Оглавление

Введение

1. Обзор существующих конструкций

1.1 Ленточный дозатор

1.2 Шнековый дозатор

1.3 Барабанный дозатор

1.4 Тарельчатый дозатор

1.5 Вибрационный дозатор

2. Технико – экономическое обоснование

2.1 Техническое обоснование

2.2 Экономическое обоснование

3. Описание разрабатываемой машины

3.1 Назначение ленточного дозатора

3.2 Устройство ленточного дозатора

3.3 Техническая характеристика ленточного дозатора

4. Расчетная часть

4.1 Расчет потребной мощности ленточного дозатора

4.2 Кинематический расчет

4.2.1 Расчет муки по рецептуре

4.2.2 Недельный расчет расхода муки

5. Расчет на прочность с применением ЭВМ

5.1 Расчет открытой прямозубой передачи (из привода делительной головки)

5.2 Расчет открытой конической передачи

5.3 Расчет цепной передачи

5.4 Расчет второй цепной передачи

5.5 Расчет вала

5.6 Выбор подшипников

6. Охрана труда

6.1 Анализ опасных факторов

6.2 Электробезопасность

6.3 Шум и вибрация

6.4 Взрывопожаробезопасность

6.5 Промышленная экология

7. Экономический расчет

7.1 Данные для расчёта

7.2 Расчёт экономической эффективности

7.3 Расчет срока окупаемости

Заключение

Список литературы

Графическая часть

Таблица №1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 1. | Ленточный дозатор муки. Сборочный чертеж. | (А1) 3 листа  |
| 2. | Питатель. Сборочный чертеж. | (А1) 1 лист  |
| 3. | Механизм регулирования. Сборочный чертеж. | (А1) 1 лист  |
| 4. | Станция приводная. Сборочный чертеж.  | (А1) 1 лист  |
| 5. | Бункер. Сборочный чертеж. | (А1) 2 лист  |
| 6. | Схема кинематическая принципиальная  | (А2) 1 лист  |
| 7. | Схема электрическая принципиальная. | (А2) 1 лист  |
| 8. | Деталировка. | (А1) 1 лист  |
| 9. | Экономический плакат. | (А1) 1 лист  |

Введение

Основным направлением механического процесса в пищевой промышленности является внедрение поточных механизированных линий, агрегатов и аппаратов.

Благодаря механизации производственных процессов резко повышается производительность труда, ликвидируются трудоемкие операции, сокращается потребность в производственных площадях и потерь сырья, улучшение условий труда и повышение общей культуры производства.

Чтобы увеличить производство хлебобулочных изделий нужно увеличить выпуск технологического оборудования в 1,3-1,4 раза.

Сделав в упор на комплексное высокопроизводительное оборудование, значительно повысив технический уровень и надежность.

Комплексной механизации уделяется большое внимание, для обеспечения хорошего качества готовых изделий необходим постоянный контроль технических процессов и качества полуфабрикатов на всех стадиях производства. Это становится непримиримым условием при создании автоматизированных участков, цехов.

Разработка новых ресурсосберегающих технологий, уменьшающих расход энергии, металла, труда, материальные и социальные проблемы, приводит к созданию принципиально нового оборудования для полностью автоматизированных производств. Решение этой задачи возможно лишь на основе глубоко го знания закономерностей технологических процессов действующего и конструктивного оборудования.

В настоящие время хлебопекарная промышленность выпускает широкий ассортимент хлебобулочных изделий, но порой качество их не отвечает вкусовым потребностям.

Задача хлебопеков состоит в том, чтобы хлеб был качественным. Задача хлебопекарного производства заключается в следующем:

- выпекать хлеб с повышенными вкусовыми качествами:

-выпускать мелко штучные изделия с повышенной пищевой ценностью:

- реагировать на спрос населения:

- качественно оформить вид продукции:

- выпускать хлеб длительного хранения:

Для выполнения этих требования надо;

- совершенствовать технологический процесс;

- строго соблюдать параметр выпечки;

- повышать точность дозирования;

- качественно проводить ППР.

1. Обзор существующих конструкций

Дозаторы для муки. При непрерывном \тестоприготовительном процессе применяется дозатор непрерывного действия, работающего по объемному действию. Дозирование муки, как основного сырья одна из важнейших операций технологического процесса приготовления теста. От точности дозировки муки зависит соблюдение установленной рецептурой, а следовательно и качество изделий. Поэтому основные требования к дозаторам муки является точность дозировки.

Дозаторы для муки бывают ленточные, шнековые, барабанные, тарельчатые и вибрационные.

1.1 Ленточный дозатор

Ленточный дозатор состоит из ленточного транспортера и вертикального бункера с заслонкой, устройством которого можно регулировать толщину слоя муки уносимой из бункера.

В нижней части бункера установлен ворошитель, состоящий из двух дисков, стянутые между собой стяжками.

Для обеспечения точности дозирования высота столба над лентой транспортера поддерживается в определенных пределах при помощи поворотных валиков со щитком, который по мере заполнения емкости под шатком и над ним, под действием тяжести муки опускается. При этом размыкаются контакты конечного выключателя, и подача муки прекращается. Когда мука расходуется, опускается щиток под действием груза возвращается в исходное положение и выключает привод транспортера подающего в бункер муку.

Производительность регулируется скоростью ленты. Точность дозировки 1,5 %.

Достоинство дозатора:

- простота конструкции:

- широкий придел регулирования:

- возможность использовать и весовой принцип дозирования.

Недостатки:

- распыл муки при большой производительности, то есть снижения точности дозировки.

1.2 Шнековый дозатор

Шнековый дозатор для муки состоит из бункера питателя и расположенного по ним шнекового дозатора . Бункер питатель предназначен для равномерной подачи муки из производственного силоса подается в бункер-питатель. В бункере установлен вертикальный вал к которому прикреплены ворошитель к нижней части вала прикреплена лопасть для подачи муки в шнек дозатора.

В боковом шнеке бункера имеются смотровые отверстия, для наблюдения уровнем муки.

Бункер снабжен ограничителями для поддержания уровня.

Ограничители выполнены в виде поворотных пластин, на осях которых закреплены кулачки, действующие как контакты микропереключателей.

При повышении уровня муки до верхней пластины контакт микропереключателя срабатывает и выключает электродвигатель питающего шнека.

Когда мука опускается до нижнего уровня, ограничитель поворачивается и выключает электродвигатель питающего шнека.

Если мука не поступает в бункер, ограничитель поворачивается, вниз на большой угол при этом срабатывает контакт микропереключателя, выключая тестоприготовительный агрегат.

Шнековый дозатор состоит из шнека, хромового механизма и регулирующего стержня на одном конце которого прикреплена клинообразная пластина, другой конец стержня, имеет резьбу, с градуируемой резьбой регулирующей степень перемещается, вдоль своей оси при повороте гайки. Хромовый механизм приводится в действие цепной передачей, которая вращает втулку к торцевой поверхности, втулка шарнирно прикреплена, рычагом, имеющим на одном конце собачку, а на другом пружину. В средней части рычаги закреплен, ролик катающий по стержню.

При накатывании ролика на пластину собачка выключается из зацепления с хромовиком. Хромовое кольцо закреплено в ободе пустотелого вала приводящего во вращение шнек. Поворот шнека происходит в тот момент, когда ролик рычага катится по поверхности регулирующего стержня и шнек останавливается, когда ролик накатывается на клинообразную пластину, количество муки за один поворот шнека изменяется от 10 до 100 г., в зависимости от положения шнека.

Для более точного дозирования установлена решетка, чтобы не было осыпания муки;

Достоинство.

- возможность работать на разных сортах муки \ по влажности/;

- достаточная точность дозировки.

Недостатки.

- сложность шнека привода;

- большая занимаемая площадь;

- требуется обязательно бункер-питатель.

1.3 Барабанный дозатор

Барабанный дозатор муки состоит из приемного бункера, автономного поворотного бункера, секторного барабана и приводного механизма.

Мука подается в дозатор из силоса шнеком, через патрубок на лоток до тех пор пока вес не превысит противовеса лотка; последний состоит из рычажного механизма и цилиндр, внутри которого находится перекатывающий шар. При опрокидывании размыкается пружинный контакт, электродвигателя резко прекращая подачу муки в лоток. Мука с лотка ссыпается в нижнею часть бункера м при воздействии ворошителя поступает в секторный барабан до тех, пор пока барабан не заберет всю муку: после этого лоток под действием груза возвращается в первоначальное положение, шар перекатывается в лево, пружинный контакт замыкается и снова мука подается на лоток.

Электронное, сигнализирующие устройство может выключать, исполнительные механизмы, в частности привод питающего шнека. Сигнализатор работает по принципу изменения электрической емкости системы: электрод датчика - измеримая среда.

Удаление среды от стержня датчика вызывает изменение электрической емкости, которая воздействует на генератор электронного блока. При емкости 5 ЛКФ происходит срыв высокочастотного колебания при этом резко возникает иноидны ток лампы и реле включенное в цепь иноидной лампы срабатывает.

Секторный барабан забирающий муку ссыпающую с лотка, приводится в периодическое вращение посредством кривошипе свободно сидящего на валу барабана. На кривошипе шарнирно закреплена клиновидная собачка, прижимаемая пружиной к желобчатому колесу закрепленному на валу барабана на шпонке. Кривошип получает колебательное движение по средствам шарнира от кривошипного диска, снабженного механизмом для изменения радиуса кривошипа. Кривошипный диск закреплен на валу тестоприготовительного агрегата. Превращение кривошипа собачка, заклинивает, в желобе колеса поворачиваются, затем возвращаются в исходное положение. Вторая собачка, прижимается к желобу, колеса пружиной препятствуют, обратному вращению колеса.

Угол поворота секторного барабана регулируется путем измерения радиуса кривошипа, в следствии, чего изменяется производительность дозатора. Дозатор при влажной муке не обеспечивает точность дозировки.

