Z

Также, на сменной плите присутствуют полукруглые пазы представленные на рисунке 6, расположенные параллельно вкладышам, необходимые для обеспечения поворота неправильно сориентированных пластин.

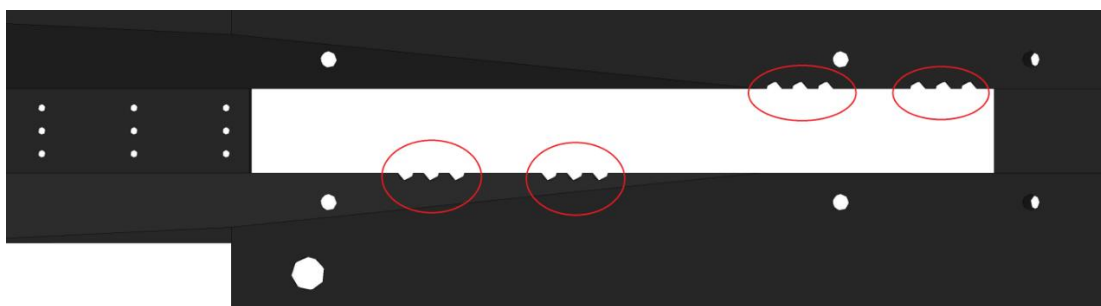


Рисунок 5 – Местный вид вкладыша и сменной плиты.

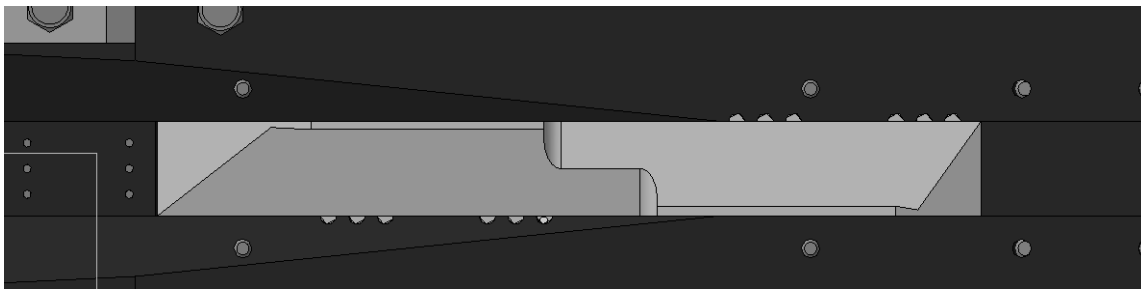


Рисунок 6 – Сборка плиты и вкладыша.

2.3 Возможные варианты ориентирования пластины на плите.

Условно, путь от приёмного лотка до держателя можно разделить на 5 этапов:

1. Не относящийся к ориентированию пластин, засыпной лоток, в который оператор засыпаются из тары Ш-пластины;
2. Ворошитель, с помощью талька распределяет и ворошит сцепившиеся пластины по каналам плиты;
3. Первый этап ориентирования в пространстве, позволяющий задать правильное направление, угол поворота и правильное позиционирование на держателе, имеет первый сложный угол и 6 полукруглых зацепов по одной стороне;
4. Второй этап ориентирования в пространстве, заключается в том, чтобы спозиционировать оставшиеся пластины на плите, и максимально исключить возможность проскальзывания, разворачивая те пластины, которые соскользнули или прошли ребром 3 этап, с помощью второй плоскости и 6 зацепам находящиеся на противоположной стороне канала 3 этапа;
5. Заключительный этап позиционирования, в котором Ш-пластины позиционируются на держателе, регулируемый с помощью натяжителя и регулятора на краю плиты. Пластины, которые не попали на держатель ссыпаются в тару, которую оператор ссыпает обратно в приемный лоток.

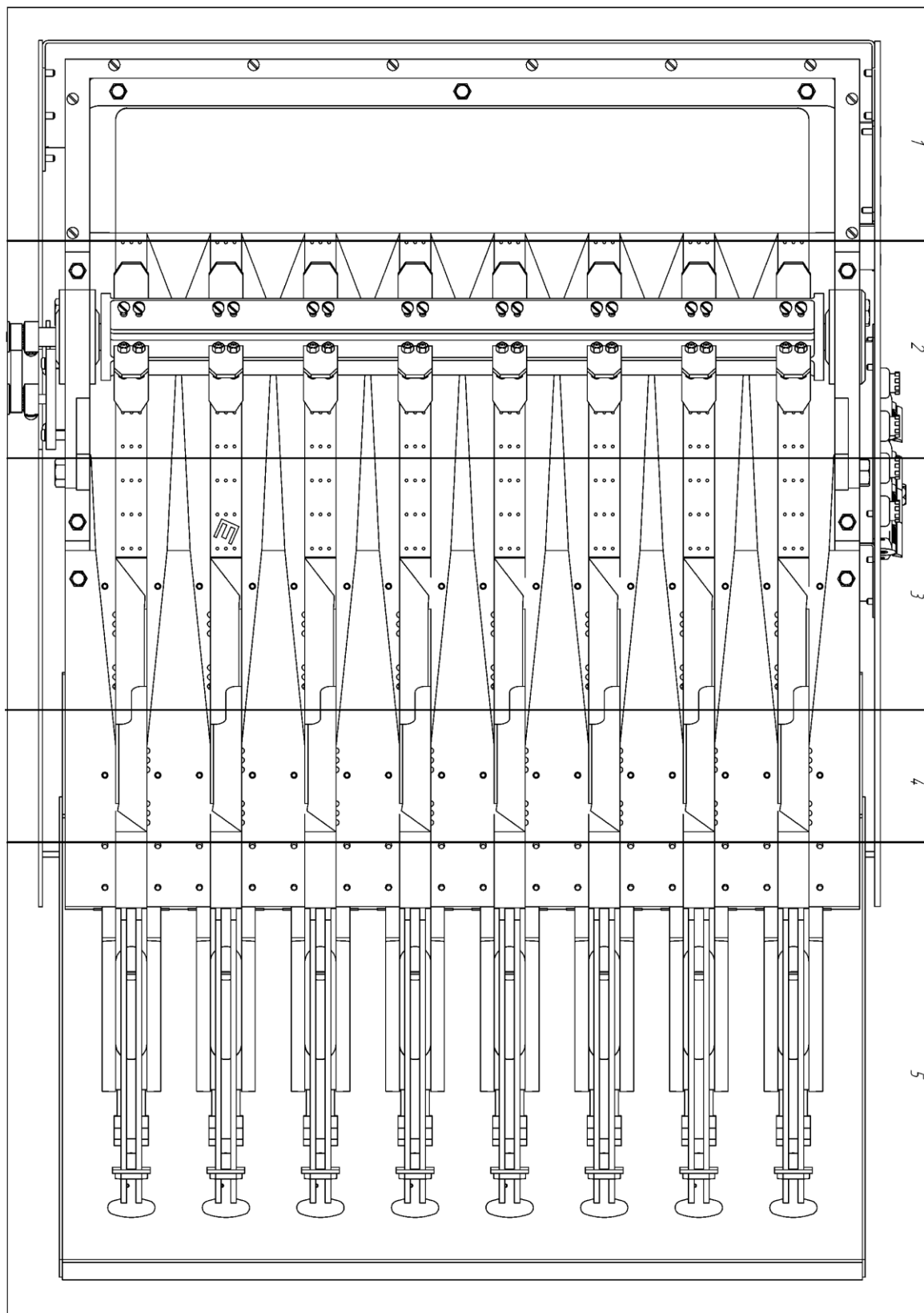


Рисунок 7 – Последовательность этапов позиционирования пластин

Для опытной проработки позиционирования Ш-пластин, была составлена таблица вероятности, по которой были спроектированы геометрически сложные вкладыши.

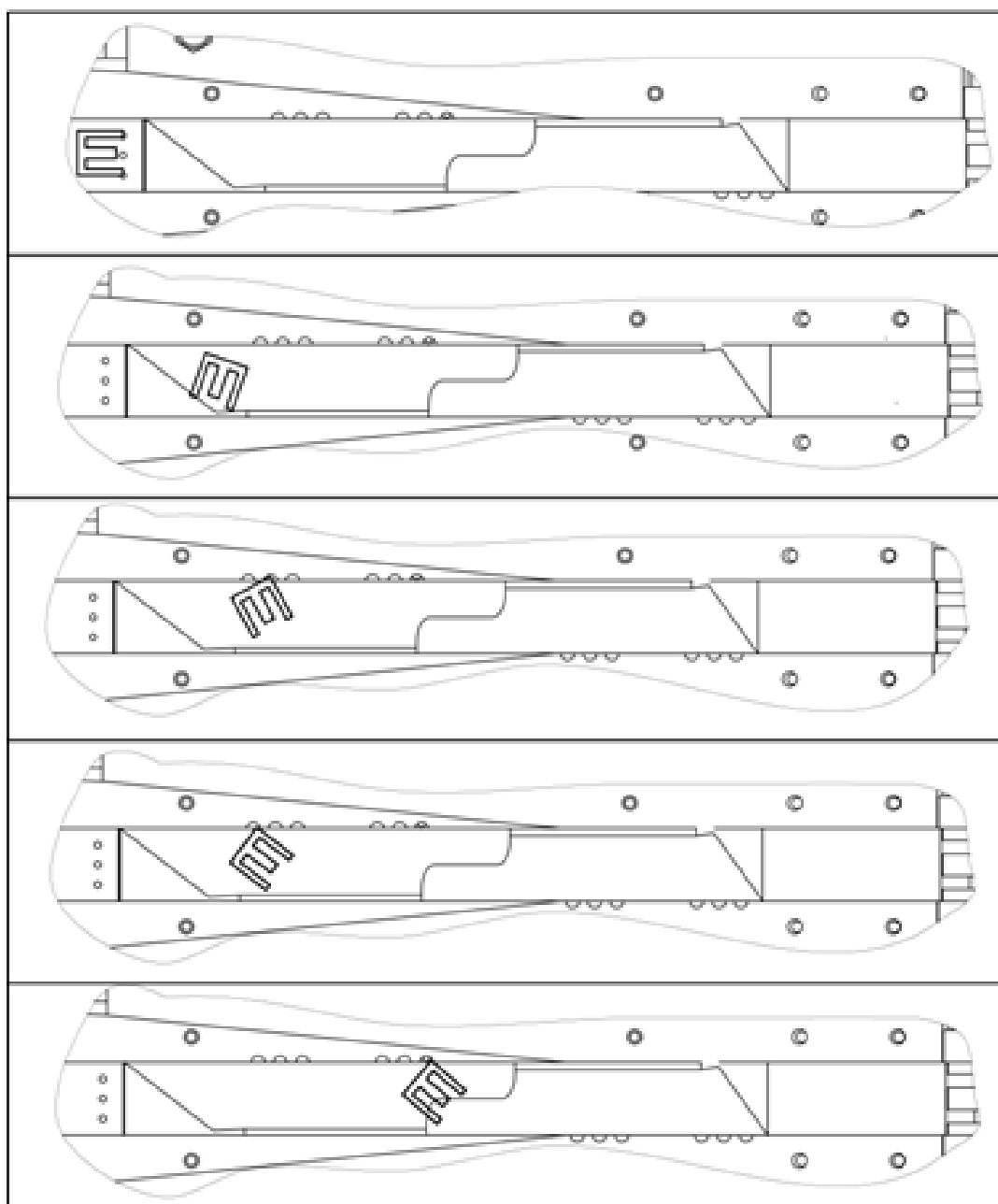


Рисунок 8 – Таблица вероятных исходов (Вид сверху)

