

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ  
**Бийский технологический институт (филиал)**  
федерального государственного бюджетного образовательного  
учреждения высшего образования  
«Алтайский государственный технический  
университет им. И.И. Ползунова»

**И.Н. Павлов**

## **АГРЕГАТЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КУСКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Методические рекомендации по проведению практических занятий  
по дисциплине «Процессы и аппараты технологии ЭНМ»  
для студентов направления подготовки специалистов  
18.05.01 «Химическая технология энергонасыщенных материалов и изделий»  
(специализация № 5 «Автоматизированное производство химических предприятий»)  
очной формы обучения

Бийск  
Издательство Алтайского государственного технического  
университета им. И.И. Ползунова  
2018

УДК 663.1 (076)

П12

Рецензент: М.В. Обрезкова, к.т.н., доцент кафедры БТ БТИ АлтГТУ

**Павлов, И.Н.**

**П12**

Агрегаты для измельчения кусковых материалов: методические рекомендации по проведению практических занятий по дисциплине «Процессы и аппараты технологии ЭНМ» для студентов направления подготовки специалистов 18.05.01 «Химическая технология энергонасыщенных материалов и изделий» (специализация № 5 «Автоматизированное производство химических предприятий») очной формы обучения / И.Н. Павлов, Алт. гос. техн. ун-т, БТИ. – Бийск: Изд-во Алт. гос. техн. ун-та, 2018. – 27 с.

В методических рекомендациях сформулированы цели и задачи практических занятий по дисциплине «Процессы и аппараты технологии ЭНМ», приведена тематика практических занятий, даны краткие теоретические сведения, раскрывающие сущность изучаемых тем курса

УДК 663.1 (076)

*Методические рекомендации издаются в авторской редакции.*

Рассмотрены и одобрены  
на заседании кафедры МАХиПП.  
Протокол № 10 от 05.06.2018 г.

© Павлов И.Н., 2018  
© БТИ АлтГТУ, 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1 ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ.....	4
2. ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ НА ВАЛЬЦОВЫХ СТАНКАХ .....	5
2.1 Теоретические сведения.....	5
2.2 Расчет однопарных вальцовых станков .....	9
3 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛЬЦОВОГО СТАНКА .....	16
4 ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ НА МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛКАХ.....	17
4.1 Теоретические сведения.....	17
4.1 Определение производительности молотковой дробилки .....	18
4.2 Определение мощности электродвигателя молотковой дробилки.....	18
4.3 Определение размеров конструктивных элементов молотков .....	19
4.4 Расчет диска молотковой дробилки на прочность .....	22
5 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ.....	26
ИСПОЛЬЗУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА .....	27

## **1 ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Практические занятия способствуют закреплению теоретических знаний и приобретению навыков решения конкретных задач по дисциплине «Процессы и аппараты технологии ЭНМ». Целью практических занятий является развитие познавательных способностей, самостоятельности мышления и творческой активности студентов при изучении дисциплины «Оборудование биотехнологических производств».

Задачами практических занятий являются:

- закрепление, углубление и расширение студентами знаний, полученных в лекционном курсе;

- изучение студентами практических приемов и методов анализа теоретических положений и концепций учебной дисциплины на примере типовых задач;

- приобретение студентами умений и навыков использования современных теоретических и научно-технических методов и устройств в решении конкретных практических задач в части расчета и выбора оборудования для проведения технологического процесса.

Цель данных методических рекомендаций – помочь студенту научиться с наименьшей затратой времени самостоятельно проводить расчеты и выбор технологического оборудования.

Методические рекомендации содержат расчет дробилок.

## 2 ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ НА ВАЛЬЦОВЫХ СТАНКАХ

### 2.1 Теоретические сведения

Процесс измельчения занимает важное место при организации производства ЭНМ.

При измельчении на вальцовых станках материал затягивается в зазор между валками благодаря силам трения между частицами и валками. В зависимости от вида поверхности валков (гладкая или рифленая) и отношения окружных скоростей обоих валков (одинаковые или различные), он подвергается разрушающим усилиям различного характера.

Диаметр вальца определяют из условия затягивания частицы материала в зазор между вальцами. Частица (рисунок 1), находящаяся между гладкими вальцами, вращающимися с одинаковыми угловыми скоростями, будет увлекаться силами трения  $F$  в зазор (диаметры вальцов одинаковые). Войти в зазор, не деформировавшись, частица не может. Оказывая сопротивление, частица воспринимает со стороны вальцов нормальные усилия  $P$ .