В связи с этим ВНИИХП реконструировал дозатор следующим образом: мука из приемного бункера по средствам качающего кривошипа подается на двух дисковых вращателях и направляется ими в желобчатый барабан вращающийся с постоянной скорости.

Барабан имеет 12 неглубоких желобков хорошо заполняемых мукой. При вращении мука высыпается, ее остатки считаются скребком укрепленных на кочающумся рычаге.

Производительность регулируется перемещением стержней благодаря штурвалу.

Достоинства:

- довольно высокая точность+-1%;

- работает с точностью +-1%, и на влажной муке.

Недостатки.

- не совсем точная регулировка производительности.

1.4 Тарельчатый дозатор

Принцип действия заключается в сбрасывании скребком продукта с горизонтально вращающего диска, расположенного под выпускным отверстием бункера.

Тарельчатый дозатор представляет собой вращающийся на вертикальной оси диск-тарелку; над ней повешен цилиндрический патрубок, который можно передвигать по горловине бункера с помощью винта.

Продукт высыпающийся из бункера располагается на тарелке виде корпуса. Продукт высыпающийся из бункера, снимается скребком, кроме того производительность можно регулировать патрубком.

Достоинства.

- простота конструкции;

- не большие габариты.

Недостатки.

- невысокая точность дозирования;

- плохо компанируется с другими дозаторами.

1.5 Вибрационный дозатор

Вибрационный дозатор выполнен виде бункера с двумя наклонными стенками в нутрии бункера на передней наклонной стене свободно лежит наклонный лист из тестолита. Связанный шарнирной тягой с вибрирующей задней стенкой, закрепленной на петлях лист совершает колебательные движения.

Вибрация задней стенки осуществляется при помощи ролика, по которому ударяет кулачек.

Возвращение задней стенки прижатие ее к подвижному упору осуществляется двумя пружинами установленными на стакане питателя на специальных стаканах в кранштейне, таким, образом задняя стенка непрерывно вибрирует, и сообщает возвратно поступительное движение передней стенки предотвращая образование свода муки в бункере и забивание входной щели. Кулочек приводящий в движение заднюю стенку, имеет три выступа на кулочковом валике. Кулочковый валик вращается через цепную передачу от вала тестоприготовительной машины. Делает 450 встряхиваний в минуту, поворотом рукоятки эксцентрикового вала можно изменять величину колебаний вибрирующей стенки от 0 до 8 мм. Из дозатора в тестомеситель мука высыпается через щель образуемую через подвижной стенкой шибером и нижней частью вибрирующей стенки бункера. Количество подаваемой муки можно регулировать в широких пределах за счет изменения величины питающей цели и амплитуды колебаний. Это обеспечивает точность дозировки.

Достоинства.

- Надежность в работе;

- Неудобство в обслуживании.

Недостатки.

- Быстрый износ стенки.

Результат анализа сведен в сравнительную таблицу вариантов.

Таблица №2

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование оборудования | Достоинства | Недостатки |
| Ленточный дозатор | Простота конструкции и надежность небольшие габариты | Невысокая точность дозирования при максимальной производительности |
| Шнековый дозатор | Точность дозировки +-1,0 % | Сложность привода Большие габариты. |
| Барабанный дозатор | Простота конструкции Надежность | Низкая точность.Узкие диапазоны регулирования.  |
| Тарелочный дозатор | Простота конструкции | Низкая точность, плохо компонирует с другим оборудованием. |
| Вибрационный дозатор | Хорошая точность дозировки | Неудобство эксплуатацииНизкая надежность |

Темой дипломного проекта является дозатор сыпучих компонентов производительностью 20 т/сутки.

Был сделан обзор литературы, который показал, что наиболее приемлемым является ленточный дозатор сыпучих компонентов. Как наиболее надежный в работе, имеющий небольшие габаритные размеры и простату конструкции.

Учитывая способность муки к водообразованию нами в конструкции ленточного дозатора предусмотрены механические побудители разрыхляющие муку перед дозированием.

Для переключения переполнения бункера и ликвидации больших колебаний уровня мука на корпусе питателя установлены специальные блокировки, управляющие работой питающих устройств.

Для повышения надежности узла регулировка производительности дозатора переработана конструкцией крепления заслонки и ручного регулятора.

Для удобства контроля расхода муки на переднюю панель дозатора вынесена на специальный щит, показывающий фактический расход компонента.

2. Технико – экономическое обоснование

2.1 Техническое обоснование

Растущий спрос на хлебобулочные изделия и в частности на мелкоштучные требует увеличение выпуска этой продукции и улучшение выпуска этой продукции и улучшения ее качества.

Оборудование для дозировки муки дозатор сыпучих компонентов важнейшая часть паточной линии. Дозатор сыпучих компонентов служит для отмеривания определенных порций муки в соответствии с рецептурой.

Дозировка муки, как основного сырья, одна из важнейших операций технологического процесса приготовления теста. От точности дозирования муки зависит соблюдение установленной рецептуры, а следовательно, и качество изделий. Поэтому основным требованием к дозаторам муки является точность дозирования.

Производительность дозатора сыпучих компонентов П = 20т/сутки.

Масса дозатора 240кг.

Точность дозирования 1,5%.

На участке поточной линии где используется дозатор сыпучих компонентов производятся следующие операции: загрузка муки в питател дозатора, выгрузка в определенных дозах (дозировка) муки из бункера дозатора на ленточный конвейер.

Таблица №3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Операции  | Базовый вариант | Проектируемый вариант |
| По назначению | По способу выполнения | По назначению | По способу выполнения |
| 1. Загрузка муки  | основная | машинная | основная | машинная |
| 2. Выгрузка муки  | основная | машинная | основная | машинная |

Для выгрузки муки из бункера дозатора на ленточный конвейер используется следующие типы дозаторов. Дозаторы непрерывного действия – барабанные, тарельчатые, шнековые, ленточные, вибрационные и дозатор периодического действия – бункерный. Из перечисленных дозаторов свой выбор останавливаем на ленточном дозаторе муки, так как это наиболее распространенный дозатор на пищевых предприятиях. Имеет небольшие размеры, простоту конструкции, надежность работы. Кроме этого изготовление, монтаж дозатора можно осуществить своими силами непосредственно на предприятии. Тем самым поощряя у работников предприятия рационализаторские внедрения.

2.2 Экономическое обоснование

Капитальные затраты на установку и монтаж ленточного дозатора составляет 30 тыс./руб., которые по предполагаемым расчетам окупятся за короткий срок и позволяет снизить себестоимость готовой продукции на несколько пунктов.

3. Описание разрабатываемой машины

3.1 Назначение ленточного дозатора

Описание разрабатываемой машины.

Дозатор состоит из:

1. Корпус.
2. Бункера.
3. Питателя.
4. Натяжного вала.
5. Приводного вала.
6. Механизма регулировки.

3.2 Устройство ленточного дозатора

Мука непрерывно поступает через питатель и бункер на короткий ленточный транспортер шириной 350 мм.

Лента служит дном дозатора. Она огибает два барабана ведомый и ведущий диаметром 120 мм.

Валы барабанов закреплены в двух стойках корпуса дозатора приваренных к плите. Приводной вал вращается вместе с закрепленным на нем барабаном, получая вращение через цепную передачу с вала тестоприготовительной машины.

Натяжной вал дозатора закреплен в подшипниках скольжения. На этом валу свободно поворачивается в шарикоподшипниках барабан. Натяжение ленты дозатора осуществляется вращением винта, который перемещает подшипник скольжения по направляющим. К корпусу подшипника скольжения приварена полоса, которая прикрывает отверстие в корпусе дозатора и не допускает распыления муки. В корпусе дозатора на пальцах крепиться текстолитовый нож, прижимаемый к ленте пружинами, очищающих ленту от муки. В плите корпуса сделан паз, куда вставляется лоток для сбора мучных отходов.

Движущаяся лента уносит слой муки, толщина которого, а следовательно, производительность дозатора, регулируется механизмом регулирования. Регулятором толщины слоя муки является вертикальная заслонка. Заслонка поднимается или опускается при помощи маховика в ручную. Заслонка соединяется с двумя винтами, являющимися одновременно валами. Винты закреплены в подшипниках скольжения и получают вращение через пару цилиндрических зубчатых колес с косым зубом и передаточным отношением U = 1.

Вращение маховика через винты сообщается поступательное движение заслонки. На передней стенки механизма регулирования смонтирована шкала со стрелкой – указателем. С винтами при помощи четырех пар связана стрелка указывающая на шкале производительность в кг./мин., изменяющаяся в зависимости от хода заслонки. Стрелка при помощи винта закреплена на валу, который через червячную пару с передаточным отношением U = 1÷16 вращается в ручную от маховика. Цена деления шкалы равна 12051′, что соответствует 1мм. хода заслонки.

Максимальный ход заслонки 17,5 мм. Механизм регулирования крепиться болтами к бункеру дозатора.

Бункер свом нижнем фланцем крепиться к верхнему фланцу корпуса дозатора. К нижней части бункера крепиться текстолитовая обкладка, к которой в свою очередь прикрепляется резиновая планка, плотно прилегающая к ленте и тем самым ликвидирует возможность распыления муки. Валы ворошителя крепятся в подшипниках скольжения в стенках бункера. Вращение ворошитель получает через цепную передачу U = 1:1 отвала дозатора. К верхнему фланцу бункера крепиться питатель, который представляет собой усеченную конусообразную емкость, выполненную из оргалитового стекла. Для регулировки высоты столба предусмотрены два микропереключателя, расположенных друг от друга на расстоянии равном 300 мм. На кнопку микропереключателя нажимает один конец рычага, который свободно поворачивается на оси. Другой конец в веден внутри питателя, на него действует мука.

Нижний микропереключатель дает сигнал на включение подачи муки, а верхний на выключение.

3.3 Техническая характеристика

1. Частота вращения вала: n = 31 об/мин.
2. Производительность:

- максимальная Qmax = 480 кг/час.