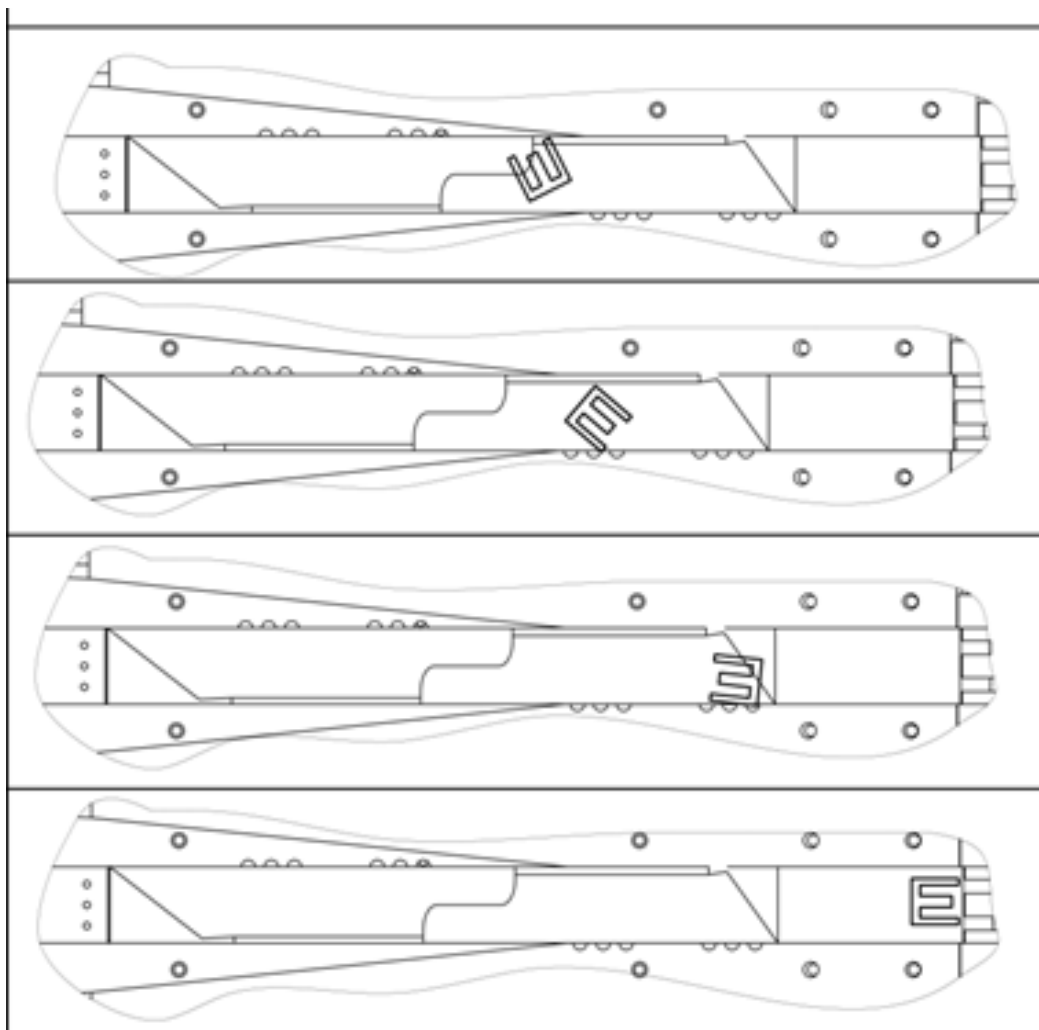


Рисунок 9 – Вероятные исходов (Вид сверху)

Ш-пластина попадает пазами-направляющими в пазы, и по инерции двигается в конец держателя, в упор, создавая в последовательности блок пластин, позволяющий использовать его в дальнейшем.

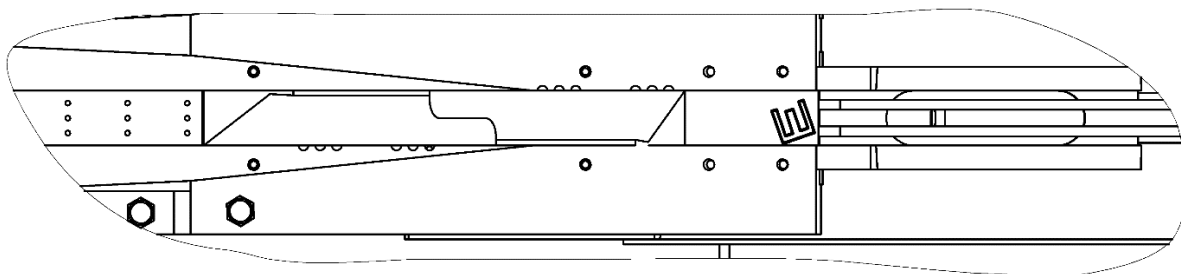


Рисунок 10 – Неблагоприятный исход

В случае как на рисунке 10, пластина падает в лоток для повтора операции.

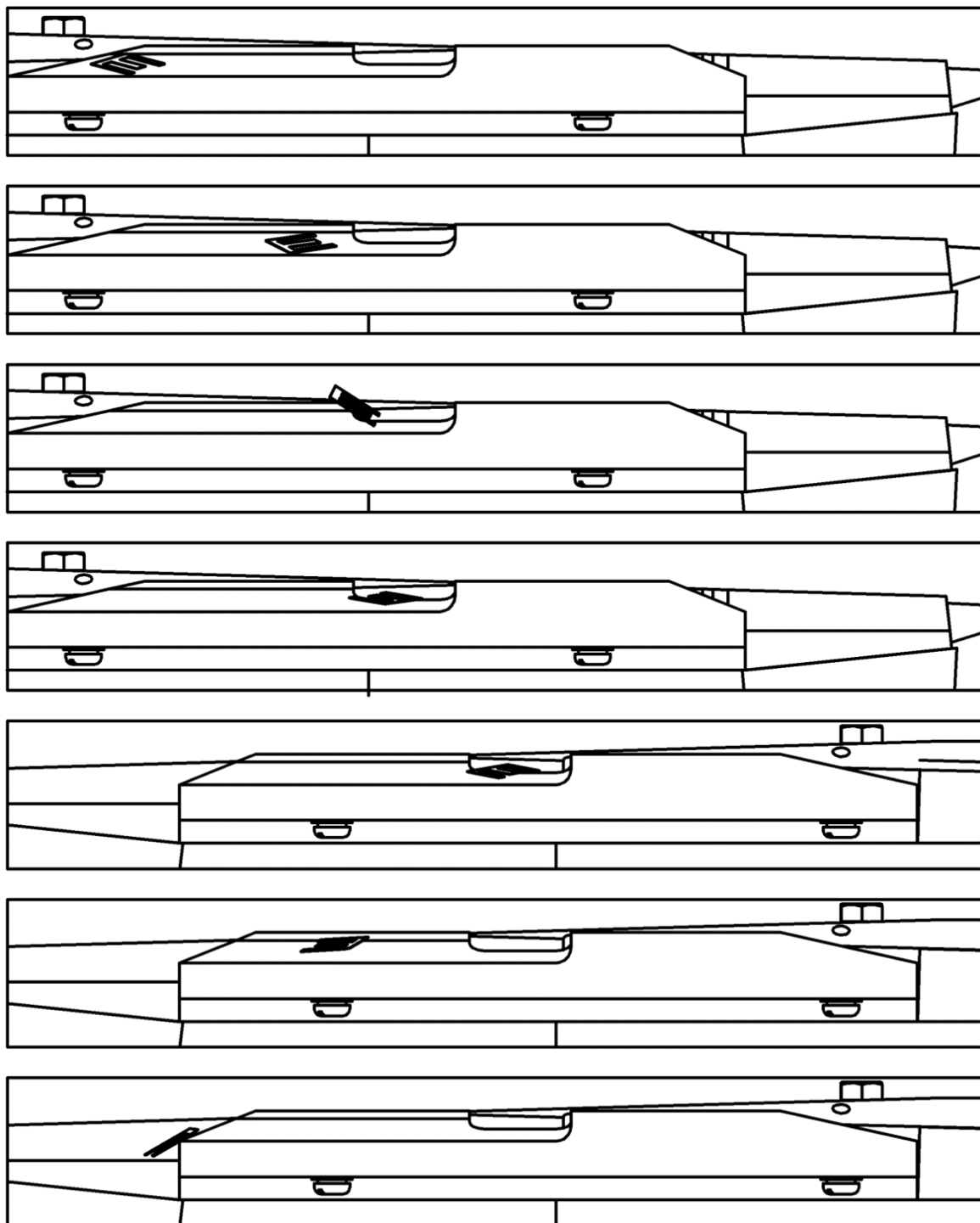


Рисунок 11 – Вероятные исходы пластины (Вид спереди)

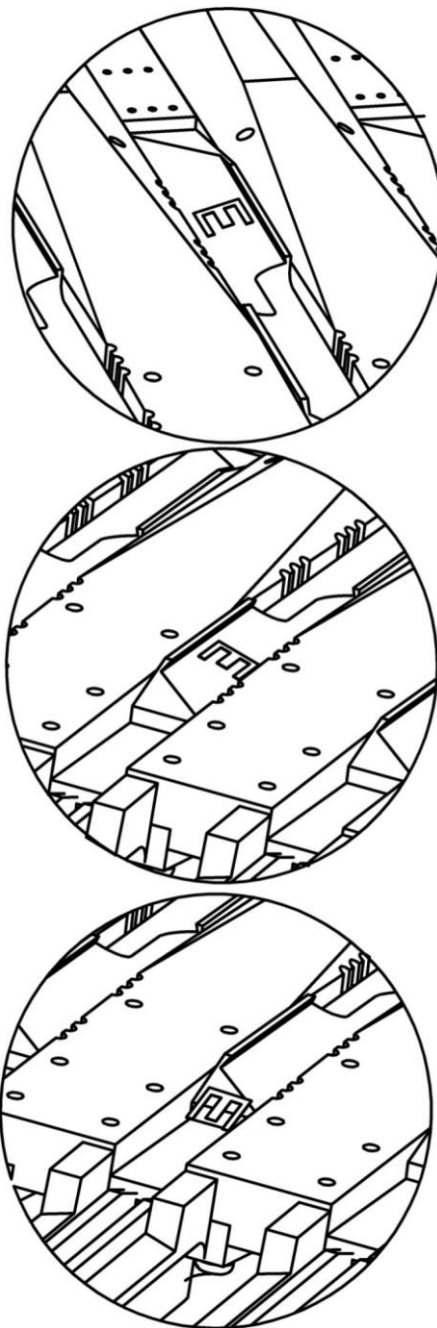


Рисунок 12 – Прохождение пластиной изгибов вкладыша в тригонометрии.

Таким образом, мы определили наиболее подходящие вкладыши, для позиционирования пластины, смогли спроецировать ее путь, и высчитать неблагоприятные варианты возможной ориентации, что позволяет более точно подойти к ориентированию пластин на плите.

3 РАСЧЕТ ВИБРАЦИОННОГО ОРИЕНТИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Требуется рассчитать конструкцию вибрационного бункерного питателя для подачи заготовок пластинчатого магнитопровода на заготовительное установочное место для комплектовки.

На рисунке 13 показана геометрическая форма и размеры заготовки.

Эта заготовка должна выдаваться в горизонтальном положении пазами вперед. Производительность станка $Q_{cm} = 60$ шт/мин.

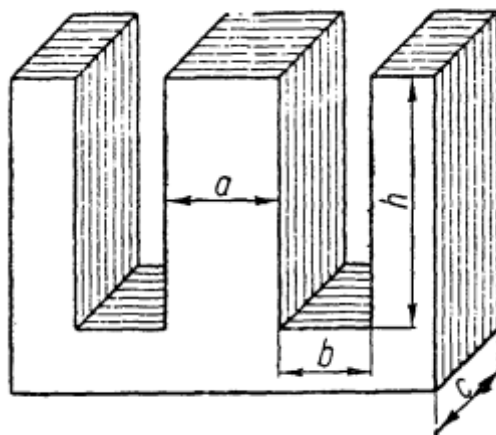


Рисунок 13 – Ш-пластина.

Требуемая производительность питателя при коэффициенте переполнения $\kappa_n = 1,15$ будет равна $Q = Q_{cm} \kappa_n = 60 \cdot 1,15 = 69$ шт/мин. Принимаем $Q = 70$ шт/мин.

Заготовка относится к деталям второго класса, второй группы и требует двух степеней ориентации.

Так как механизм осуществляет вторичную ориентацию путем сбрасывания заготовок, идущих пазами вперед, а таких заготовок будет на лотке половина, то коэффициент вторичной ориентации $\kappa_2 = 0,5$. Однако заготовки, сбрасываемые с лотка при определенной установке штифта, будут при ударе штифт поворачиваться и ложиться на питатель в требуемое положение. Это увеличит процент заготовок,двигающихся по лотку в правильном положении, поэтому можно принять $\kappa_2 = 0,60$.