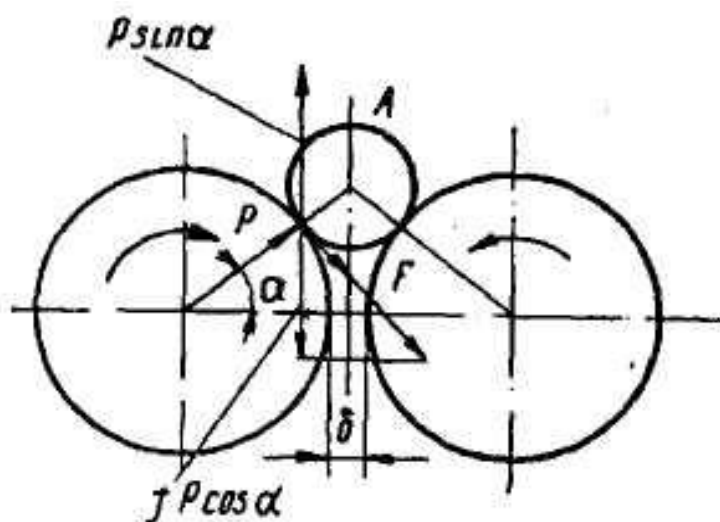


Рисунок 1 - силы, действующие на частицу при раздавливании

Если при этом разность вертикальных составляющих будет направлена к зазору (вниз), то частица, разрушаясь, попадает в зазор, если эта разность направлена от зазора (вверх), то вальцы не смогут захватить частицу и увлечь ее в зазор. Т.е. основным условием измельчения является выполнение неравенства:

$$F > P.$$

При этом условии захвата вальцами дробимых частиц будет выглядеть следующим образом:

$$2P \sin \alpha < 2fP \cos \alpha.$$

Следовательно, после упрощения неравенства:

$$\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \varphi.$$

Минимальный диаметр вальцов  $D_{min}$ , мм из условия захвата частицы вальцами определяется из формулы:

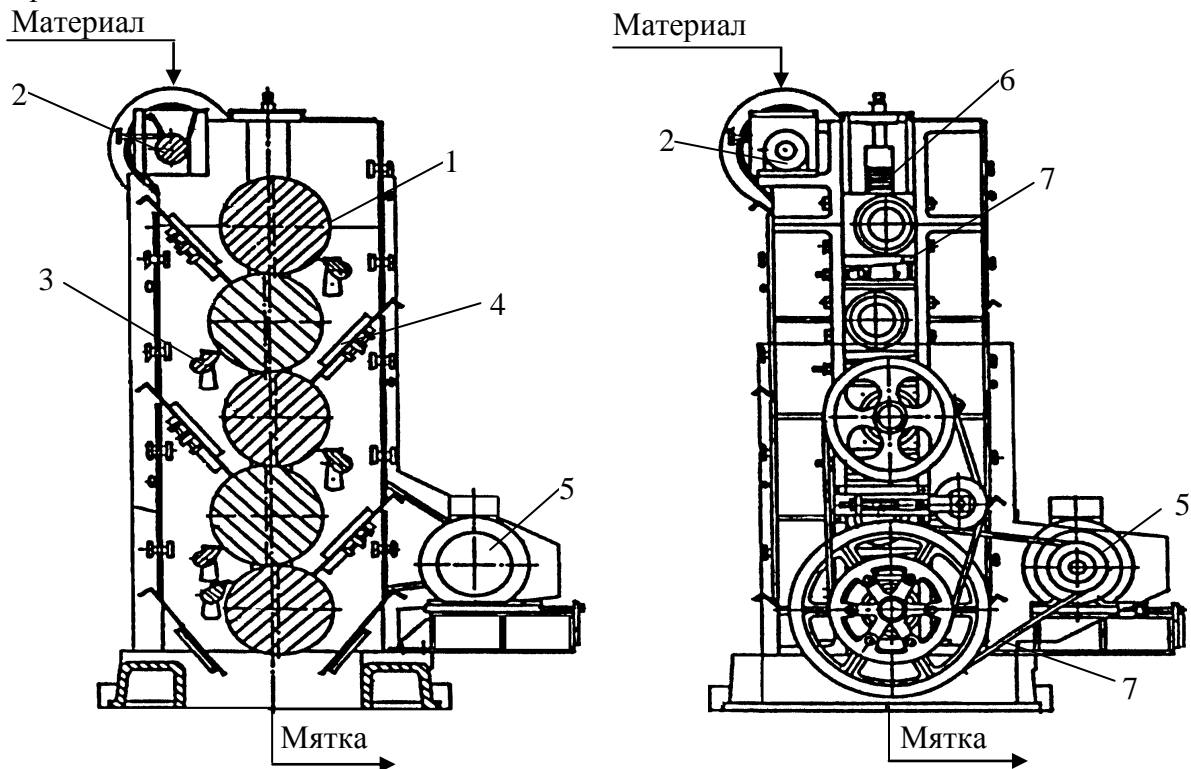
$$D_{min} = \frac{(d \cdot \cos \alpha - b)}{1 - \cos \alpha},$$

где  $\alpha$  - угол захвата ( $\alpha = 20 \dots 30^\circ$ ).

Применяемый на практике минимальный диаметр валцов равен 150 мм, а наиболее широко распространенный – 250 мм, что вызвано требованиями высокой жесткости валцов.

В реальных условиях захват частиц происходит сложнее. Во-первых, в зазор обычно попадает несколько частиц или их агрегаты, поэтому угол захвата увеличивается, ухудшаются условия захвата; во-вторых, выделяющееся масло смазывает валки и уменьшает угол трения. Кроме того, угол трения зависит от влажности материала. Так, материал повышенной влажности обладает большой пластичностью и из него сильнее выжимается масло.