- минимальная Qmin = 150 кг/час

1. Ширина ленты 350 мм.
2. Максимальный ход заслонки 17,5 мм.
3. габаритный размер: длина 620 мм.

высота 1195 мм.

ширина 440 мм.

1. Масса 220 кг.

4. Расчетная часть

В точке 1 натяжение ленты S1 соответствует первоначальному натяжению ленты транспортера.

S1 = 500 Н [1]

Натяжение ленты S2 в точке 2 увеличивается за счет сопротивления трению W1 в центрах барабана и изгибу ленты на барабане:

S2 = S1 + W1 (5.1.1)

Принимают :

S2 = 1,1 \* S1

S2 = 1,1 \* 500 Н = 550 Н

Натяжение ленты в точке 3 увеличивается за счет преодоления трения между лентой и поддерживающими щитами W3

S3 = S2 + W2+ W3, где (5.1.2)

W2 = G\*f и W3 = G\*f1 (5.1.3)

где G – сила давления муки в бункере, приходящиеся на движущуюся ленту (вес слой муки, находящейся на ленте вне бункера, из – за незначительности не учитывают);

f – коэффициент трения муки о муку:

f = 0,6 ÷ 0,7;

f1 – коэффициент трения между лентой и поддерживающим щитом:

f1 = 0,3 ÷ 0,4

G = p\*F = \*F (5.1.4)

где p = - давление столба муки на движущуюся ленту, Н/м2;

j – объемная масса муки, кг/м3 ; j = 450 кг/м3 ;

R – гидравлический радиус выпускного отверстия со сторонами а и b;

R = \* (5.1.5)

R = \*= 0,072 м.;

К – коэффициент подвижности муки

К = 0,21 ÷ 0,27;

F – площадь поперечного сечения выпускного отверстия, м2 ;

f - коэффициент трения муки о муку;

f = tg φ, где φ- угол естественного откоса продукции;

G = \*0.083 = 205.8 H;

W2 = 205,8 \* 0,6 = 123,48 Н;

W3 = 205,8 \* 0,3 = 61,74 Н;

Натяжение ленты в точке 4 увеличивается за счет сопротивления W4 трению в цапорах барабана и изгибу ленты на барабане: S4 = S3 + W4.

Принимают S4 = 1,1 \* S3

S4 = 1,1\*(550 + 123,48 + 61,74) = 808,74H;

Окружное усилие на приводном барабане:

P = S4 – S1 (5.1.6)

P = 808,74 – 500 = 308,74 H;

4.1 Расчет потребной мощности ленточного дозатора

Мощность на привозном валу транспортера:

N1 = (5.2.1)

где V – скорость ленты, м/с;

Производительность дозатора:

П = b\*h\*V\*j (5.2.2)

где b – ширина ленты (по чертежу), м.,

h – толщина слоя муки на ленте, регулируемая положением заслонки;

h = 0,005 м. [1]

V – скорость ленты м/с;

j – объемная масса муки, кг/м3;

П = 20 т/сутки;

j = 450 кг/м3 [1];

b = 0,35 м. (по чертежу);

Определяем скорость ленты:

V = ; (5.2.3)

V = = 0.29 м/с;

Мощность на приводном валу транспортера:

N1 = = 0,09 кВт;

Мощность потребляемая ворошителем:

Nвор = 0,001 кВт;

Мощность на приводной звездочке:

Nзвез = (5.2.4)

Nзвез = = 0,05 кВт;

Мощность электродвигателя:

Nдв = (5.2.5)

где η – коэффициент полезного действия приводного устройства;

η = 0,5 ÷ 0,7 [1]

Nдв = = 0,18 кВт;

4.2 Кинематическая часть

Для привода машины принимаем электродвигатель 4ААМ63В643 с частотой вращения n = 960 мин -1 и мощностью N = 0,25 кВт.

Передача осуществляется через пару цилиндрических зубчатых колес Z1 – Z2, Z2 – Z3; коническую передачу Z4 – Z5 и цепную передачу Z6 – Z7 (рис.2).

Передаточное отношение редуктора Uред = 16;

Находим частоту вращения І- го вала

n1 = (5.3.1)

n1 = = 60 мин -1;

Находим передаточное отношение открытой зубчатой передачи:

U1 = (5.3.2)

U1 = = 1.19

Находим частоту вращения II- го вала:

n2 = (5.3.3)

n2 = = 50 мин -1;

Находим передаточное отношение второй зубчатой передачи:

U2 = (5.3.4)

U2 = = 1.16

Находим частоту вращения III- го вала:

n3 = (5.3.5)

n3 = = 43 мин -1;

Находим передаточное отношение открытой конической передачи:

U3 = (5.3.6)

U3 == 1

Находим частоту вращения IV- го вала:

n4 = (5.3.7)

n4 == 43 мин -1;

Находим передаточное отношение цепной передачи:

U4 = (5.3.8)

U4 = = 1.41;

Находим частоту вращения V- го вала:

n5 = (5.3.9)

n5 = = 31 мин -1;

Находим передаточное отношение второй цепной передачи:

U5 = (5.3.10)

U5 = = 1

Находим частоту вращения VI- го вала:

n6 = (5.3.11)

n6 == 31 мин -1;

Проверочный расчет:

Uобщ = Uред\* U1\*U2\*U3\*U4\*U5 (5.3.12)

Uобщ = 16\*1.19\*1.16\*1\*1.41\*1=31.1

Uобщ = (5.3.13)

Uобщ = =30.96

4.2.1 Расчет муки по рецептуре

Расчет расхода муки ведется по показателю выхода теста из 100 кг. муки. По рецептуре приготовления пшеничного теста на 100 кг. муки при интенсивном замесе расходуется:

Таблица №4

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Кг. | W.% | Сух. вещ-в |
| Мука  | 100 | 14,5 | 85,5 |
| Дрожжи жидкие  | 35 | 90 | 3,5 |
| Соль  | 1,3 | 3,5 | 96,5 |

Определяем количество теста:

Qт = (5.4.1)

Qт = = 170.74 кг.

Определяем общее количество воды:

Qв = Qт – Qобщ (5.4.2)

Qв = 170,74 – 136,3 = 34,44 л.

Определяем количество воды для растворения соли:

Qср = = 11,7 л. (5.4.3)

Определение общей воды в тесто:

Qв.ср = Qв - Qср (5.4.4)

Qв.ср = 33.44 – 11.7 = 22.74 л.

Суммарный вес компонентов для замеса:

∑Q = Qм + Qдр + Qc + Qв (5.4.5)

∑Q = 100+1+1,3+35=137,3 кг.

Средняя влажность компонентов идущих на замес:

Wср = = 36,6 (5.4.6)

Определение выхода теста:

Вт = ∑Q (5.4.7)

Вт =137,3=150 кг.

Определение выхода хлеба:

Вх = ∑Q(1 - )\*(1- )\*(1 - ) (5.4.8)

ΔGбр - потери при брожении 2,5%;

ΔGуп - потери при выпечке 6%;

ΔGус - потери при хранении 3%;

Вх = 150\*(0,975)\*(0,94)\*(0,97) = 133%;

4.2.2 Недельный расчет расхода муки

Суточная потребность в муке:

Мс = (5.4.9)

где Па – производительность тестоприготовительного агрегата, т.;

Мс = = 15038 кг/сутки.

На предприятии должен быть 5 – 7 суточный запас муки. Тогда объем муки составит:

Мс \*7= 15038\*7=105266 кг. (5.4.10)

5. Расчет на прочность с применением ЭВМ

5.1 Расчет открытой прямозубой передачи (из привода делительной головки)

Исходные данные:

Uзуб = 12;

Т2 = 445,6667 Нм;

Т3 = 530,5556 Нм;

n2 = 60 об/мин.;

n3 = 50 об/мин.;

N2 = 2,8 кВт;

N3 = 2,605 кВт;

Режим работы привода средний;

t∑ = 2\*104 час – ресурс передачи;

K HE = 0,25;

KFE = 0,14;

Материал шестерни: сталь 45, улучшение HB1 = 269÷302, Gt1 = 750 МПа;

Материал колеса: сталь 45, улучшение HB2 = 255, Gt2 = 640 МПа;

Решение:

1. Общее число циклов нагружения зубьев колес:

NΣ2 = 60\* n3 \* t∑\*ηзац (6.1.1)

NΣ2 = 60\*50\*2\*104 \*1= 60\*106

NΣ1 = NΣ2 \* Uзуб (6.1.2)

NΣ1 = 60\*106 \* 1,2 = 72\*106

где ηзац = 1 – число зацеплений за один оборот.

2. Эквивалентное число нагружения:

NHE1 = kHE\*NΣ1 (6.1.3)

NHE1 = 0.25\*72\*106 = 18\*106

NHE2 = kHE\*NΣ2 (6.1.4)

NHE2 = 0,25\* 60\*106 = 15\*106

3. Расчетные значения твердости колес HB1 и HB2

шестерни: HB1 = (269+302)/2 = 285 (6.1.5)

колеса: HB2 = (258+262)/2 = 258,5 (6.1.6)

4. Длительные пределы выносливости δон:

δон = 2\*HB + 70 (6.1.7)

δон1 = 2\*HB1 + 70

δон1 = 2\*285+70= 640 МПа;

δон2 = 2\*HB2 + 70

δон2 = 2\*258,5+70= 587 МПа;

5. Допускается напряжение при неограниченном ресурсе работы:

[δон ] = δон / Sh (6.1.8)

Sh = 1,1 – коэффициент безопасности по контактным напряжениям;

[δон1 ] = δон 1/ Sh

[δон1 ] = 640 / 1,1 = 582 МПа;

[δон2 ] = δон2 / Sh

[δон2 ] = 587 / 1,1 = 524 МПа;

6. Базовое число циклов нагружения Noh :

Noh = 30\* HB 2.4 (6.1.9)

Noh1 = 30\* HB1 2.4

Noh1 = 30\* 285 2.4 = 23\*106 ;

Noh2 = 30\* HB2 2.4

Noh1 = 30\* 258.5 2.4 = 18,5\*106 ;

7. Допускаемые напряжения на контактную выносливость:

[δн ] = 0,5\*([ δн1 ]+[δн2]) (6.1.10)

[δн ] = 0,5 \*(645+620) = 632.5 МПа;

[δн1 ] = [δон1 ] \* (6.1.11)

[δн1 ] = 582\*= 632,5 МПа;

[δн2 ] = [δон2 ] \*

[δн2 ] = 534\*=620 МПа;

8. Межосевое расстояние:

Qw = (Uзуб + 1) \* (6.1.12)

Qw = (1,2+1)\*= 207 мм.