Таким образом, коэффициент заполнения после полной ориентации заготовок, определяемый по формуле будет

$$k = k_1 k_2 = 0,90 \cdot 0,60 = 0,54 .$$

Требуемая скорость движения заготовок, будет:

$$v_3 = \frac{Ql_3}{60 k} = \frac{70 \cdot 35}{60 \cdot 0,54} = 76 \text{ мм/сек}$$

3.2 Определение оптимальных режимов работы вибропитателей

Оптимальным режимом работы вибрационного питателя будет режим, обеспечивающий максимальное значение коэффициента скорости k_c при сохранении устойчивого характера движения заготовок. Коэффициент скорости зависит от параметра ξ , углов β и α и коэффициента трения f .

Угол подъема лотка α желательно выбирать минимальным исходя из конструкции питателя и размеров заготовок, при этом $\alpha < \alpha_{кр}$.

Увеличение параметра режима ξ , как это было показано выше, увеличивает значение k_c и делает режим менее зависящим от изменения величин коэффициента трения, поэтому величину параметра ξ необходимо выбирать максимально возможной. Предельные значения параметра ξ для данных заготовок ограничиваются явлениями упругого удара и зависят от предельно допустимой скорости соударения $|v_y|_{пред}$. Величину ξ необходимо выбирать весьма близкой к параметру $\xi_{пред}$ соответствующему $|v_y|_{пред}$. Угол бросания β для режима с определенным ξ зависит от максимальной скорости лотка $v_{л\max}$, которая, в свою очередь, зависит от требуемой скорости движения заготовок и коэффициента скорости.

$k_{c\max}$ — максимальный коэффициент скорости, из различных материалов;

$k_{\epsilon \min}$ — минимальный коэффициент трения.

В режимах, имеющих ξ выше 1,6, начинается отклонение реальных k_{ϵ} от расчетных в сторону уменьшения, которое объясняется влиянием явлений упругого удара. Для данных нежестких часовых деталей режим с параметром $\xi = 2,2$ является предельным. Предельным будем называть режим, характеризуемый такой величиной параметра ξ , незначительное увеличение которой приводит в результате явлений удара к нарушению установившегося движения заготовки. При углах подъема лотка до $1,5^\circ$ для устойчивых заготовок коэффициент скорости незначительно зависит от угла подъема лотка. Для большинства заготовок, коэффициент сухого трения о поверхность лотка которых выше 0,2, при углах подъема до $1,5^\circ$ и работе в эффективных режимах с $\xi = 2$ изменением коэффициента скорости можно пренебречь.

В результате происходящих упругих деформаций связи заготовки с лотком, возникшие при явлениях прилипания, разрушаются и в момент отрыва на движение заготовки влияния не оказывают.

При выборе режима работы вибропитателя для случаев, когда возможно возникновение явлений «прилипания», расчет угла β ведется при $K_y = 1$, а в конструкции питателя необходимо предусмотреть возможность увеличения амплитуды колебаний на 30—40%, что при выбранном значении β позволяет увеличить параметр режима ξ и $v_{\text{л max}}$ и тем самым компенсировать потерю скорости за счет прилипания.

Явления «прилипания» заготовки к лотку. В процессе движения заготовки при определенных условиях (весьма чистая поверхность лотка при движении заготовки с чистой поверхностью) может возникнуть явление «прилипания» заготовки к лотку во время их совместного движения. В результате этого явления отрыв заготовки от лотка происходит с запаздыванием по сравнению с расчетным или вообще отрыва не происходит. Картина движения заготовки в этих случаях, рассмотренная на осциллограмме,

соответствует режимам со значительно меньшим параметром ξ , чем фактические, в которых работает лоток.

Под предельно допустимой скоростью соударения для данной заготовки и лотка $|v_y|_{\text{пред}}$ будем понимать такую скорость соударения, превышение которой приводит к нарушению установившегося периодического движения заготовки.

Материал заготовки и лотка:

Твердая сталь по стали: 70 – 90 мм/сек;

Алюминий по стали: 100 – 120 мм/сек;

Бронза по стали: 60 – 70 мм/сек;

Сталь по резине: 140 мм/сек;

Таким образом, предельным режимом для данной заготовки будет режим, в котором скорость соударения ее с лотком равна предельно допустимой.

Таблица 2 – Коэффициенты статического трения тщательно очищенных смазанных поверхностей в атмосфере воздуха (по И.В. Крагельскому)

Материал	Твердая сталь	Мягкая сталь	Латунь	Алюминий
Твердая сталь	0,393	0,410	0,535	0,649
Мягкая сталь	0,410	0,411	0,506	0,605
Никель	0,428	0,429	0,504	0,745
Медь	0,548	0,533	0,618	0,695
Латунь	0,535	0,508	0,634	0,706
Алюминий	0,649	0,605	0,706	0,937
Стекло	0,695	0,721	0,873	0,845
Олово	0,786	0,786	0,752	0,905
Свинец	1,955	1,930	2,110	2,00

Прямолинейный лоток бункера из материала Д16.Б 20 ГОСТ 17832-99 с углом подъема $\alpha = 15^\circ$, при транспортировке стальных деталей со скоростью $v = 100 \text{ мм/сек}$.

1. Лоток работает на частоте $\nu = 50 \text{ Гц}$;
2. Согласно таблице трения $f=0,6$;

3. По графику для частоты $\nu = 50 \text{ Гц}$ и $\left| v_y \right|_{пред} = 100 \text{ мм/сек}$ $\xi = 1,75$;

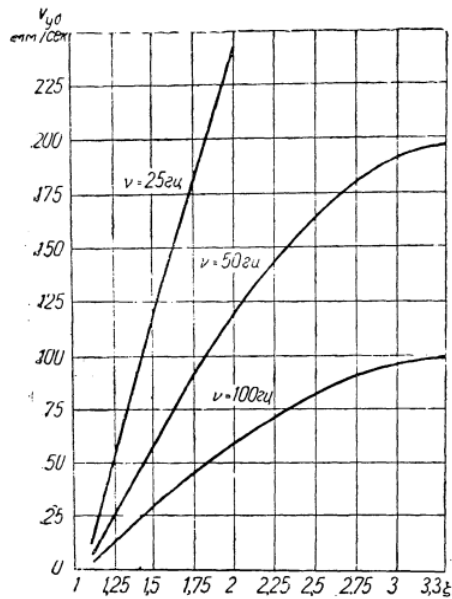


Рисунок 14 – График частот

Где величина $\left| v_y \right|_{пред} = 100 \text{ мм/сек}$ отложена по оси абсцисса, а величина по оси $\xi = 1,75$ ординат.

4. Коэффициент режима определим по формуле, приняв $K_y = 1$;

$$\Pi = \frac{\nu_3 \cdot 2 \pi \nu K_y}{f \xi g \cos \alpha} = \frac{100 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 50}{0,6 \cdot 1,75 \cdot 9810 \cdot 0,75} = 4,06 ;$$

5. По графику изображенному на рисунке 17 для $\Pi=4,06$ и $\xi = 1,75$ находим значение $\kappa_\beta = 9$;

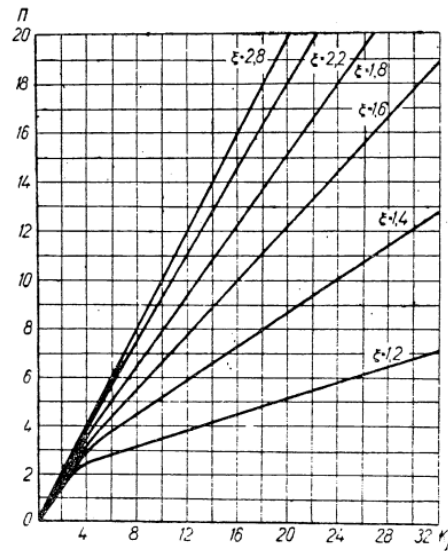


Рисунок 15 – График частот

Где величина $\Pi=4,06$ отложена по оси абсцисса, а величина по оси $\kappa_{\beta} = 9$ ординат.

Тогда:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{k_{\beta} f} = \frac{1}{9 \cdot 0,6} = 0,185 ; \beta = 10^{\circ} 30'$$

Таким образом, оптимальный режим работы вибропитателя для прямолинейного лотка будет определяться величинами $\xi = 1,75$ и $\beta = 10^{\circ} 30'$.

3.3 Расчет колебательной системы вибролотка

К вибрационным лоткам, осуществляющим подачу заготовок, в рабочий орган станка или транспортирующим ориентированные заготовки от станка к станку, предъявляются специальные требования. Вибрационный лоток должен обеспечить равномерное движение заготовки по всей длине лотка. Для этого вертикальные колебания лотка по всей его длине должны быть одинаковыми, не превышающими предельных значений, при которых начинается хаотическое движение в результате влияния упругого удара. Так как поперечное сечение лотка, перемещающего заготовки в один ряд, невелико, жесткость такого лотка очень часто может оказаться соизмеримой с жесткостью пружинных подвесок,

в результате чего появляются дополнительные поперечные колебания лотка, неодинаковые по всей его длине и различные по фазе. Амплитуда дополнительных поперечных колебаний в зависимости от фазы будет суммироваться или вычитаться из амплитуд основных колебаний, сообщаемых вибратором, в результате чего процесс движения заготовок будет нарушаться. Устранение описанных явлений в вибрационных лотках для подачи ориентированных заготовок достигается следующим:

- 1) установкой лотка на мягких (зарезонансных) подвесках и приложением возмущающего усилия вдоль лотка;
- 2) работой лотка на низкой частоте колебаний, где требуемая жесткость лотка будет значительно меньше;
- 3) значительным увеличением жесткости лотка в поперечном сечении относительно горизонтальной плоскости.

Одномассовый вибрационный лоток на резонансной направленной подвеске. При небольшой длине и значительной жесткости лотка, когда его можно крепить к массивному основанию станка или прессы и передача вибрации станку не является вредной, весьма простой оказывается конструкция одномассового резонансного лотка. Лоток останавливается на наклонных плоских пружинах, и система настраивается на околорезонансный режим. Якорь электромагнитного вибратора крепится к лотку, а статор — к неподвижному основанию.

Настройка системы на заданную частоту собственных колебаний ν_0 осуществляется путем расчета размеров пружин соответственно массе m лотка.

Требуется рассчитать колебательную систему вибрационного лотка, конструкция которого показана на рисунке 3. Конструктивные параметры лотка: длина лотка 600 мм; вес желоба с электромагнитом 1,5 кг; площадь поперечного сечения $F = 1,2 \text{ см}^2$; момент инерции сечения $J = 0,4 \text{ см}^4$; материал желоба – Д16Т; длина желоба $l = 400 \text{ мм}$. Частота колебаний лотка $\nu = 50 \text{ гц}$.

1. Проверяем жесткость желобов. Частота собственных колебаний желоба будет равна:

$$\nu_{ожс} = 22,4 \frac{\sqrt{\frac{EJg}{F\gamma}}}{2\pi l^2}$$

$$\nu_{ожс} = 22,4 \frac{\sqrt{\frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,4 \cdot 981 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 7,8}}}{2\pi \cdot 6^2} = 165 \text{ гц.}$$

где, J — момент инерции сечения желоба;

E — модуль упругости;

F — площадь поперечного сечения желоба;

l — длина желоба;

g — земное ускорение.

Собственная частота колебаний желоба должна удовлетворять условию

$$\frac{\gamma_o}{\gamma} = 3 \div 4,$$

$$\frac{165}{50} = 3,3 \text{ мин}^{-1},$$

что удовлетворяет условию.

2. Определяем размеры резонансных подвесок.

Конструктивно принимаем ширину подвески $b = 10$ мм, длину $l_n = 90$ мм.

Толщину подвески определяем по формуле, приняв $\nu_0 = 0,2 \nu = 10$ гц:

$$a = 22,4 \frac{\sqrt{4\pi^2 \cdot 10^2 \cdot 1,5}}{2 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 981} = 0,08 \text{ см} = 0,8 \text{ мм.}$$

Определяем требуемую жесткость пружинной системы, приняв $\nu_0 = 53$ гц.

$$c = 4\pi^2 \cdot 53^2 \frac{0,7}{2 \cdot 981} = 65 \text{ кг/см}^2.$$

Жесткость соединяющих и стягивающих пружин примем

$$c = \frac{1}{4}c = \frac{65}{4} = 16,25 \text{ кг/см};$$

$$c = \frac{3}{4}c = \frac{3 \cdot 65}{4} = 48,75 \text{ кг/см};$$

Определим число витков и шаг соединяющей пружины, приняв $d = 3 \text{ мм}$.
 $D = 20 \text{ мм}$, $G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$. Расстояние между упорами $l_y = 90 \text{ мм}$, зазор в электромагните $\sigma = 3 \text{ мм}$:

$$i_1 = 2 \frac{0,3^4 \cdot 8 \cdot 10^5}{8 \cdot 2^3 \cdot 21,1} = 9,8 \text{ мм};$$

$$t_1 = \frac{90 + 9}{9,8} = 10 \text{ мм};$$

Определяем число витков и шаг сжимающей пружины:

$$i_2 = 2 \frac{0,3^4 \cdot 8 \cdot 10^5}{8 \cdot 2^3 \cdot 63,4} = 3,3 \text{ мм};$$

$$t_2 = 3 + \frac{2 \cdot 3}{3,3} = 4,8 \text{ мм};$$

Принимаем $t_2 = 5 \text{ мм}$.

Вибрационный лоток для подачи заготовок из засыпного лотка в рабочий орган станка

При подаче заготовок из засыпного лотка в рабочий орган станка в зависимости от расположения рабочей позиции применяют наклонные или прямолинейные лотки – транспортеры.

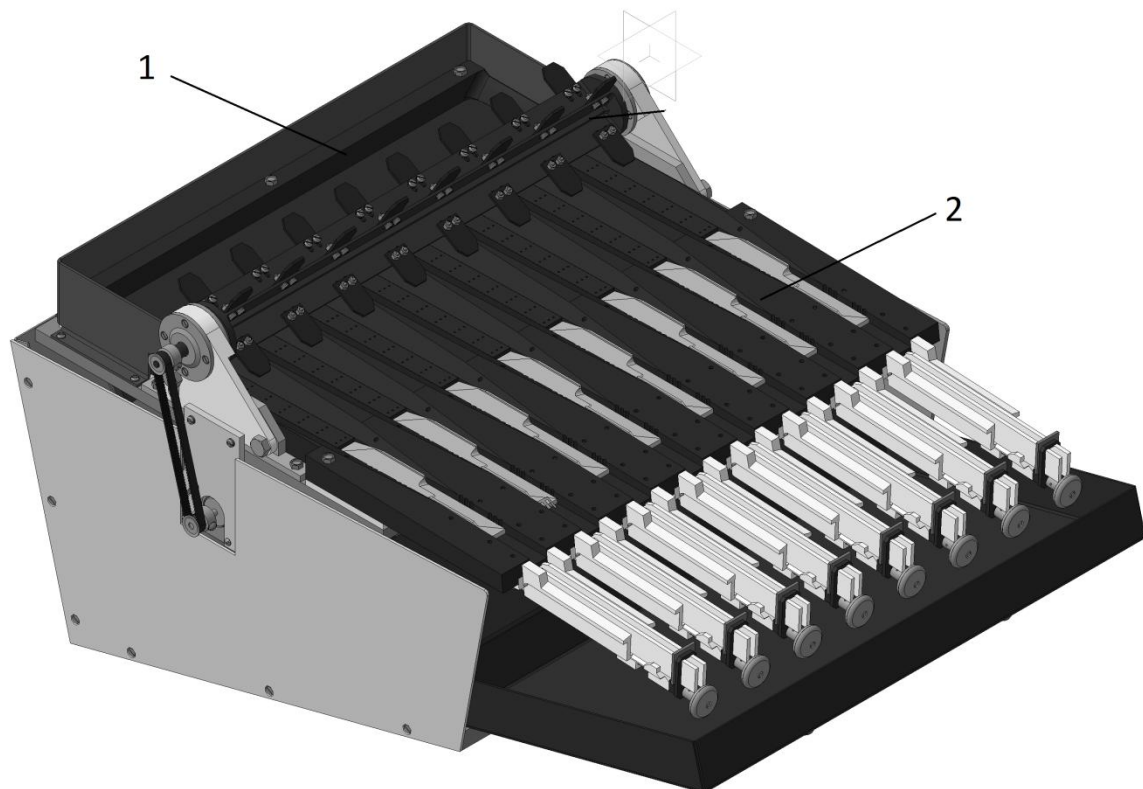


Рисунок 16 – Автомат

На рисунке 18 показан лоток 1, для подачи заготовок на рабочую позицию, расположенную выше лотка распределения. Наклонный лоток может быть или прямолинейным, или изогнутым, если заготовка должна поступать на позицию в горизонтальном положении.

Для бесперебойного движения заготовок по лотку последнему сообщается колебания с небольшой амплитудой. Для этого лоток 1 крепится к плите 2, установленной на нижней подвижной плите бункерного питателя. С рабочей позицией лоток соединен при помощи соединительного крепежа, позволяющего лотку иметь перемещение в направлении вибрации.

При расположении рабочей позиции на уровне чаши питателя или несколько выше ее для перемещения заготовок применяют прямолинейный лоток, установленный на мягких плоских наклонных пружинах. Вибрация лотку сообщается от чаши питателя, с которой лоток соединяется при помощи резинового шарнира или плоской пружины. Угол

наклона подвесок лотка должен быть равен углу бросания C на спиральном лотке чаши питателя.

При установке длинных лотков, имеющих значительную массу, одностороннее присоединение лотка к чаше питателя может нарушить работу питателя. Для уравнивания питателя к чаше со стороны, противоположной месту крепления лотка, крепят груз, момент инерции которого относительно оси чаши равен моменту инерции лотка относительно той же оси. Расчет бункерного питателя ведут с учетом обеих присоединенных масс.

3.4 Способы и режимы работы вибропитателей

Работа вибрационного питателя основана на движении заготовки вверх по спиральному или прямолинейному лотку вследствие его вибрации.

Существует несколько способов транспортирования заготовок по колеблющемуся лотку, которые бывают с несимметричным и с симметричным гармоническим законом колебательного движения лотка.

Режимы движения заготовки по поверхности колеблющегося лотка можно разделить на две группы: безотрывные, при которых заготовка все время находится в контакте с поверхностью лотка, и отрывные, при которых заготовка — часть каждого цикла — следует, не касаясь поверхности транспортирующего лотка

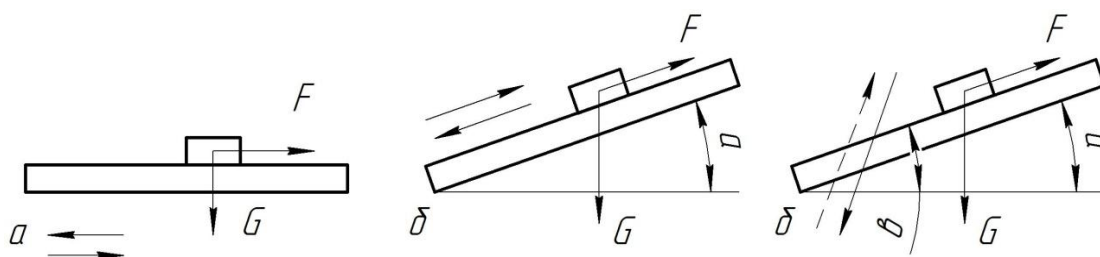


Рисунок 17 – Распределение сил

Горизонтальный лоток перемещает в горизонтальном направлении заготовку весом G с ускорением ω . Сила F , действующая на заготовку, будет равна:

$$F = \frac{G}{g} \omega ,$$

где g - земное ускорение.

Так как перемещение заготовки происходит под действием силы трения, которая не может быть больше, чем G , то наибольшее ускорение заготовки $\omega_{кр}$ определяется из уравнения:

$$\frac{G}{g} \omega_{rh} = Gf ,$$

откуда

$$\omega_{кр} = gf ,$$

где f — коэффициент трения заготовки по лотку.

Ускорение $\omega_{кр}$ называется критическим. Если ускорение лотка будет больше критического, то произойдет проскальзывание заготовки по лотку в направлении, обратном движению лотка. Для того чтобы заготовка непрерывно двигалась по лотку вперед, ему необходимо сообщить колебательное движение с разными ускорениями в прямом и обратном направлениях. Например, если при ходе лотка вперед его ускорение будет меньше $\omega_{кр}$ т. е. $\omega_{кр}^s < \omega_{кр}$ то заготовка будет двигаться с лотком без проскальзывания, а если при ходе назад $\omega_{л}^n > \omega_{кр}$, то будет происходить скольжение заготовок по лотку вперед.

При несимметричном законе колебаний заготовка перемещается по лотку, как правило, в безотрывных режимах.

При симметричном законе колебательного движения лотку, наклоненному под углом α , сообщается гармоническое движение под углом β , причем $\beta > \alpha$.

В вибрационных питателях широкое распространение получил гармонический закон колебательного движения, так как его довольно просто можно получить путем возбуждения колебаний в упругой системе.

Этот способ дает возможность работать при резонансной и околорезонансной настройках системы, поэтому требует минимальных возмущающих усилий вибратора. Колебательная система питателя довольно проста и надежна в эксплуатации.

4 РАЗРАБОТКА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ-ВИБРАТОРА

4.1 Расчет центробежного вибратора

Величина необходимого статического момента дебалансов машины находится по формуле:

$$(mr)_{\Sigma} = 1,1 \cdot A_y \left[\frac{\frac{p_y^2}{\omega^2} - 1}{\cos \gamma} \right] M ;$$

Принимаем в первом приближении $\cos \gamma = 1$, тогда

$$(mr)_{\Sigma} = 1,1 \cdot 3 \left(\frac{0,5 - 1}{1} \right) 100 = 165.$$

Проектируем регулируемый дебалансный привод, состоящий из вала и двух пар дебалансов. Каждая пара дебалансов состоит из неподвижной части, жестко закрепленной на валу вибратора, и подвижной, которая может поворачиваться относительно неподвижной на некоторый угол и закрепляться в таком же положении. Принимаем, что статические моменты подвижного и неподвижного дебалансов одинаковы; форма дебаланса – кольцевой сектор, для которого статический момент определяется по формуле:

$$(mr) = \frac{2}{3} b \gamma (R^3 - R_0^3) \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{2}{3} \cdot 5 \cdot 0,0078 (17^3 - 5,5^3) \sin \frac{94}{2} = 94,812 \text{ Г/мм}$$

Принимаем следующие размеры дебаланса:

$\alpha = 96^\circ 48' = 1,690$ рад – оптимальный угол;

статический момент одного дебаланса

$$(mr)_0 = \frac{mr_{\Sigma}}{4} \text{ кг}\cdot\text{м};$$

$B=5,0$ см – толщина диска дебаланса;

$\frac{R}{R_0} = 2,8$ - отношение радиусов кольцевого сектора.

$$(mr)_0 = \frac{165}{4} = 41,25 \text{ кг}\cdot\text{м};$$

Находимо найти радиус R_0 и статический момент неуравновешенной массы принятого дебаланса.

Масса:

$$m = \gamma b \frac{\alpha}{2} (R^2 - R_0^2) = 0,6 \cdot 5 \frac{1,690}{2} (17 - 5,5) = 29,15 \text{ кг}.$$

Эксцентриситет массы дебаланса составит:

$$r = \frac{(mr)}{m} = \frac{41,25}{29,15} = 1,4 \text{ мм};$$

Соответственно момент инерции неуравновешенной массы дебаланса относительно центра вращения определится по формуле:

$$I = m \frac{R^2 + R_0^2}{2} = 29,15 \frac{17 + 5,5}{2} = 166,75 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

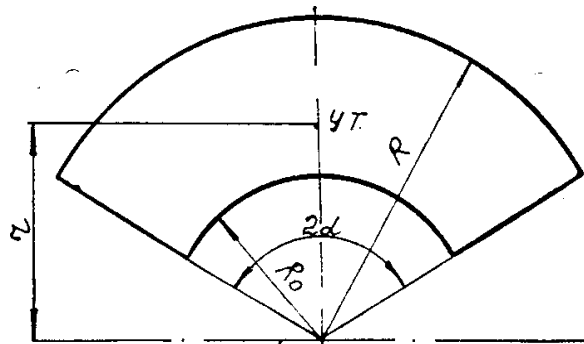


Рисунок 18 – Схема дебаланса.