где: Uзуб – передаточное отношение передачи;

Т3 – вращающийся момент на колесе, Нм;

Ψа – коэффициент, учитывающий относительную ширину зубчатых колес;

С – радиус кривизны зубьев для прямозубого зацепления;

[δн ] – допустимое напряжение на контактную выносливость, МПа;

KH = Kβ\*Kv (6.1.13)

KH = 0,9\*1,1 = 1,05$

KH – коэффициент нагрузки;

х – коэффициент приработки для среднего режима;

Kβ = Kβ0\* (1-х)+х (6.1.14)

Kβ = 0,8\*(1-0,5)+0,5=0,9

Kβ – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба;

Kβ0 – коэффициент концентрации нагрузки до приработки колес;

b1/d1 = 0.5(Uзуб+1)\*ψa (6.1.15)

b1/d1 = 0,5(1,2+1)\*0,3=0,42

это значение подходит и Kβ0=0,8 для прямозубых (симметричных) колес;

V = (6.1.16)

V == 0.3475 м/с;

где V – скорость колеса косозубой передачи соответствует восьмой степени точности, значит Kv = 1.1 коэффициент динамической нагрузки.

Найденное расчетное значение Qw = 207 мм. округляется до стандартного значения Qw = 200 мм. по ГОСТ 2186-76.

9. Находим ширину:

b2 = ψa\* Qw (6.1.17)

b2 = 0,3\*200=60 мм.;

где b2 – ширина колеса;

b1 = b2 +5 (6.1.18)

b1 = 60+5=65 мм.

где b1 – ширина шестерни.

10. Находим модуль передачи:

mn = (0.01÷0.02) Qw (6.1.19)

mn = (0.01÷0.02)\*200=2÷4

принимаем mn =3,0 мм. по ГОСТ 9563-80

11. Находим суммарное число зубьев:

∑Z = (6.1.20)

∑Z ==133.3134;

12. Находим число зубьев:

Z3 = (6.1.21)

Z3 = =62,963 – шестерни;

Z4 = Z3 \*Uзуб (6.1.22)

Z4 = 63\*1,4=75,4 75 – колеса;

13. Находим диаметр делительных окружностей:

d1 = mn \*Z3 (6.1.23)

d1 = 3\*63=186 мм.;

d2 = mn \*Z4

d2 = 3\*75=225 мм.;

14. Диаметры окружностей впадины и вершин зубьев колес:

dа1 = d1 +2\* mn (6.1.24)

dа1 = 89+2\*3=267 мм.

dа2 = d2 +2\* mn

dа2 = 225+2\*3=675 мм.;

df1 = d1 -2.5\* mn (6.1.25)

df1 =89-2.5\*3=81.5 мм.;

df2 = d2 -2.5\* mn

df2 = 225-2,5\*3=217,5 мм.

15. Находим силы зацепления:

Ft = (6.1.26)

Ft = = 4716,05Н.;

где Ft – окружная сила

Fr = Ft \*tgα (6.1.27)

Fr = 4417\*tg200 = 1716.642H;

Fr – радиальная сила;

Fа – осевая сила;

Учебная программа кафедры пищевых машин

Расчет открытой прямозубой цилиндрической передачи

Фамилия И.О. – Иващенко М.А.

Шифр – 1817

Исходные данные

Таблица №5

|  |  |
| --- | --- |
| Передаваемая мощность – N = 2800 | Вт |
| Частота вращения шестерни – n1 = 60 | Об/мин |
| Число зубьев шестерни – Z1 = 63 |  |
| Ориентировочное передаточное отношение – U0 = 1,2  |  |
| Твердость материалов – сталь 45 (нормализованная или улучшенная) – НВ = 350 |  |
| Коэффициент ширины винца – К3 = 0,16 |  |
| Коэффициент неравномерности нагрузки – К4 = 1,2 |  |
| Коэффициент концентрации нагрузки – К6 = 1,2 |  |
| Коэффициент динамичности – К7 = 1,1 |  |
| Коэффициент формы зуба – К8 = 4 |  |

Результаты расчета

Таблица №6

|  |  |
| --- | --- |
| Число зубьев колеса - Z2 = 75 |  |
| Передаточное число - U = 1,190476  |  |
| Частота вращения колеса – n2 = 50,4 | Об/мин |
| Крутящий момент на валах: M1 = 445,667; M2 = 530,556 | Н.м |
| Модуль зацепления - m =3 | мм. |
| Начальные окружности колес: - D1=189; D2= 225; | мм. |
| Наружные диаметры колес: - DH1=195; DH2= 231 | мм. |
| Диаметры ступицы шестерни - Ds= 74,53263 | мм. |
| Диаметры вала шестерни – Db3= 56,23759 | мм. |
| Диаметр вала колеса - Db4 = 56,42005 | мм. |
| Диаметры ступицы колеса – Ds1= 73,98807 | мм. |
| Ширина колес - B= 60 | мм. |
| Межосевое расстояние – А= 207 | мм. |
| Допускаемое контактное напряжение – S1= 909,9999 | МПа |
| Рабочее контактное напряжение – S=607,7327 | МПа |
| Допускаемое напряжение изгиба – S2= 606,6666 | МПа |
| Рабочее напряжение изгиба – S3=138,3374 | МПа |
| Окружная сила – Ft= 4,71605 | кН |
| Радиальная сила – Fr= 1,716642 | кН |
| Нормальная сила – F0= 5,018729 | кН |

5.2 Расчет открытой конической передачи

Uкон = 1,0;

n4 = 43 об/мин;

n5 = 43 об/мин;

N4 = 0,1350785 кВт;

N5 = 0,1257 кВт;

4 = 30Н.м;

5 = 30Н.м;

ресурс работы t∑ = 2\*104 часа;

режим средний равновероятный;

КНЕ = 0,25;

KFE = 0,14;

материал шестерни – сталь 45;

улучшение НВ1 = 269÷302;

δт1 = 650 МПа;

термообработка – улучшение;

материал колеса – сталь 45,

НВ2 =255 ÷262;

δт2 = 540 МПа.

1. Общее число циклов нагружения зубьев колес:

NΣ2 = 60\*n5\*tΣ\*ηзац (6.2.1)

NΣ2 = 60\*43\*2\*104\*1=51\*106

NΣ1 = NΣ2 \* Uкон (6.2.2)

NΣ1 = 51\*106\*1,0= 51,0\*106

2. Эквивалентное число циклов нагружения:

Nhe1 = КНЕ \* NΣ1 (6.2.3)

Nhe1 = 0.25\*51.6\*106=12.9\*106

Nhe2 = КНЕ \* NΣ2

Nhe2 = 0,25 \* 51,6\*106= 12,9\*106

3. расчетные значения твердости колес НВ1 и НВ2 :

шестерни: НВ1 = (269+302)/2 = 285;

колеса: НВ2 = (255+262)/2 = 258,5;

4. Делительные пределы выносливости δон:

δон = 2\*НВ+70;

δон1 = 2\*НВ1+70;

δон1 = 2\*285+70=640 МПа;

δон2 = 2\*НВ2+70;

δон2 =2\*258,5+70=587 МПа;

5. Допускаемые напряжения при неограниченном ресурсе работы:

[δон ]= ; (6.2.4)

[δон1 ]= ;

[δон1 ]==582 МПа;

[δон2 ]= ;

[δон2 ]== 534 МПа;

Sн – коэффициент безопасности по контактным напряжениям.

6. Базовое число циклов нагружения:

Nон = 30 НВ 2,4 ; (6.2.5)

Nон1 = 30 НВ1 2,4 ;

Nон1 = 30 \*285=23\*106 ;

Nон2 = 30 НВ2 2,4;

Nон2 = 30\*285,52,4= 18,5\*106;

7. допускаемые напряжения для расчета на контактную выносливость:

[δн] = ([δн1]+[δн2]) (6.2.6)

[δн] = (588+556)= 572 МПа;

[δн1] = [δон1] \* (6.2.7)

[δн1] =582\* = 588 МПа;

[δн2] = [δон2] \*

[δн2] = 534\* = 556 МПа;

8. Внешний делительный параметр колеса (de2):

de2 = 1650\* (6.2.8)

de2 = 1650 \* = 55,2424 мм.

где Кн = Кr\*Kv

Кн = 1\*1=1 – коэффициент нагрузки;

b/dm1 = 0,166 \*

b/dm1 = 0,166\*= 0,29926 0,3;

полученное значение соответствует К = 1 – коэффициент концентрации нагрузки до приработки колес;

Кβ = К(1-х)+х (6.2.9)

Кβ = 1\*(1-0,5)+05= 1

где Кβ – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба;

х – коэффициент приработки для среднего режима.

V = (6.2.10)

V = = 0.511 м/с;

При такой скорости принимаем седьмую степень точности изготовления передачи с Кv = 1 – коэффициент динамической нагрузки.