4.2 Мощность двигателя привода вибратора

Мощность, потребную для осуществления процесса обработки, определяем по формуле:

$$N_b = 0,95 \frac{M}{k_3 + 1} \cdot \frac{p}{\omega} \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{R}{1 + R} \right) = 0,95 \frac{40}{44,4 + 1} \cdot \frac{0,0016}{282,6} \left(\frac{1}{0,6} - \frac{0,10}{1 + 0,10} \right) = 0,04 \text{ кВт},$$

где M – масса колеблющихся частей машины;

$$k_3 = \frac{M}{\mu \cdot M_3} = \frac{40}{0,3 \cdot 3} = 44,4$$

M_3 – масса загрузки.

$\mu=0,3$ - коэффициент неодновременности соударения;

Вибрационный станок может использоваться для различных технологических процессов с применением различных видов рабочих сред, поэтому константами этих сред задаемся ориентировочно.

$\lambda=0,6$ – коэффициент мгновенного трения;

$R=0,10$ – коэффициент восстановления.

Кратность продолжительности полета частиц к периоду колебаний определяем по формуле:

$$P' = \frac{W_0}{2\pi} \left(\frac{1+R}{1-R} + \sqrt{\frac{1+R}{1-R}} \right).$$

При частоте 282,6 рад/с ранее найденное относительное ускорение $W=9,9$ следовательно:

Мощность на преодоление сил трения в подшипниках вибратора определяется по формуле:

$$m \omega^3 r = (m \omega^2 r) \omega = 15200 \cdot 226 = 2300000;$$

$$A_x + h A_\phi = 6.86 \text{ мм}$$

$$r = 75 \text{ мм}$$

Модуль эллиптического интеграла представляет собой:

$$k = \sqrt{1 - \frac{A_y^2}{(A_x + h A_\phi)^2}}$$

Полный эллиптический интеграл второго рода при модуле $K=0,784$ будет равен $E_{(0,784)}=1,290$.

Далее принимаем:

$d=60$ мм – диаметр вала вибратора;

$\mu=0,003$ – приведенный коэффициент трения подшипников вибратора;

Привод осуществляем посредством клиноременной передачи, коэффициент полезного действия можно принять $\eta=0,95$.

Мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_{\partial\partial} = \frac{N_b + N_m}{\eta} \text{ кВт};$$

$$N_{\partial\partial} = \frac{0,4 + 0,8}{0,95} = 0,7 \text{ кВт}.$$

4.3 Расчет электромагнитного вибратора.

Максимальное возмущающее усилие вибратора в направлении колебаний определяется из уравнения:

$$F = \frac{2 \pi \nu A_0 M_{np} n 10^{-4}}{\sin \varepsilon} \text{ кг},$$

где A_0 — относительный размах колебаний приведенной массы, определяемый по формуле $A_0 = \frac{\xi g}{2 \pi^2 \nu^2 \sin \psi}$ в мм;

$$A_0 = \frac{0,44 \cdot 9,8}{2 \cdot 3,14^2 \cdot 50^2 \sin 75} = 0,2 \text{ мм};$$

$$F = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 0,2 \cdot 40 \cdot 0,05 \cdot 10^{-4}}{\sin 75} = 0,45 \text{ кг},$$

M_{np} — приведенная масса питателя в $\text{г} \times \text{сек}^2 / \text{см}$;

ν — частота колебаний вибратора в гц;

n — коэффициент затухания;

ε — угол сдвига фаз между перемещением и силой, определяемый по формуле:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2 \cdot \omega \cdot n}{\omega_0^2 - \omega^2} = \frac{2 \frac{\omega}{\omega_0} \cdot \frac{n}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2}.$$

При установке вертикального вибратора его максимальное возмущающее усилие F_s будет равно $\frac{F}{\sin \psi}$, где ψ — угол наклона пружин.

Если привод питателя осуществляется тангенциальными вибраторами с горизонтальным направлением возмущающей силы, то усилие, приходящееся на один вибратор, будет равно

$$F_{\epsilon} = \frac{F}{\sin \psi}$$

$$F_{\epsilon} = \frac{0,45}{\sin 75} = 1,5 \text{ Н}$$

где ψ – угол наклона пружины.

Расчётное значение усилия вибратора при двухполюсном электромагните определяется по формуле

$$F_{\epsilon'} = \frac{F_{\epsilon}}{2},$$

Необходимая мощность вибратора определяется из уравнения, которое после преобразования примет вид:

$$N = 9,9 F A_0^2 \pi^2 \nu^2 M_{np} n 10^{-7} \text{ Вт.}$$

$$N = 9,9 \cdot 0,45 \cdot 0,2 \cdot 3,14^2 \cdot 50^2 \cdot 40 \cdot 0,05 \cdot 10^{-7} = 40 \text{ Вт.}$$

Расчет магнитопровода и обмотки катушки вибратора. Площадь сечения железа вибратора определяется по формуле

$$Q_{\text{жс}} = \frac{F_{\epsilon'}}{1,1 B^2} \text{ см}^2,$$

где B – индукция в зазоре. ($B=6000 \backslash 10000$) гс. Большие значение B принимать для больших вибраторов

$$Q_{\text{жс}} = \frac{1,5}{1,1 \cdot 6^2} = 0,4$$

Величина воздушного зазора между якорем и статором вибратора для горизонтальных вибраторов принимается равной

$$\delta_0 = 0,7 s$$

где s – ход якоря вибратора в мм.

Проведенный расчетный зазор вибратора, определяемый по следующей формуле:

$$\delta_0' = \delta_0 \sqrt{(\gamma \sin \epsilon)^2 + (1 - \gamma \cos \epsilon)^2 + \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2},$$

где γ – глубина модуляции магнитного сопротивления;

$$\delta_0' = 8 \cdot \sqrt{(0,37 \sin 75)^2 + (1 - 0,37 \cos 75)^2 + \left(\frac{0,37}{2}\right)^2} = 7 \text{ мм}$$

Величины γ определены экспериментальным путем

$$s \dots 0,2 / 0,3 / 0,4 / 0,5 / 0,6 \text{ мм}$$

$$\gamma \dots 0,25 / 0,28 / 0,33 / 0,36 / 0,37$$

При ходах якоря вибратора $s = 1,25/4$ мм и зазора $\delta = 0,7$ с величина глубины модуляции магнитного поля сопротивления находится в пределах 0,42/0,45.

Амплитудное значение магнитодвижущей силы определяется из уравнения

$$(AW)_0 = 1,6 B \delta_0.$$

$$(AW)_0 = 1,6 \cdot 6 \cdot 7 = 67,2$$

Эффективное значение магнитодвижущей силы $(AW)_э$ определяется так:

$$(AW)_э = \frac{(AW)_0}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{3 \left[(\gamma \sin \varepsilon)^2 + (1 - \gamma \cos \varepsilon)^2 \right] + \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2}.$$

$$(AW)_э = \frac{67,2}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{3 \left[(0,37 \cdot \sin 75)^2 + (1 - \gamma \cos 75)^2 \right] + \left(\frac{0,37}{2}\right)^2} = 0,8$$

Тип пластин Ш-образного сердечника выбирается исходя из сечения железа:

$$Q_{жс} = ac,$$

где — a и c размеры сердечника, набранного из пластин (Таблица 2)

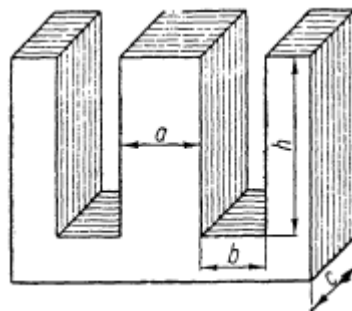


Рисунок 19 – Пакет Ш – пластин

Для того чтобы вертикальный вибратор имел удобную в поперечном сечении форму, вписываемую в квадрат, толщина набора пластин должна быть равна $c = 2a$. Тогда площадь сечения железа будет определяется выражением $Q_{жс} = 2a^2$, из которого получим формулу для определения размера a :

$$a = 0,7 \sqrt{Q_{жс}}.$$

Из таблицы 2 по размеру a подбирается стандартный тип пластин, а по сечению окна сердечника Q_0 , выбираются размеры b и h .

Таблица 3 – Типы пластин

Тип пластины	Размеры				Тип пластины	Размеры			
	a в см	b в см	h в см	Q_0 в см ²		a в см	b в см	h в см	Q_0 в см ²
Ш-10	1	0,5	1,5	0,75	Ш-21	2,1	1,9	3,8	7,22
Ш-10	1	0,65	1,8	1,17	Ш-22	2,2	1,4	3,9	5,46
Ш-10	1	1,2	3,6	4,32	Ш-24	2,4	1,2	3,6	4,32
Ш-12	1,2	0,6	1,8	1,08	Ш-25	2,5	2,5	6	15
Ш-12	1,2	0,8	2,2	1,76	Ш-25	2,5	3,15	5,8	18,3
Ш-12	1,2	1,6	4,8	7,68	Ш-26	2,6	1,3	3,9	5,07
Ш-14	1,4	0,7	2,1	1,47	Ш-26	2,6	1,7	4,7	7,99
Ш-14	1,4	0,9	2,5	2,25	Ш-28	2,8	1,4	4,2	5,88
Ш-15	1,5	1,35	2,7	3,65	Ш-28	2,8	2,35	5	11,8
Ш-16	1,6	0,8	2,4	1,92	Ш-30	3	1,5	4,5	6,75
Ш-16	1,6	1	2,8	2,8	Ш-30	3	1,9	5,3	10,1
Ш-18	1,8	0,9	2,7	2,43	Ш-30	3	2,7	5,4	14,6
Ш-19	1,9	1,2	3,35	4,02	Ш-32	3,2	1,6	4,8	7,66
Ш-19	1,9	1,7	4,6	7,82	Ш-32	3,2	3,6	7,2	25,9
Ш-20	2	1	3	3	Ш-35	3,5	2,2	6,15	13,5
Ш-20	2	1,7	4,7	7,99	Ш-40	4	2	6	12
Ш-20	2	1,8	3	5,4	Ш-40	4	2,6	7,2	18,7
Ш-20	2	1,8	5,6	10,1	Ш-40	4	3	7	21

Необходимое число витков катушки вибратора определяются по формуле

$$\omega = 2,16 \cdot 10 \frac{U}{Q_{\text{ж} \partial} B_{\partial}} \left(\frac{I_{\text{жс}}}{\mu \delta_0} + 2 \right),$$

$$\omega = 2,16 \cdot 10 \frac{50}{0,8 \cdot 232} \left(\frac{24}{0,7 \cdot 7} + 2 \right) = 40$$

где U – эффективное значение напряжения на зажимах катушки вибратора;

$Q_{\text{ж} \partial}$ – действительная площадь сечения железа, получившаяся

после выбора стандартных размеров пластин и толщины набора:

$$\frac{67,2}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{3 \left[(0,37 \cdot \sin 75^\circ)^2 + (1 - \gamma \cos 75^\circ)^2 \right] + \left(\frac{0,37}{2} \right)^2} = 0,8$$

B_{∂} – действительная магнитная индукция в зазоре:

$$B_{\partial} = 5000 \sqrt{\frac{F_{\text{с}}}{1,1 Q_{\text{ж} \partial}}};$$

$l_{\text{жс}}$ – длина среднего магнитного пути железного сердечника в см:

$$l_{\text{жс}} = 2(a + b + h) \text{ см};$$

μ – магнитная проницаемость железа сердечника (для вибраторов, сердечники которых набраны из пластин электротехнической стали, ($\mu = 2500 \div 3500$)).

Эффективное значение тока, потребляемого вибратором из сети, определяется по формуле

$$I_{\text{с}} = \frac{(AW)_{\text{с}} B_{\partial}}{\omega B} a,$$

где B — магнитная индукция в зазоре, принятая в формуле при расчете $(AW)_0$.

Диаметр провода обмотки определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{l_{\text{жс}}}{\Delta l}}.$$

В зависимости от значений Δl диаметр провода может быть определен по следующим формулам:

при $\Delta l = 2 \text{ а / мм}^2$ $d = 0,8 \sqrt{l_{\text{мм}}}$;

при $\Delta l = 2,5 \text{ а / мм}^2$ $d = 0,73 \sqrt{l_{\text{мм}}}$;

при $\Delta l = 3 \text{ а / мм}^2$ $d = 0,635 \sqrt{l_{\text{мм}}}$.

Регулирование величины возмущающего усилия вибратора. На различных предприятиях в зависимости от нагрузки сети величина напряжения несколько отличается от стандартной, на которую рассчитывается вибратор, и может изменяться в определенных пределах. В зависимости от изменения напряжения в сети будет изменяться величина возмущающего усилия, а, следовательно, и производительность питателя. Поэтому часто возникает необходимость регулирования возмущающего усилия вибратора, которое может осуществляться несколькими способами.

$$B_{\phi} = 2,16 \cdot 10^5 \frac{U}{Q_{\text{ж} \phi} \omega} \left(\frac{l_{\text{ж}}}{\mu \delta_0} + 2 \right) \text{ Гс}$$

$$B_{\phi} = 2,16 \cdot 10^5 \frac{50}{0,8 \cdot 0,4} \left(\frac{24}{0,7 \cdot 7} + 2 \right) = 232 \text{ Гс}$$

Из этой формулы видно, что величину магнитной индукции, а следовательно, и величину возмущающего усилия можно регулировать, изменяя величины U , ω или μ . Для вибраторов средних и больших размеров наиболее удобным является способ регулирования возмущающего усилия путем изменения числа находящихся под током витков катушки вибратора.

При этом способе регулирования по этой формуле для предельных возможных величин напряжения в сети U_{max} и U_{min} подсчитывается максимальное и минимальное число витков катушки w_{max} и w_{min} . Регулируемый диапазон разбивают на n ступеней, определяемых в зависимости от требуемой плавности регулирования $n = 4 \div 8$. Затем определяют число витков катушки $\Delta \omega$, приходящихся на одну ступень регулирования:

$$\Delta \omega = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{n}.$$

При намотке катушки, начиная с числа витков, равного $\omega_{\min}$, через каждые $\Delta \omega$ витков делают отводы, которые подключаются к многопозиционному переключателю. Отключая от катушки последовательно секции, имеющие по $\Delta \omega$ витков, можно ступенчато изменять величину возмущающей силы при постоянном напряжении или поддерживать постоянную производительность питателя при изменении напряжения в сети.

5 РАЗРАБОТКА ВОРОШИТЕЛЯ

Ворошитель предназначен для распределения по желобам каналов сцепившихся скопления пластин.

Конструкция ворошителя позволяет с небольшим усилием, увеличивать или уменьшать расстояние между шкивом вала и шкивом электродвигателя в зависимости от выбранной операции и размеров сменного стола. Конструкция спроектирована так, что при смене стола нужно ослабить контргайку и сместить шкив электродвигателя на нужное расстояние.

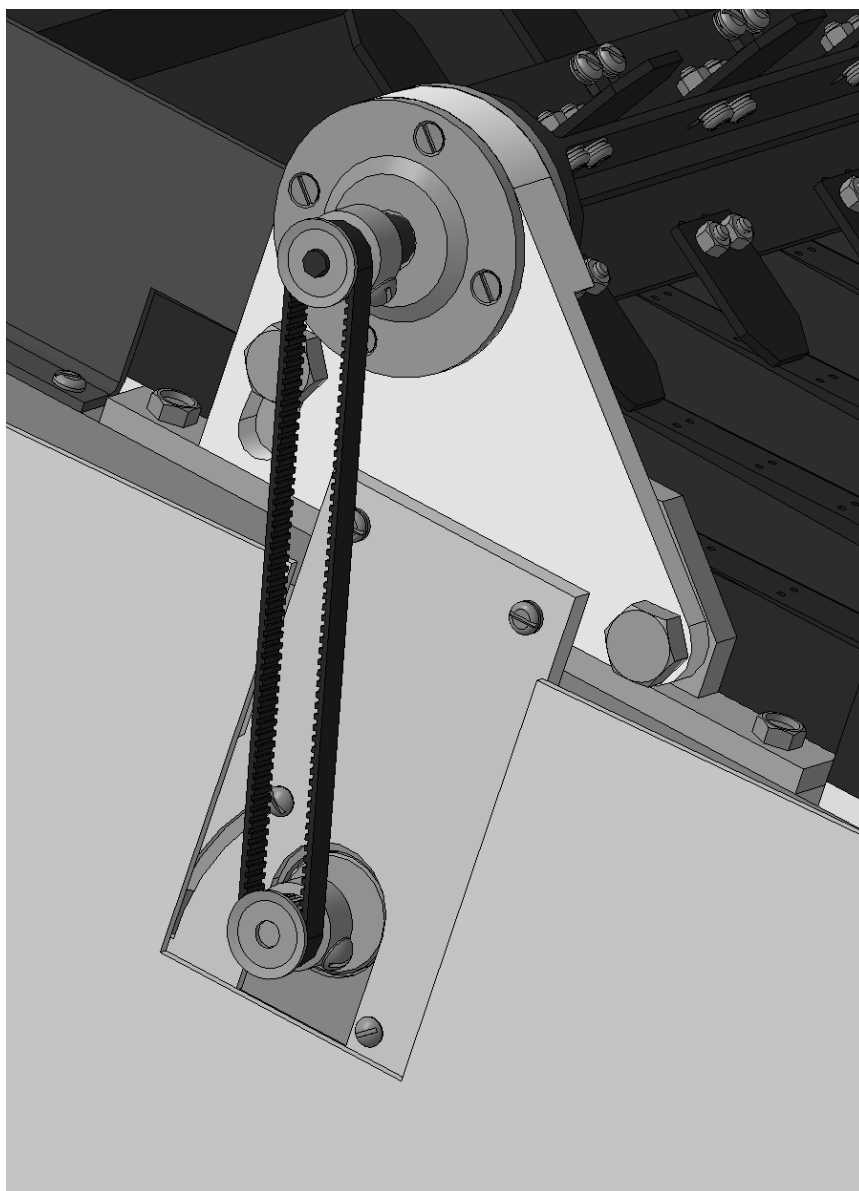


Рисунок 20 – Привод ворошителя

Для оптимального режима работы станка был выбран двухфазный шаговый двигатель NEMA 17, широко применяемый в станках ЧПУ и разных областях 3D печати и других автоматизированных механизмах, для создания вращательного движения, которое можно преобразить в поступательное. Вал NEMA 17 вращается дискретно на заданное количество шагов, каждый из которых является частью полного оборота вала вокруг своей оси.

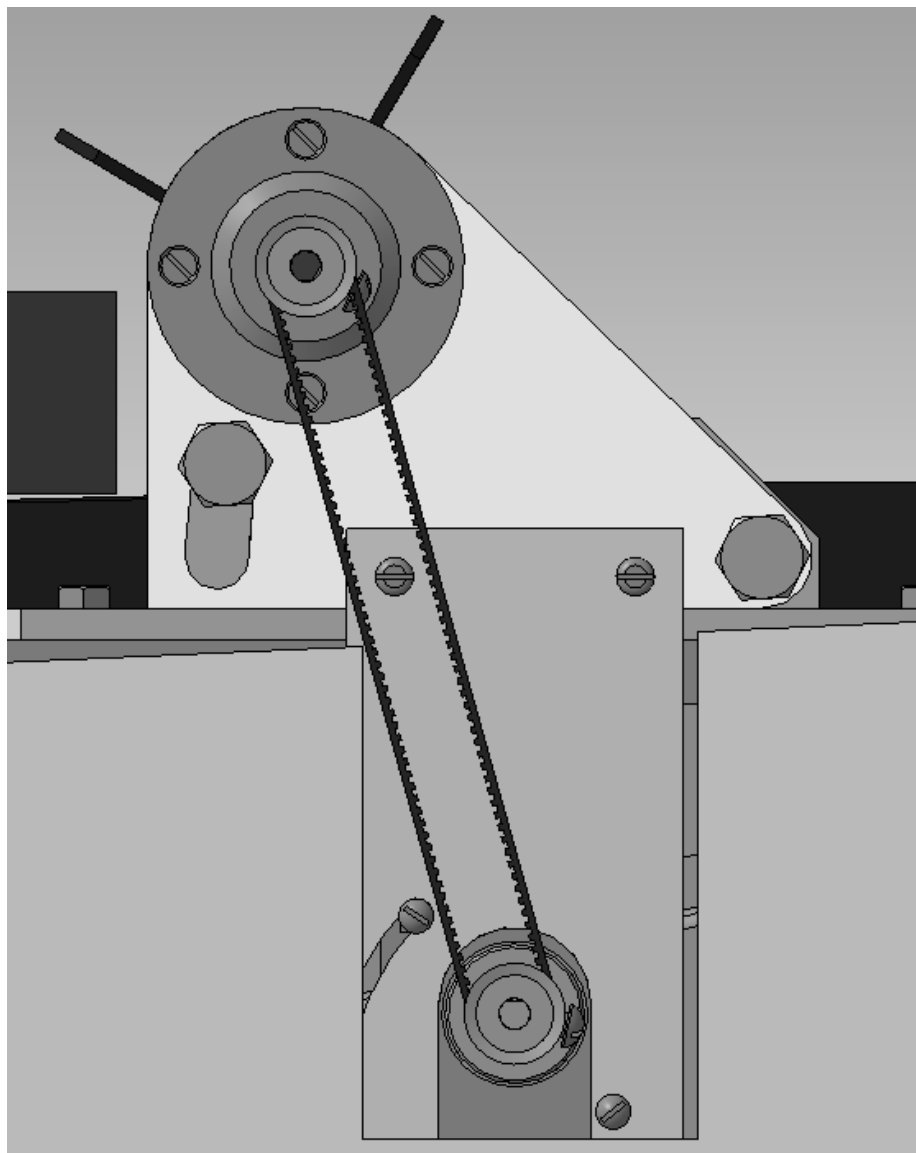


Рисунок 21 – Привод ворошителя.

Характеристика:

- Угловой шаг: $1.8^{\circ} \pm 5\%$ (1 оборот - 200 шагов)
- Число фаз: 2
- Диапазон рабочих температур: $-20^{\circ}\text{C} / +85^{\circ}\text{C}$
- Номинальный ток: 1.5 А
- Номинальное напряжение: 3.6 В DC
- Сопротивление фазы: $2.4 \pm 15\%$ Ом
- Индуктивность фазы: $3,7 \pm 20\%$ мГн
- Крутящий момент: 0.4 Н х м (4 кг х см)
- Сопротивление изоляции: 100 МОм
- Электрическая прочность: 600 В AC
- Диаметр вала: 5 мм
- Длина вала: 24 мм
- Разъем: 4 PIN
- Длина кабеля: 1 м
- Габариты корпуса: $42.3 \times 42.3 \times 40$ мм
- Расстояние между отверстиями для фиксации: 31 мм
- Масса: 0.28 кг

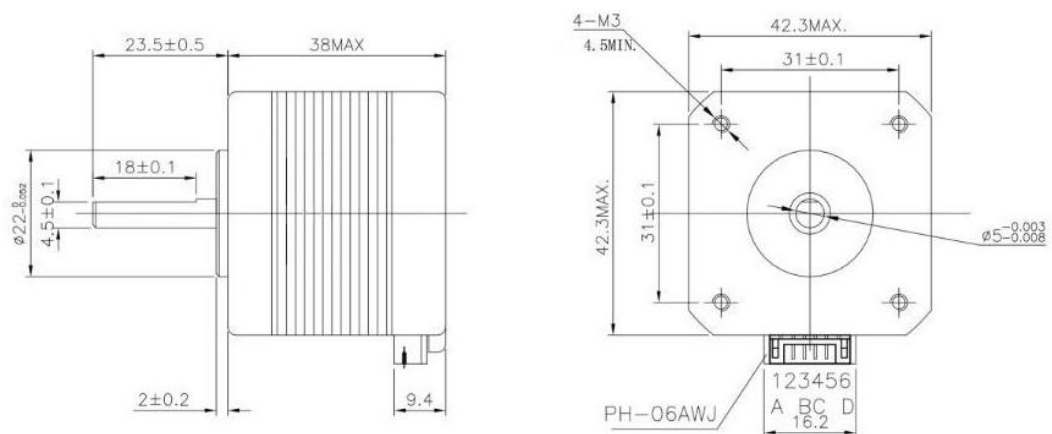


Рисунок 22 – Шаговый двигатель ворошителя

Скорость вращения зависит от индуктивности обмотки и от тока, при этом с увеличением скорости падает момент и растет ток. Предел для этого шагового двигателя 500 об/мин, что составляет 8,33 об/сек.