9. Принимаем число зубьев колеса Z6 = 17;

10. Внешний окружной модуль:

me = (6.2.11)

me = = 3 мм.;

11. Тогда число зубьев шестерни:

Z5 = Z6/Uкон (6.2.12)

Z5 = 17/1=17;

12. Диаметр внешней делительной окружности шестерни:

de1 = me\*Z5 (6.2.13)

de1 = 3\*17= 51 мм.;

внутренней делительной окружности:

dм1 = de1 \*0,857 (6.2.14)

dм1 = 51\*0,857=33,67524 мм.;

13. Угол делительных конусов шестерни:

δ2 = arctgUкон (6.2.15)

δ2 = arctg1= 45˚ 03΄ 32˝ ;

Угол делительного конуса колеса:

δ1 = 90˚ - δ2 (6.2.16)

δ1 = 90˚ - 45˚ 03΄ 28˝ = 45˚ 03΄ 32˝;

14. Внешние конусные расстояния:

Re = 0,5\*me\* (6.2.17)

Re = 0,5\*3\* = 36.06041 мм.;

15. ширина зубчатых венцов:

b = b1 = b2 = Kbe\*Re (6.2.18)

b = 0.285\*36.06041 32 мм.;

16. Силы в зацеплении конических прямозубых колес:

Ft = (6.2.19)

Ft = = 1267.354 H;

где Ft – окружная сила;

dm2 = de2 \* 0.857 (6.2.20)

dm2 = 0.857\*55.2424= 33.67524;

tg 20˚ = 0.364;

Fa2 = -Fr1= Ft\*tg α \*cos δ (6.2.21)

Fa2 = 1267.354\*tg 20˚\* 45˚ 03΄ 28˝ = 1025.188 H;

где Fr2 – радиальная сила;

cos 45˚ 03΄ 28˝ = 0,6947

sin 45˚ 03΄ 28˝ = 0.7083

Учебная программа кафедры пищевых машин

Расчет открытой прямозубой конической передачи

Фамилия И.О. – Иващенко М.А.

Шифр – 1817

Исходные данные

Таблица №7

|  |  |
| --- | --- |
| Передаваемая мощность – N = 135,0785 | Вт |
| Частота вращения шестерни - n1 = 43  | об/мин |
| Ориентировочное передаточное отношение – U0 = 1 |  |
| Межосевой угол – А = 90  | град. |
| Число зубьев шестерни – Z1 = 17 |  |
| Материал – сталь 45 (нормализованная или улучшенная) |  |
| Твердостью – НВ = 400 |  |

Результаты расчета

Таблица №8

|  |  |
| --- | --- |
| Крутящий момент на валу шестерни - М1 = 30 | Н.м |
| Крутящий момент на валу колеса – М2 = 30 | Н.м |
| Фактическое передаточное отношение – U = 1 |  |
| Число зубьев колеса – Z2 =17  |  |
| Частота врашения колеса – n2 =43 | об/мин |
| Торцовый модуль зацепления – m = 3 | мм. |
| Начальные окружности колес: d1 = 51; d2=51 | мм. |
| Конусное расстояние – L = 36,0641 | мм. |
| Ширина зубчатого венца – В = 32  | мм. |
| Внешняя высота зуба – h =6,6 | мм. |
| Внешний диаметр вершин зубьев шестерни – DH1 = 55,2424 | мм. |
| Внешний диаметр вершин зубьев колеса – DH2 = 55,2424 | мм. |
| Угол начального конуса шестерни – а1= 45,00328 | град. |
| Угол начального конуса колеса – а2 = 45,00328 | град. |
| Диаметр вала шестерни - Db1= 23,2243  | мм. |
| Диаметр ступицы шестерни – Ds1= 33,67524 | мм. |
| Диаметр вала колеса – Db2 = 23.2243 | мм. |
| Диаметр ступицы колеса – Ds2 = 32,51402 | мм. |
| Допускаемое контактное напряжение – S = 800 | МПа |
| Рабочее контактное напряжение – S1 = 713,5311 | МПа |
| Окружная сила – Ft =1,267354 | кН |
| Осевая сила – F0 = 1,025188 | кН |
| Радиальная сила – Fr = 0,2294735 | кН |
| Нормальная сила – Fо = 2,141828 | кН |

5.3 Расчет цепной передачи

Исходные данные:

Uцен = 1,4;

n5 = 43 об/мин;

n6 = 31 об/мин;

Т5 = 12,6293 Н.м;

Т6 = 17,87196 Н.м;

N5 = 57 Вт;

N6 = 57 Вт;

Решение:

1. Находим число зубьев ведущей звездочки:

Z1 = 17;

число зубьев ведомой звездочки:

Z4 = Z3 \* Uцен (6.3.1)

Z4 = 17\*1,4=24;

2. Находим шаг цепной передачи:

t = 2,8\* (6.3.2)

t = 2,8\*= 8,762 мм.

Округляем до стандартного значения t = 9,525 мм. по ГОСТ 13568-75 ПР – 9,525 – 28,1

Кэксn = Кg\*Ка\*Кн\*Кр\*Ксм\*Кп (6.3.3)

Кэксn = 1,2\*1\*1\*1,25\*1\*1,5=2,25;

где Кэксn – коэффициент эксплуатации;

Кg – коэффициент динамической нагрузки;

Ка – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние;

Кн – коэффициент, учитывающий наклон цепи;

Кр – коэффициент, учитывающий регулировку цепи;

Ксм – коэффициент, учитывающий смазку;

Кп – коэффициент, учитывающий периодичность работы;

Z3 – число зубьев ведущей звездочки ;

[P] – допускаемое давление в шарнирах, МПа;

m – количество рядов в цепи.

Таблица №9 Параметры цепи ПР – 9,525 – 28,1 (ГОСТ 13568 – 75)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| t, мм. | Ввн, мм. | d, мм. | d1, мм. | h, мм. | b, мм. | Q, кН | g, кг/м | Aon, мм. |
| 9,525 | 5,72 | 3,28 | 6,35 | 8,5 | 17 | 9,1 | 0,45 | 28,1 |

3. Находим скорость ведущей звездочки:

V = (6.3.4)

V= = 0.1203104 м/c;

4. Находим окружную силу:

Ft = (6.3.5)

Ft = = 473,7744 Н;

5. Находим расчетное давление в шарнирах:

Р = (6.3.6)

Р = = 10,65875 [P]= 46 МПа;

6. Находим число звеньев цепи:

Lt = 2\*at+0.5\*ZΣ+ (6.3.7)

Lt = 2\*40+0.5\*41+=87.62688

округляем до четного;

aw = 40\*t (6.3.8)

aw = 40\*9.525= 0.34 мм.;

ZΣ = Z3+ Z4 (6.3.9)

где ZΣ – суммарное число зубьев.

Δ = (6.3.10)

Δ = = 1,1146 – поправка;

7. Определяем межосевое расстояние:

aw = 0.25t (Lt-05Zz+) (6.3.11)

aw = 0.25\*9.525\*(88-0.5\*41+)= 282.4576283;

8. Определяем силы действующие на цепь:

центробежная сила

Fv = g \* V2 (6.3.12)

Fv = 0.45\*0.120312 = 0.0065 H

От провисания цепи:

Ff = g\*kfg\*aw (6.3.13)

Ff = 9.81\*1\*0.45\*0.283=1.2493 1.25 H

Расчетная нагрузка на валы:

Fb = Ft + 2\*Ff (6.3.14)

Fb = 473.7444+1.25 951.3916 H

9. Проверяем коэффициент запаса прочности:

S = (6.3.15)

S = = 19.20745[S]=7.5;

10. Находим диаметры делительных и наружных окружностей звездочек:

sin 7.5˚ = 0.1357;

sin 2.117˚ = 0.0384;

ctg 7.5˚ = 7.269;

ctg 2.117˚ = 26.43

dд1 = (6.3.16)

dд1 == 51.353 мм.;

dд2 =

dд2 ==71,073мм.;

De1 = t\*(ctg +0.7)-0.31\*d1 (6.3.17)

De1 = 9.525\*(ctg +0.7)-0.31\*6.35=57.76413 мм.;

De2 = t\*(ctg +0.7)-0.31\*d1

De2 = 9.525\*(ctg +0.7)-0.31\*6.35= 79,94563 мм. ;

Учебная программа кафедры пищевых машин

Расчет цепной передачи

Фамилия И.О. – Иващенко М.А.

Шифр – 1817

Исходные данные

Таблица №10

|  |  |
| --- | --- |
| Передаваемая мощность N = 57 | Вт |
| Передаточное отношение U = 1,4 |  |
| Частота вращения меньшей звездочки n1 = 43 | об/мин |
| Ориентировочное межцентровое расстояние Ао = 340 | мм. |
| Ориентировочный диаметр большой звездочки Dо = 110 | мм. |
| Коэффициент работы передачи  |  |
| Коэффициент характера нагрузки – К1 = 1 |  |
| Коэффициент способа натяжения цепи – К2= 1,25 |  |
| Коэффициент наклона передачи – К3 = 1 |  |
| Коэффициент способа смазки цепи – К4 = 1 |  |
| Коэффициент сменности работы – К5 = 1,5 |  |
| Коэффициент динамичности передачи – К6 = 1,2 |  |

Результаты расчета

Таблица №11

|  |  |
| --- | --- |
| Число зубьев звездочек Z1=17; Z2=24 |  |
| Частота вращения большой звездочки n2 = 30,45833 | об/мин |
| Фактическое передаточное отношение U1 = 1,411765 |  |
| Рядность цепи i = 1 шаг цепи t = 9,523 | мм. |
| Разрывное усилие цепи R = 9100 | Н |
| Окружное усилие на цепь Р = 473,7744 | Н |
| Нагрузка на вал G = 951,3916 | Н |
| Скорость цепи V = 0,1203104 | м/с |
| Наружные диаметры звездочек D1 = 57,76413; D2 = 79,94563 | мм. |
| Моменты на валах звездочек: М1 = 12,6593; М2 = 17,87196 | Н.м |
| Число звеньев цепи m = 88 |  |
| Длина цепи L = 869  | мм. |
| Масса цепи mc = 0,39105 | кг. |
| Расчетное удельное давление в шарнирах – р1 = 106,3357 | МПа |
| Рабочее удельное давление в шарнирах р2 = 10,65875 | МПа |
| Число ударов цепи W =0,5540648 | 1/с |
| Запас прочности цепи по нагрузке s = 19,20745 |  |
| Срок службы цепи Т3 = 47780,94 | час. |