5.1 Расчет зубчато-ременной передачи

Перспективным видом гибкой связи являются зубчатые ремни. Они имеют высокую тяговую способность и сравнительно большой КПД. Передачи этого типа работают без смазки, устойчивы к действию абразивных и агрессивных сред, просты в эксплуатации.

В отличие от плоских, клиновых и поликлиновых передач в зубчатых ременных передачах движение передается посредством сил трения, а также зацеплением ремня и шкивов, т.е. устанавливается достаточно жесткая кинематическая связь между ведущими и ведомыми звеньями механизмов.

В открытых зубчатых передачах наблюдается абразивный износ активной поверхности зубьев, интенсивность которого зависит от степени загрязнения смазки и от величины действующих контактных напряжений. Методика расчета передач на износ пока не разработана, однако ограничение действующих контактных напряжений способствует и ограничению износа. Поэтому открытые зубчатые передачи рассчитывают в такой же последовательности, как и закрытые, с той лишь разницей, что допускаемые контактные напряжения, предотвращающие в закрытых передачах усталостное выкрашивание, в этом случае будут ограничивать износ активной поверхности зубьев.

1. Определяем момент, мощность и частоту вращения на ведомом шкиве зубчатоременной передачи:

Вращающий момент на ведущем шкиве:

$$T_1 = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_1} = 9550 \cdot \frac{0,18}{240} = 7,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 7,1 \cdot 1 = 7,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Частота вращения

$$n_1 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{240}{1} = 240 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

2. По величине крутящего момента на ведущем шкиве выбираем модуль зубчатого ремня [m=2 мм]:

3. Определяем число зубьев малого (ведущего) шкива. Находим, что минимальное число зубьев малого шкива не должно быть меньше 12, поэтому в качестве расчетных чисел зубьев принимаем $z_1 = 30$.

4. При выбранном передаточном отношении $u_{12} = 1$ определяем число зубьев ведомого шкива по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{12} = 30 \cdot 1 = 30$$

5. Диаметры делительных окружностей шкивов рассчитываем по формулам:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 30 = 60 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 30 = 60 \text{ мм}$$

6. Вычисляем скорость ремня $v_{\text{окр.}}$ используя зависимость:

$$v_{\text{окр.}} = \frac{m z_1}{2} \cdot \omega_3 = \frac{m z_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 3,14 \cdot 240}{60} = 1130 \frac{\text{мм}}{\text{с}} = 1,130 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

7. Действительная частота вращения ведомого шкива

$$n_2 = (1 - \varepsilon) \cdot n_1 \cdot \frac{d_1}{d_2} = (1 - 0,01) \cdot 240 \cdot \frac{60}{60} = 237,6 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

8. Межосевое расстояние вычисляем по формуле:

$$a = (1,5 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (60 + 60) = 180 \text{ мм}$$

9. Определяем требуемую длину ремня при заданном межосевом расстоянии

$$L_p \approx 2a + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a} = 2 \cdot 180 + \frac{3,14 \cdot (60 + 60)}{2} + \frac{(60 - 60)^2}{4 \cdot 180} = 564 \text{ мм}$$

10. Определяем число зубьев ремня z_p и округляем его до стандартного

$$z_p = \frac{L_p}{\pi \cdot m} = \frac{288}{3,14 \cdot 3} = 52,25$$

Принимаем $z_p = 55$ и уточняем длину ремня

$$L_p = \pi \cdot m \cdot z_p = 3,14 \cdot 3 \cdot 55 = 288 \text{ мм}$$

11. Силу, передаваемую ремнем, вычисляем по формуле

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot k_F \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0,686}{30} = 45 \text{ Н}$$

Коэффициент $k_F = 1$ принят стандартным.

12. Расчетную допускаем удельную силу на ремне, мы можем определить по зависимости:

$$F_y = [F]_0 C_u C_z C_p$$

где, $[F]_0 = 3,5 \text{ Н/мм}$, допускаемая удельная сила,

$C_u = 1$ - коэффициент передаточного отношения,

$C_p = 0,9$ (для однороликового устройства)

$$F_y = 3,15 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 3,15 \text{ Н/мм}$$

13. Определяем числа зубьев ремня, находящихся в зацеплении с ведущим и ведомым шкивами:

$$z_{1z} = \frac{z_1 \cdot \alpha_1}{360}$$

$$z_{1z} = \frac{z_2 \cdot \alpha_2}{360}$$

$$\alpha_1 = 180 - \frac{m \cdot (z_2 - z_1)}{a} \cdot 57,3^\circ = 180 - \frac{3 \cdot (30 - 30)}{270} \cdot 57,3^\circ = 180^\circ ;$$

$$\alpha_2 = 180 + \frac{m \cdot (z_2 - z_1)}{a} \cdot 57,3^\circ = 180 + \frac{3 \cdot (30 - 30)}{270} \cdot 57,3^\circ = 180^\circ .$$

Таким образом

$$z_{1з} = \frac{30 \cdot 180}{360} = 15 ,$$

Принимаем $z_{1з} = 15$;

$$z_{2з} = \frac{30 \cdot 180}{360} = 15 ,$$

Принимаем $z_{2з} = 15$.

14. Определяем необходимую ширину ремня:

$$B = \frac{F_t}{(F_y - qV_{окр}^2) \cdot C_{ш}} ;$$

где $q = 2,5 \cdot 10^{-4}$ кг/м*мм погонная масса,

$C_{ш}=1,0$ - коэффициент учитывающий наличие неполных витков каната у боковых поверхностей ремня.

$$B = \frac{45}{(3,15 - 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,130) \cdot 1} = 9,08 \text{ мм}$$

Принимаем ширину ремня в соответствии со стандартным рядом $B = 8$ мм.

15. Рассчитываем удельные давления на рабочих поверхностях зубьев ремня

$$P = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_{1з} B h} = \frac{45 \cdot 1,8}{15 \cdot 8 \cdot 1,2} = 0,695 \text{ МПа}$$

Где, $\varphi = 1,8$

$h=1,2$

$[P]=0,75\text{МПа}$

Т.е $0,695 < 0,75 \text{ МПа}$.

16. Величину начального натяжения ремня F_0 вычисляем по эмпирической зависимости

$$F_0 = 0,5 \cdot F_t \cdot \left(1 + \frac{1}{z_{2,3}}\right) = 0,5 \cdot 45 \cdot \left(1 + \frac{1}{15}\right) = 12,9 \text{ Н}$$

17. Силу, действующую на вал передачи, определяем по формуле:

$$F_r = 1,1 \cdot F_t = 1,1 \cdot 45 = 49,5 \text{ Н}$$

18. Для динамического анализа зубчатой ременной передачи рассчитываем критическую линейную скорость ремня в такой последовательности

а) по модулю ремня находим его собственную частоту:

$$P_0 = 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-1};$$

б) определяем натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня:

$$F_{вц} = F_0 + 0,5 F_t = 12,9 + 0,5 \cdot 45 = 35,4 \text{ Н/м}$$

$$F_{вд} = F_0 - 0,5 F_t = 12,9 - 0,5 \cdot 45 = 9,6 \text{ Н/м}$$

в) определяем деформацию одного шага ведущей и ведомой ветвей ремня:

$$\xi_{c1} = \alpha F_{вц};$$

$$\xi_{c2} = \alpha F_{вд},$$

$$\alpha = \frac{\alpha'}{B} = \frac{8 \cdot 10}{9} = 2,5 \cdot 10^{-5}$$

т.к. $\alpha' = 8 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2/\text{Н}$ податливость каркаса ремня.

Таким образом,

$$\xi_{c1} = 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot 35,4 = 0,000885;$$

$$\xi_{c2} = 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot 9,6 = 0,00024;$$

Г) находим критическую скорость зубчатого ремня

$$V_{кр}^{(1)} = P_0 \sqrt{2 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot \xi_c} \cdot \left(\sqrt{\frac{K_B^2}{4} + 1} - \frac{K_B}{2} \right);$$

$$K_B = 0,5 \cdot (52,15 - 15 - 15) = 0,5 \cdot (z_p - z_{1,3} - z_{2,3}) = 22,15;$$

получаем для ведущей ветви:

$$V_{кр}^{(1)} = 3,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 0,00024} \cdot \left(\sqrt{\frac{22,15^2}{4} + 1} - \frac{22,15}{2} \right) = 39,5 \text{ м/с}$$

для ведомой цепи:

$$V_{кр}^{(1)} = 3,6 \cdot \sqrt{2 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 0,000885} \cdot \left(\sqrt{\frac{22,15^2}{4} + 1} - \frac{22,15}{2} \right) = 31,2 \text{ м/с}$$

Скорость ремня $V_{окр} = 2,021 \text{ м/с}$. Следовательно, передача работает в дорезонансной зоне и не требует корректировку параметров.

Подбор ремня производился по расчетным данным, по стандарту GT2, из каталога GT. Шкив был так же подобран с этого стандарта.

Ремень зубчатый GT-2-L-288мм

Неопределенный зубчатый замкнутый ремень GT выделяется среди аналогов высокой прочностью. Добиться этого удалось за счет усиления сердцевины кордовыми полиэфирными волокнами. Это позволяет применять его в устройствах с высоким крутящим моментом. Высокой точности печати способствует и полукруглая форма зуба – такой профиль обеспечивает плавный вход. Используя ремень замкнутый GT2, вы сможете добиться желаемого качества изделий, произведенных с помощью 3d принтера, собранного своими руками. Выпускается замкнутый зубчатый ремень для 3d принтера в нескольких типоразмерах. Это позволяет применять его не только в системах типа RepRap, но и в станках с ЧПУ, дельта принтерах, других автоматизированных устройствах. С его помощью позиционирование каретки будет максимально точным на протяжении всего срока эксплуатации оборудования. Ремень не растягивается, имеет большой ресурс, отличается доступной стоимостью.

Характеристика ремня:

Ремень для приводов замкнутого типа GT2 отличается следующими техническими характеристиками:

- Ремень замкнутого цикла
- Высота ремня 1,38 мм
- Ширина ремня – 6 мм
- Шаг – 2 мм
- Вес погонного метра – 35 г
- Высота зуба ремня – 0,76 мм
- Применяется с приводными винтами и валами со шкивами
- Длина – от 110 до 1350 мм (выберите необходимую)
- Количество зубьев – от 55 до 675 шт

Шкив GT-2 20T

- материал — алюминий — надежен в области стандарта GT2, обеспечивает малый вес
- минимальная эксцентricность за счёт двух винтов
- совместимость с популярным форм-фактором NEMA17

6. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМАТА В ПРИЛОЖЕНИИ SOLID WORKS АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ И SOLID WORKS SIMULATION

Для определения конструктивных размеров, при заданной жесткости, выполнен расчет жесткости пружин с помощью приложение SolidWorks Simulation.

Так как платформа совершает плоскопараллельное движение, пружины испытывают сложное пространственное нагружение. В качестве нагрузки используем перемещение верхнего кронштейна пружина без возможности поворота в диапазоне от 0 до 2 мм в прямом направлении и обратном, а также вес плиты с приводами, приходящийся на 1 пружину. Для моделирования параллельной работы 4-х пластин задаем контакт "Без проникновения", а также 2 соединителя болт и винт для крепления пластин к верхнему и нижнему кронштейну.

Расчетная модель пружины и зависимость горизонтального усилия от деформации представлена на рисунке 23.