5.4 Расчет второй цепной передачи

Исходные данные:

Uцеп2 = 1;

n6 = 31 об/мин.;

n7 = 31 об/мин.;

N6 = 57 Вт.;

N7 = 57Вт.;

Т6 = 17,55968 Н.м;

Т7 = 17,55968Н.м;

1. Находим число зубьев ведущей звездочки:

Z1 = 24 тогда число зубьев ведомой звездочки:

Z4 = Z3\*Uцеп2 (6.4.1)

Z4 = 24\*1=24;

2. Находим шаг цепи:

t = 2,8\* (6.4.2)

t =2,8\*= 9,525

Кэкс = Кg\*Ка\*Кн\*Кр\*Ксм\*Кп (6.4.3)

Кэксn = 1\*1\*1\*1,25\*1\*1,5=1,875;

где Кэкс – коэффициент эксплуатации;

Т2 – вращающийся момент на ведущей звездочке, Н.м;

Кg – коэффициент динамической нагрузки;

Ка – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние;

Кн – коэффициент, учитывающий наклон цепи;

Кр – коэффициент, учитывающий регулировку цепи;

Ксм – коэффициент, учитывающий смазку;

Кп – коэффициент, учитывающий периодичность работы;

[P] – допускаемое давление в шарнирах, МПа;

m – количество рядов в цепи.

По расчетному значению цепь ПР – 9,525 – 9100 по ГОСТ 13568 – 75 с параметрами

Таблица №12

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| t, мм. | Ввн, мм. | d, мм. | d1, мм. | h, мм. | b, мм. | Q, кН | g, кг/м | Aon, мм. |
| 9,525 | 5,72 | 3,28 | 6,35 | 8,5 | 17 | 9,1 | 0,45 | 28,1 |

3. Находим скорость передачи:

V = (6.4.4)

V= = 0.11811м/с;

4. Находим окружную силу:

Ft = (6.4.5)

Ft = = 482,601 Н;

5. Находим расчетное давление в шарнирах:

Р = (6.4.6)

Р = = 12,4896 [P]= 39 МПа;

6. Находим число звеньев цепи:

Lt = 2\*at+0.5\*ZΣ+ (6.4.7)

Lt = 2\*40+0.5\*48+=88;

ZΣ = Z3+ Z4 (6.4.8)

ZΣ =24+24=48 – суммарное число зубьев;

aw = 40\*аt (6.3.8)

aw = 40\*9.525= 320 мм.;

7. Уточняем межосевое расстояние:

aw = 0.25t (Lt-05ZΣ+) (6.4.10)

aw = 0.25\*9.525\*(88-0.5\*48+)= 247,65≈248 мм.;

8. Определяем силы действующие на цепь:

центробежная сила:

Fv = g \* V2 (6.4.11)

Fv = 0.45\*0.118112 = 0.0062 H

От провисания цепи:

Ff = g\*kfg\*aw (6.4.12)

Ff = 9.81\*1\*0.45\*0.248=1.095 H

Расчетная нагрузка на валы:

Fb = Ft + 2\*Ff (6.4.13)

Fb = 482.601+1.095=968.9084 H;

9. Проверяем коэффициент запаса прочности:

S = (6.4.14)

S = = 18.85616[S]=7.5;

10. Находим диаметры делительных и наружных окружностей звездочек:

ведущая:

dд1 = (6.4.15)

dд1 == 68.85 мм.;

ведомая:

dд2 =

dд2 ==68,85мм.;

De1 = t\*(ctg +0.7)-0.31\*d1 (6.4.16)

De1 = 19,05\*(ctg +0.7)-0.31\*6.35=77.11211 мм.;

De2 = t\*(ctg +0.7)-0.31\*d1

De2 = 19,05\*(ctg +0.7)-0.31\*6.35= 77,11211 мм. ;

Учебная программа кафедры пищевых машин

Расчет второй цепной передачи

Фамилия И.О. – Иващенко М.А.

Шифр – 1817

Исходные данные

Таблица №13

|  |  |
| --- | --- |
| Передаваемая мощность N = 57 | Вт |
| Передаточное отношение U = 1 |  |
| Частота вращения меньшей звездочки n1 = 31 | об/мин |
| Ориентировочное межцентровое расстояние Ао = 320 | мм. |
| Ориентировочный диаметр большой звездочки Dо2 = 100 | мм. |
| Коэффициент работы передачи  |  |
| Коэффициент характера нагрузки – К1 = 1 |  |
| Коэффициент способа натяжения цепи – К2= 1,25 |  |
| Коэффициент наклона передачи – К3 = 1 |  |
| Коэффициент способа смазки цепи – К4 = 1 |  |
| Коэффициент сменности работы – К5 = 1,5 |  |
| Коэффициент динамичности передачи – К6 = 1 |  |

Результаты расчета

Таблица №14

|  |  |
| --- | --- |
| Число зубьев звездочек Z1=24; Z2=24 |  |
| Частота вращения большой звездочки n2 = 31 | об/мин |
| Фактическое передаточное отношение U1 = 1 |  |
| Рядность цепи i = 1 шаг цепи t = 9,525 | мм. |
| Разрывное усилие цепи R = 9100 | Н |
| Окружное усилие на цепь Р = 482,601 | Н |
| Нагрузка на вал G = 968,9084 | Н |
| Скорость цепи V = 0,11811 | м/с |
| Наружные диаметры звездочек D1 = 77,11211; D2 = 77,11211 | мм. |
| Моменты на валах звездочек: М1 = 17,55968; М2 = 17,55968 | Н.м |
| Число звеньев цепи m = 88 |  |
| Длина цепи L = 838,2 | мм. |
| Масса цепи mc = 0,37719 | кг. |
| Расчетное удельное давление в шарнирах – р1 = 118,9071 | МПа |
| Рабочее удельное давление в шарнирах р2 = 12,48596 | МПа |
| Число ударов цепи W =0,56391182 | 1/с |
| Запас прочности цепи по нагрузке s = 18,85616 |  |
| Срок службы цепи Т3 = 50535,85 | час. |

Нагрузка от цепной передачи:

Fbx = Fby=Fb\*sin j (6.4.17)

Fbx = 968.9084\*sin 45˚=685.115 H

Реакция опор в плоскости yZ:

Ry3=Ry4=Ft/2 (6.4.18)

Ry3=182.6/2=241.3 H;

Реакция опор в плоскости xZ:

Rx3= \*(Ft\*-Fbx\*) (6.4.19)

Rx3= (482.6\*50-685.115\*50)= -101.2575 H;

Rx4= \*(Ft\*+Fbx\*(2+)) (6.4.20)

Rx4= (482.6\*50+685.115\*(2\*50+50))= 1268.9725 H;

Проверка:

Rx3+Rx4+ (Ft + Fbx) = 0 (6.4.21)

-101.2575+1268.9725+(482.6+685.115)=0

Суммарные реакции :

Pr3 = (6.4.22)

Pr3 = =261.68448≈261.69 H;

Pr4 =

Pr4= =1291.71H;

Наиболее нагруженной является "4" опора , поэтому подбор подшипников ведем по ней.

5.5 Расчет вала

Исходные данные:

Fb = 968.9084 H;

Ft = 482,601 Н;

Fa = 0;

De2 =77,11211 мм. ;

De1 =77.11211 мм.;

l1 = l2 = 50 мм.;

5.6 Выбор подшипников

Находим диаметры вала:

db2 = (6.6.1)

db2 == 25 мм. ;

где [τ] = 20 МПа – допускаемое напряжение на кручении для материала ст. 45.

Выбираем шарикоподшипники радиальные однорядные легкой серии по ГОСТ 8338 – 75

Таблица №15

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер подшипника | Диаметр вала d, мм. | Диаметр корпуса D, мм. | Ширина подшипника В, мм. | Радиус округления r, мм. | Грузоподъемность к.Н |
| Динамическая  | Статическая  |
| №205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 14 | 6,96 |

отношение = =0,081 (6.6.2)

значение соответствует 0≈0,28

отношение = = 0,433≥0,28 (6.6.3)

следовательно х= 1,0; х= 0

тогда Рэкв= х\*Pr4\*Y\*Kb\*Kт (6.6.4)

Рэкв= 1\*1291,71\*1,0\*1,2= 1902 Н;

Расчетная долговечность подшипников:

L1 = (6.6.5)

L1 = = 396.761 млн. обор.

Lh = (6.6.6)

Lh == 214407,3 часа.

Учебная программа кафедры пищевых машин

Расчет вала

Фамилия И.О. – Иващенко М.А.

Шифр – 1817

Исходные данные

Таблица №16

|  |  |
| --- | --- |
| Крутящий момент на валу – М = 18000 | Н.м |
| Радиальная нагрузка на вал – Р = 951 | Н |
| Плечо приложения нагрузки – L = 50  | мм. |
| Осевая нагрузка на вал – сталь 45 + термообработка – нормализация  |
| Допускаемое напряжение на кручение - S = 20,26583 | МПа |
| Предел прочности материала S1 = 760 | МПа |
| Коэффициенты параметров вала:  |  |
| Коэффициент концентрации напряжения изгиба – К3 = 2,2 |  |
| Коэффициент концентрации напряжений кручения – К4 = 1,4 |  |
| Коэффициент шероховатости поверхностей – К5 = 0,95  |  |

Результаты расчета

Таблица №17

|  |  |
| --- | --- |
| Крутящий момент на валу – М = 18000 | Н.м |
| Диаметр вала в опасном сечении – D = 25 | мм. |
| Запас прочности по нормальным напряжениям – С1 = 4,068884 |  |
| Запас прочности по касательным напряжениям – С2 = 17,18512 |  |
| Общий запас прочности вала – С3 = 3,959417 |  |

Расчет шариковых подшипников качения

Фамилия И.О. – Иващенко М.А.

Шифр – 1817

Исходные данные

Таблица №18

|  |  |
| --- | --- |
| Диаметр вала – Db =25 | мм. |
| Тип – радиальный однорядный легкой серии  |  |
| Частота вращения кольца подшипника – N = 31 | об/мин |
| Радиальная нагрузка – Fr = 0,951 | к.Н |
| Осевая нагрузка – Fa = 0  | к.Н |
| Коэффициент условий работы Kb = 2 |  |
| Рабочая температура подшипника – Tr = 40  | C˚  |
| Заданная долговечность подшипника – L = 5000 | час |

Результаты расчета

Таблица №19

|  |  |
| --- | --- |
| Номер подшипника – N0 = 205  |  |
| Внутренний диаметр – Db =25 | мм. |
| Наружный диаметр – Dn = 52  | мм. |
| Ширина – В = 15 | мм. |
| Динамическая грузоподъемность – С = 14 | к.Н |
| Статическая грузоподъемность – С0 = 6,95 | к.Н |
| Коэффициент осевого нагружения – Е = 0 |  |
| Коэффициент радиальной нагрузки – х = 1 |  |
| Коэффициент осевой нагрузки y = 0 |  |
| Эквивалентная нагрузка – Ре = 1,902 | к.Н |
| Расчетная долговечность подшипника – Lh = 214407,3 | час. |

6. Охрана труда

6.1 Анализ опасных факторов

Целью данного проекта является модернизация дозатора сыпучих компонентов П=20 т/сутки.

Для обеспечения безопасности необходим ряд мероприятий по охране труда.

Анализ возможных опасных и вредных производственных факторов (ГОСТ 12.1.005-74 ССБТ)

Таблица №20

|  |  |
| --- | --- |
| Производственный фактор  | Производственное оборудование  |
| 1. Физические  |  |
| Движущиеся машины и механизмы  | Ленточный конвейер |
| Движущиеся механизмы в оборудовании  | Вращающаяся цепная передача. Ворошитель. |
| Повышенная напряженность электрического поля  | Электродвигатель, электрическая цепь  |
| Повышенный шум и вибрация  | Электродвигатель и движущиеся части дозатора  |
| Запыленность  | Тестоприготовительное отделение  |
| 2. Химические |  |
| Мучная пыль |  |
| 3. Психофизиологические.Нервнопсихологические перегрузки, монотонность труда  |  |

6.2 Электробезопасность

Помещение цеха относиться к категории с повышенной опасностью поражения электрическим током, так как в цехе токопроводящие полы. В целях предохранения от поражения электрическим током проводятся следующие мероприятия согласно действующих правил ПУЭ:

Периодическая проверка знаний, персонала по правилам техники безопасности один раз в год.

Панели распорядительных устройств окрашены в белый цвет и имеют четкие надписи, указывающие назначение отдельных цепей для обеспечения безопасности людей от поражения электрическим током, заземляющие устройство, к которому подключены металлические части и корпуса электрооборудования, которые в следствии нарушения изоляции могут оказаться под напряжением. Сопротивление корпуса защитного заземления не превышает 4 Ом. Оно необходимо для того чтобы снизить напряжение прикосновения до безопасной величины. В работе машины принимаем электродвигатель. Подвод электричества осуществляется через провода, в заземленных трубах или рукавах.

В тестоприготовительном отделении все процессы автоматизированы, движущиеся части механизма закрыты кожухом. Что приводит к низкому травматизму.

Расчет выполнен на кафедре "Охрана труда и промышленная экология". Постановка и методический подход к решению задачи "Расчет защитного заземления".

Защитное заземление представляет собой систему вертикальных электродов-заземлителей, вкопанных в грунт и соединенных стальными трубами, уголками, полосами и другими металлическими соединителями. Заземление бывают контурным или выносным.

Заземлители располагаются по периметру цеха или площадке, где размещено электрическое оборудование. При пробое изоляции корпус такой установки при защитном заземлении будет находится под малым относительно земли напряжением, безопасным для жизни человека при прикосновении.

Сопротивление растеканию электрического тока при замыкании на землю одного электрода круглого сечения определяется по формуле:

Rэл = S\*[ln(21/d)+ 0.5\*ln((4t+1)/(4t-)), Ом (1)

S=p/(2\*пi\*l),

где: р – удельное электрическое сопротивление грунта, в который помещены электроды – Заземлители, Ом\*м; l – длина электрода, м; d – диаметр электрода, м; t = h+1/2; h – глубина заложения электрода в грунт (расстояние от верхнего конца электрода до поверхности земли), м; ni – 3,14.

Необходимое количество заземляющих электродов определяется по соотношению:

n = (3)

где: Кс – коэффициент сезонности; Vэл – коэффициент использования электродов; Rз – максимальное допустимое сопротивление заземляющего устройства. При оценках принимается равным 4 Ом, т.е. это наибольшее допустимое сопротивление заземляющего устройства.

Из условия безопасности организму человека протекающий через тело его ток не должен превышать 0,04 а это установлено медицинским экспериментами.

L = (n-1)\*a+0.14, м (4)

Если обозначить ширину полосы символом b, то электрическое сопротивление ее определяется выражением:

Rпол = Sn\*Ln[(2\*L\*\*2)/(b\*h)], Ом (5) где: Sn= p/(2\*ni\*L)/

Тогда, электрическое сопротивление защитного заземления, состоящего из n электродов и полосы шириной b и длиной L, равно

Rрез = Ом (6)

Результирующие сопротивления Rрез защитного заземления по нормативам не должно превышать 4 Ом.

Таким образом задача ставиться так. При заданных: - грунт, в котором устанавливается защитное заземление; - температура в январе месяце; - тип заземления; - ширина соединительной полосы. Подобрать такое заземление, т.е. рассчитать диаметр электродов, длину электрода, их количество, глубину закладки в грунт, расстояние между электродами и длину соединительной полосы, которое не превышает заданное максимальное значение 4 ом.

Исходные данные

Название грунта <текст> Чернозем

Тип заземления Выносное

Ширина соединительной полосы, м 0,04

Температура воздуха, t оС 18.00

Таблица №21 Десять лучших решений по сопротивлению

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d  | 0.04 | 0.04 | 0.05 | 0.05 | 0.06 | 0.04 | 0.06 | 0.04 | 0.04 | 0.05 |
| l  | 5.00 | 5.00 | 5.00 | 5.00 | 5.00 | 3.00 | 5.00 | 3.00 | 2.50 | 3.00 |
| h  | 1.00 | 0.70 | 1.00 | 0.70 | 1.00 | 1.00 | 1.00 | 0.70 | 1.00 | 1.00 |
| a  | 5.00 | 5.00 | 5.00 | 5.00 | 5.00 | 3.00 | 5.00 | 3.00 | 2.50 | 3.00 |
| r  | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.44 |
| n  | 21.0 | 21.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 31.0 | 19.0 | 31.0 | 36.0 | 30.0 |
| lb  | 100.14 | 100.14 | 95.14 | 95.14 | 90.14 | 90.14 | 90.14 | 90.14 | 87.64 | 87.14 |
| Pc  | 170.97 | 166.77 | 201.61 | 196.41 | 228.37 | 159.11 | 222.67 | 153.53 | 157.49 | 190.57 |

Таблица №22 Приняты обозначения

|  |
| --- |
| d - диаметр электрода, м |
| l - длина электрода, м |
| h - глубина заложения, м |
| a – расстояние между электродами, м |
| r - сопротивление заземления, Ом |
| n – число закладываемых электродов, шт |
| lb – длина соединительной полосы, м  |
| Pc – затраты на заземление. |

Мероприятия по гигиене труда и промышленной санитарии

Воздушная среда рабочей зоны и производственный микроклимат.

Таблица №23 Предельно – допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны (ГОСТ 12.1.005 – 88).

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вещество  | ПДК, мг/м3 | Класс опасности  | Агрегатное состояние  |
| Диоксид углерода  | 0,5% объема | - | Газ |
| Пыль мучная  | 6 | 4 | Аэрозоль |

Технический процесс в тестоприготовительном отделении характеризуется выделением в среду двуокиси углерода при брожении теста. ПДК двуокиси углерода составляет 0,5% к объему помещения.

Необходимая кратность объема воздуха в производственном помещении с умеренным выделением двуокиси углерода равна 6.

В процессе дозирования муки в воздухе выделяется мучная пыль. Её ПДК из таблицы составляет 6 мг/м3.

Для предотвращения распыла муки в конструкциях машин предусматривают уплотнение крышек месильных емкостей.

Таблица №24 Оптимальные и допустимые параметры микроклимата в рабочей зоне производственных помещений (ГОСТ 12.1.005-88)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Период года  | Производственное помещение  | Категория работ  | Оптимальные | Допустимые  |
| t,C˚ | Ψ,% | V, м/с | t,C˚ | Ψ,% | V, м/с |
| Холодный  | Тестоприготовительное отделение  | Средней тяжести 2Б | 17-19 | 40-60 | 0,2 | 15-21 | 75 | 0,4 |
| Теплый  | Тестоприготовительное отделение | Средней тяжести 2Б | 20-22 | 40-60 | 0,3 | 16-27 | 70 | 0,2-0,5 |

Для обеспечения условий микроклимата в тестоприготовительном отделении предусмотрено:

1. В холодный период года обогрев с помощью центрального водяного отопления.
2. Вентиляция (естественная и приточно – вытяжная ).

Система вентиляции в помещении хлебозавода в соответствии с нормами технологического проектирования ОИТП – 86.\

Таблица №25

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Помещение  | Основные вредные выделения  | Система вентиляции  |
| Вытяжная  | Приточная  |
| Тестоприготовительное отделение  | Тепло, влага, двуокись углерода, летучая пыль. | Механическая обменная из верхней зоны | Механическая рассредоточенная с подачей в верхнюю зону  |

6.3 Шум и вибрация

Источником вибрации и шума являются части дозатора, а также электродвигатель машины. Общие требования безопасности уровень шума не должен превышать установленных норм. Установленная норма 80 Дб.