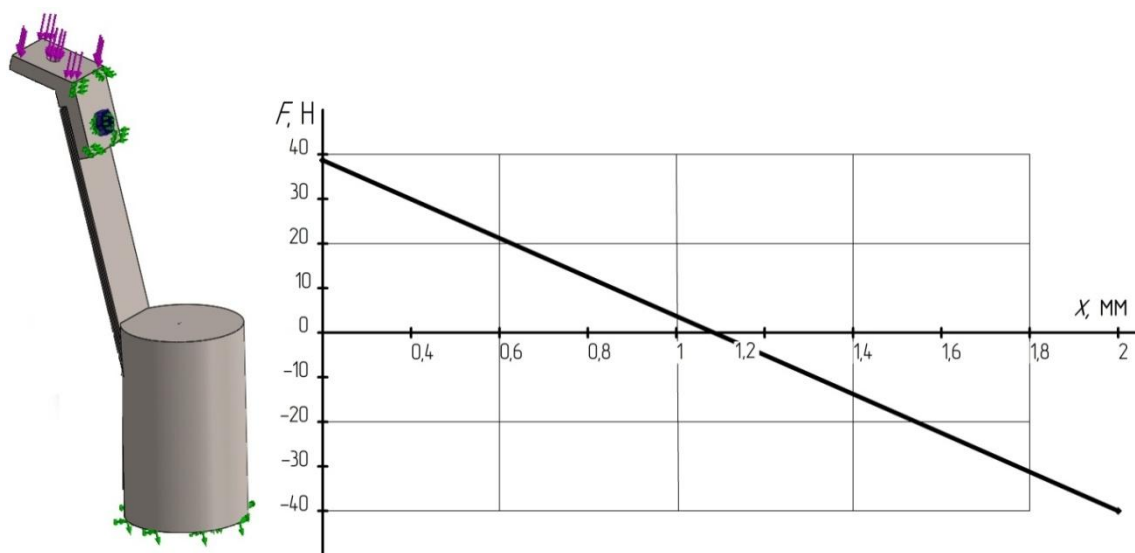


Рисунок 23 – Расчетная модель и характеристика упругого элемента автомата.

Расчет показал, что несмотря на сложный характер нагружения, зависимость напряжения от деформации имеет линейный характер. Линейная жесткость пружины в прямом и обратном направлении составляет 40 Н/мм. Т.е. одна пластина обеспечивает жесткость 10 Н/мм. Статический прогиб пружины под действием веса платформы составляет 1 мм.

Также важным параметром упругого элемента является коэффициент демпфирования, который больше коэффициента демпфирования материала ввиду трения между пластинами упругого элемента. Для определения выполнен динамический расчет свободного колебания пластины. Результаты расчета приведены на рисунке 24.

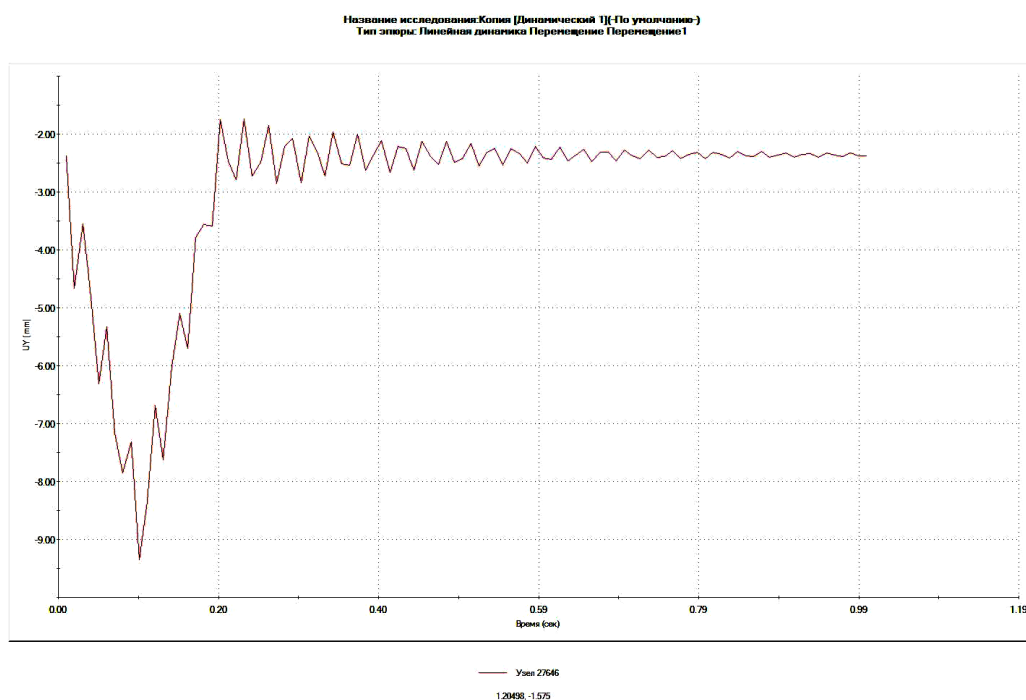


Рисунок 24 – График свободных колебаний

Натуральный логарифм коэффициента затухания называется логарифмическим декрементом колебаний, он определяется следующим образом:

$$\delta = 1n\eta = bT = b(2\pi / p)$$

чем больше его величина, тем быстрее гаснут колебания.

Для повышения точности определения декремента рассматривается затухание не за один период, а за несколько периодов. Тогда

$$\eta = \sqrt[N]{\frac{A_0}{A_N}}$$

где N – число рассматриваемых колебаний а расчетном участке; A₀ – начальная амплитуда колебаний на участке расчета; A_N – амплитуда колебаний N-го периода на участке расчета

Отсюда:

$$\delta = \left(\frac{1}{N}\right) \ln\left(\frac{A_0}{A_N}\right) \quad b = \frac{(p / N) \ln(A_0 / A_N)}{2 \pi}$$

И

с подставленными значениями получается:

$$\delta = \left(\frac{1}{15}\right) \ln\left(\frac{1,2}{0,1}\right) = 0,16 \quad b = \frac{(2,1 / 15) \ln(1,2 / 0,1)}{2 \cdot 3,14} = 0,05$$

И

Платформа смонтирована на 4 пластинчатых пружинах. Каждая пружина состоит из 4 пластин. Процесс сортировки зависит от частоты и амплитуды колебаний. Вибрации столу сообщаются от 2-х эксцентриков установленных на электродвигателе. Для определения влияния массы эксцентрика и жесткости пружин на амплитуду и форму колебания платформы автомата разработана расчетная модель в приложении SolidWorks Анализ движения. В результате определено, что требуемая амплитуда колебаний получается при 4 пружинах кручения с жесткостью 10640 Н×мм/град и неуравновешенной массе двух эксцентриков 637 грамм/мм. Результаты расчета амплитуды колебаний платформы автомата приведены рисунке 25.

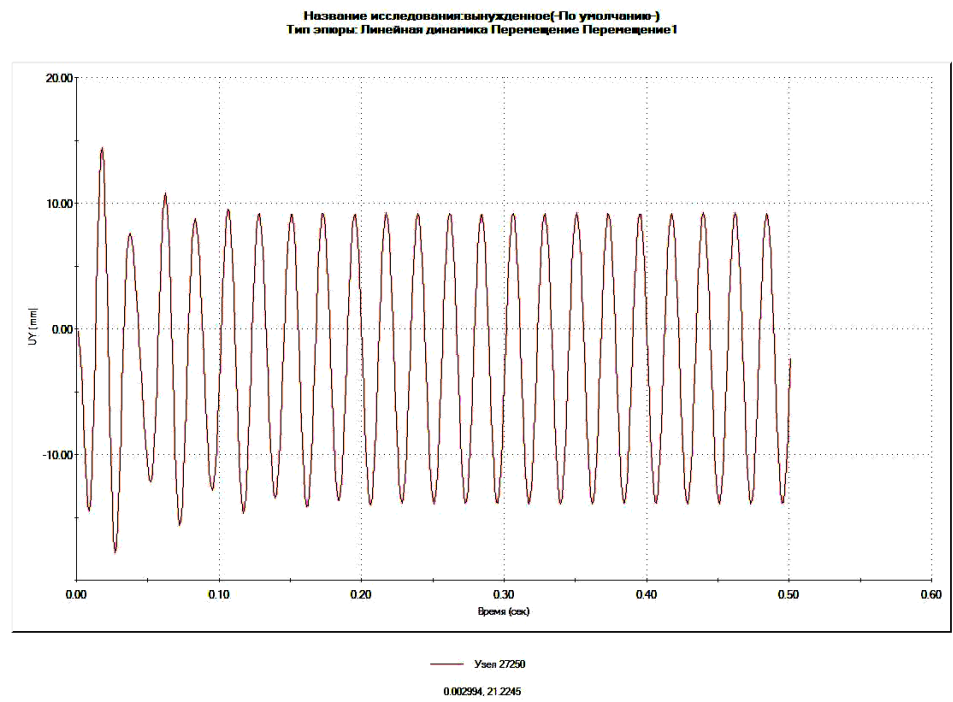


Рисунок 25 – График вынужденных колебаний

ВЫВОДЫ

На основе анализа технологического процесса определена возможность снижения трудоемкости за счет автоматизации процесса сборки пластин в пакеты

Определили схему ориентации для позиционирования пластины: возможные варианты перемещения и ориентации в пространстве, благоприятные и неблагоприятные.

На основе схемы ориентации предложена форма вкладыша на плите.

Определен закон колебательного движения лотка, наклоненного под углом α , для обеспечения процесса ориентации и движения пластин по плите.

Выполнен расчет колебательной с возможностью работы в резонансной и околорезонансной зоне, так как требует минимальных возмущающих усилий вибратора:

- определена требуемая жесткость пружинной системы;
- амплитуда колебаний лотка.

Выполнен расчет различных типов вибраторов: электромагнитный и центробежный.

Определен центробежный привод в качестве источника колебаний вибростенда ориентации.

Разработан ворошитель сортируемых пластин.

Выполнен проверочный расчет пластинчатой пружины в приложении SolidWorks Simulation, для уточнения жесткости и коэффициента демпфирования.

Разработана модель работы стенда с использованием приложений SolidWorks Анализ движения

В результате уточнены параметры эксцентрикового вибратора жесткость пружин и.

Разработанный стенд дает возможность:

- в широких пределах регулировать производительность в зависимости от типа и формы пластины;
- автоматизировать технологический процесс, синхронизировать работу оборудования;
- уменьшать время простоя на наладочные работы и повышать коэффициент использования оборудования;

Список использованных источников:

1. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.
2. Михеев И.И., Кинематический расчет приводов станков: Учеб. Пособие/ И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с
3. Поротников Е.М., Журенко А.Ю., Бугаев В.Г. SolidWorks — мощный инструмент трехмерного моделирования. Владивосток: ДВГТУ, 2008. 316 с.
4. Головин Г.М., Пешков Е.О. Специальные станки в приборостроении. – М.: МАШГИЗ, 1952.- 230 с.
5. Никитина И.П. Оборудование машиностроительного производства : лекции / Никитина И.П.. — Оренбург : Оренбургский государственный университет, ЭБС АСВ, 2006. — 157 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х т.: Т. 3. – 9-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
7. Копыленко, Ю.В. Расчёт динамических характеристик приводов главного движения металлорежущих станков : учеб. пособие/Ю.В. Копыленко, В.С. Хомяков. – М. : Мосстанкин, 1986. – 40 с.
8. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.
9. Поротников Е.М., Журенко А.Ю., Бугаев В.Г. SolidWorks — мощный инструмент трехмерного моделирования. Владивосток: ДВГТУ, 2008. 316 с.

10. Миронов В.Д. разработка сборочного автомата в программном комплексе SolidWorks Миронов В.Д., Большаков Г.С./в сб. ст. VII Международной научно-практической конференции «Системы проектирования, моделирования, подготовки производства и управления проектами CAD/CAM/CAE/PDM»/ Пенза: Приволжский дом знаний 2021г. – стр. 50 – 54;

11. ГОСТ 20249-80 « Пластины и магнитопроводы пластинчатые для трансформаторов и дросселей»;

12. ГОСТ 802-58 «Сортамент черный металлов».