Для снижения уровня шума на корпус питателя дозатора наносится шумоизолирующая мастика ВД 17-58. в бункере дозатора крепится ворошитель. Ворошитель служит для перемешивания муки, чтобы не образовывалось сводов муки. Вращение ворошитель получает через цепную передачу от вала дозатора. Мука непрерывно поступает через питатель и бункер на короткий ленточный транспортер. Поэтому и наноситься шумоизолирующая мастика. Действие мастики основано на ослаблении вибрации путем перехода части колебательной энергии в тепловую при деформации покрытий.

Уровень звукового давления в Дб в октавных полосах со средним геометрическими частотами в предельном спектре Сан.ПиН 2.2.1/2.1.8-562

Таблица №26

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Частота Гц | 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Уровень звука Дб | 107 | 95 | 87 | 82 | 78 | 75 | 73 | 71 | 69 |

Гигиенические нормы общей вибрации СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Среднеквадратические уровни виброскорости (м/с) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами (Гц) на постоянных рабочих местах.

Таблица №27

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Частота Гц | 1 | 2 | 4 | 8 | 16 | 31,5 | 63 | 125 |
| Виброск. м/с  | - | 1,3 | 0,45 | 0,22 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |

6.4 Взрывопожаробезопасность

Цех по производству хлебо – булочных изделий относиться к Г категории, так как источником пожаробезопасности являются используемые для смазки горючесмазочные вещества, мучная пыль, деревянные ложки.

На предприятии ответственность за пожарную безопасность возложена на администрацию. Все цеха и участки завода имеют индивидуальные средства пожаротушения. На заводе имеется пожарная сигнализация, местная телефонная связь. Вода для пожаротушения поступает из городской водопроводной сети, через два ввода.

Наружное пожаротушение производится при помощи пожарных гидрантов расположенных под углом здания на расстоянии 5 метров. На внутренней водопроводной сети у входов устанавливается пожарные краны на высоте 1,35 м. и пожарные рукава с бронсбойтом. Расстояние между пожарным кранами такова, что обеспечивает сопротивление струй воды от двух стволов в наиболее высокой и удаленной части здания.

Таблица №28 Классификация помещений по взрывоопасности.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Характеристика помещений | Помещение | Класс по взрывоопасности |
| Помещения, в которых выделяется приходящие во взвешенное состояние горючие пыли или волокна в таком количестве, что способны образовывать с воздухом взрывоопасные при нормальных режимах работы. | Тестомесильное отделение  | В-2 |

Таблица №29 Категории производств по взрывной, взрывопожарной и пожарной опасности в соответствии со СНиП 21.01-97

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Характеристика производства  | Помещение  | Категория произв. |
| Материалы, участвующие в технологическом процессе, не горючие, раскаленные, расплавленные. | Тестомесительное отделение  | Г |

6.5 Промышленная экология

Предприятия удалено от жилых массивов, строится с учетом рельефа местности и "розы ветров". Соблюдается санитарная зона (50 м.). Участки территории между здания свободны от использования в производственных целях, а также санитарно – защитная зона отделена. Территория поддерживается в чистоте.

Для очистки воздуха от пыли в приточных вентиляционных камерах установлены фильтры. Для нашего помещения предусмотрены инерционные фильтры и установлены циклоны. Смесь происходит последовательную и тщательную фильтрацию. Очищается и поступает в окружающую среду.

Так как источником среды загрязнения окружающей среды является технологическая вода. Предусмотрен спуск технической воды в горячую канализацию с последующей очисткой.

7. Экономический расчет

7.1 Данные для расчёта

Экономическую эффективность модернизации ленточного дозатора муки дано в третьем разделе Технико – экономического обоснования.

Таблица №30 Экономическая эффективность модернизации

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Показатели | Обозначение | Величина |
| 1. Производительность дозатора:  |  |  |
| до модернизации кг/сут. | M1 | 20 000 |
| после модернизации кг/сут. | M2 | 20 040 |
| 2. Режим работы предприятия | D | 345 |
| 3. Цена оборудования тыс.руб | Ц0 | 400 |
| 4. Цена на модернизацию тыс.руб. | З1 | 30 |
| 5. Норма амортизационных отчислений на оборудование, % | A0 | 10,1 |
| 6. Норма расхода на содержание и текущий ремонт оборудования ,% | H0 | 6 |
| 7. Стоимость 1т. муки, тыс.руб. | Lhm | 7 |
| 8. Нормативный коэффициент эффективности  | Э | 0,15 |
| 9. Выход хлеба, % |  | 160 |

7.2. Расчёт экономической эффективности

В расчете принимаем , что расход электроэнергии не изменяется.

1. Определяем количество хлеба:

Км = \*100 (8.1)

где Пгв – годовая выработка;

160 – выход хлеба, %;

Км = \*100=10968,75

2. Экономия по муке составит

Эм = (8.2)

где - 0,2 уменьшение потери сырья, %

Эм = = 21,94 т.

3. Определяем экономию средств в результате модернизации.

C2 = Эм \* Цм

где Lhm - цена 1т. муки;

C2 = 21,94\*7= 153,6 т.руб.;

4. Изменение затрат на амортизацию оборудования.

Цзо = (8.4)

где Зр – цена на модернизацию;

Ао – норма амортизационных отчислений на оборудование;

Цзо = = 3,03 т.руб;

5. Изменение затрат на содержание и текущий ремонт оборудования :

Цро = (8.5)

где Но – норма расхода на содержание и текущий ремонт оборудования;

Цро = = 1,8 т.руб;

6. Условно годовая экономия:

Эуг = С2 – Цро+Цзо (8.6)

Эуг = 153,6 – 3,03 – 1,8 = 148,8 т.руб;

7. Годовой экономический эффект

Ээ = Эуг – Э \* Зр (8.7)

где Э – нормативный коэффициент эффективности;

Ээ = 148,8 – 0,15 \* 30 = 144,3 т.руб;

7.3 Расчет срока окупаемости

Срок окупаемости оборудования:

Ток = (8.8)

Ток = = 0,2 года;

Общий экономический эффект:

Эобщ = (8.9)

Эобщ = = 5

Таблица №31 Показатели эффективности

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Показатели | Величина показателей | Изменение |
| До | После |  |
| 1.Выроботка продукции в год | 17 550 | 17550 | - |
| 2.Экология муки т. | - | 21,94 | 21,94 |
| 3.Затраты на модернизацию тыс.руб. | - | 30 | 30 |
| 4.Условно – годовая экономия тыс.руб. | - | 148,8 | -148,8 |
| 5.Экономический эффект тыс.руб. | - | 144,3 | 144,3 |
| 6.Срок окупаемости оборудования, год | - | 0,2 | - |
| 7.Общая экономическая эффективность  | - | 5 | - |

Заключение

Темой дипломного проекта является ленточный дозатор муки установленный в тестоприготовительном отделении тестоприготовительного агрегата. В котором из – за недостаточной подачи муки и для уменьшения потерь муки на 0,2 % модернизируем, за счет точности дозирования.

Учитывая недостаточную эффективность устройства для разрушения сводов муки мною в конструкции дозатора сыпучих компонентов были разработаны ленточные побудители, которые разрыхляют муку перед дозированием.

Для исключения переполнения бункера и ликвидации больших колебаний уровня муки, влияющих на точность дозировки, на корпус питателя мною были установлены специальные блокировки, управляющие работой питающих устройств.

Для повышения надежности узла регулировки производительности дозатора мною была переработана конструкция крепления заслонки.

Для удобства контроля расхода на переднюю панель дозатора вынесен специальный щит, показывающий фактический расход компонента.

При капитальных затратах на модернизацию дозатора, смета составляет 30000 руб., что дает экономический эффект на сумму 144,3 тыс.руб., со сроком окупаемости 0,2 года и позволяет внедрить проектируемый дозатор на производстве.

Список литературы

1. Ауэрман А.А "Технология хлебопекарного производства". Пищевая промышленность М.1984г.
2. Гатилин Н.Ф."Проектирование хлебозаводов". Пищепромиздат.М.1979г.
3. Головань Ю.А. Ильинский И.А. "Технологическое оборудование хлебопекарных предприятий". Пищевая промышленность .М.1971г.
4. Дукаев Л.Ф., Ликов О.П. "Детали машин. Курсовое проектирование". Высшая школа. М. 1967г.
5. Зайцев Н.В. "Технологическое оборудование хлебозаводов". Пищевая промышленность. М. 1967г.
6. Иванов М.Н. "Детали машин". Высшая школа. М. 1991г.
7. Калинина В.И. "Разработка и расчет инженерных решений по охране труда и окружающей среды в дипломных проектах студентов механических специальностей пищевых и зерноперерабатывающей промышленности". Учебное пособие", М. МГЗИПП.1997г.
8. Лукин О.Г., Вельтищев В.Н., Калаче М.В., Калошин Ю.А. "Курсовое и дипломное проектирование технологического оборудования пищевых производств". М. Агропромиздат 1990г.
9. Мачихин С.А. "Технологическое оборудование хлебопекарных и макаронных предприятий" М. Агропромиздат 1986г.
10. Теплов А.Ф. "Охрана труда в отрасли хлебопродуктов", Агропромиздат 1990г.
11. Хромеенков В.М. "Оборудование хлебопекарного производства", М. 2000г.
12. Шейнблинг А.Е. "Курсовое проектирование деталей машин", М. Высшая школа, 1991г.
13. Чернилевский Д.В. "Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования", М. Машиностроение. 2000г.
14. Чернов М.Е., Хромеенков В.М., Калошин Ю.А., Либиян А.А. "Практикум по расчетам оборудования хлебопекарного и макаронного проиводств". М. Агропромиздат. 1991г.