Наиболее часто в промышленности применяются пятивалцовые станки (рисунок 2). Основным рабочим органом станка являются валки 1 диаметром 400 и длиной 1250 мм, расположенные горизонтально друг над другом в подшипниках, свободно уложенных в направляющие станины.



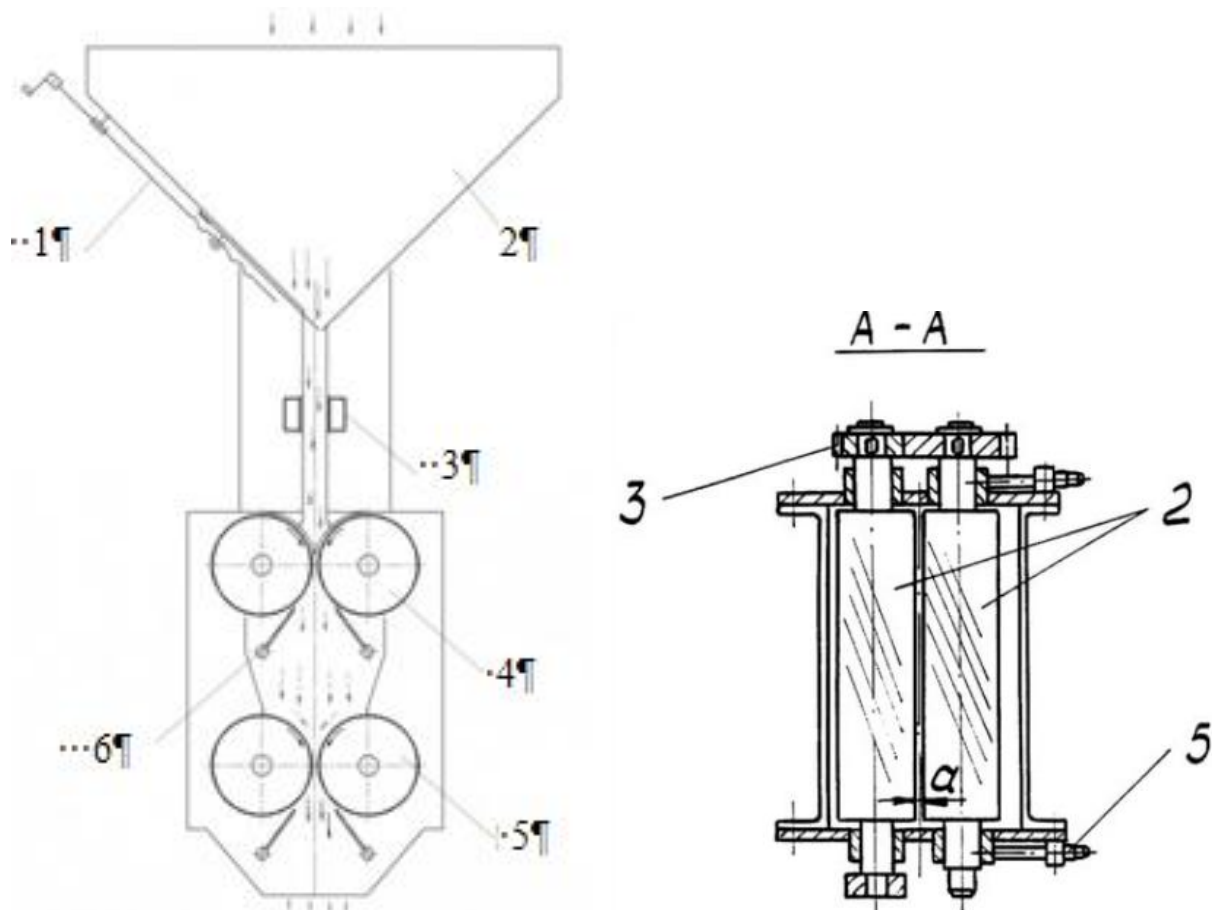
1 – валки; 2 – питательный валик; 3 – ножи; 4 – направляющие листы;  
5 – электродвигатель; 6 – тарельчатые пружины; 7 – клиновые механизмы

Рисунок 2 – Вальцовый станок ВС-5м

Материал из бункера питательным валиком 2 равномерно распределяется по всей длине верхнего рабочего валка 1. направляется в проход между пятым и четвертым валками (считая снизу). Нанесенные на верхних двух валках рифли облегчают захват ими материала и его предварительное измельчение. Валки опираются друг на друга и этим создают постоянное давление на измельчаемый материал, равное массе вышерасположенных валков. С целью исключения непосредственного контакта валков при работе вхолостую предусмотрены клиновые механизмы 7, позволяющие устанавливать гарантированные зазоры между валками в пределах 0,05-0,2 мм. Нижний валок имеет только вращательное движение, а верхние четыре свободно перемещаются в вертикальном направлении, поэтому зазор между ними зависит от количества измельчаемого материала. Привод валков осуществляется от одного электродвигателя 5 через редуктор, причем в движение приводится первый (нижний) валок, делающий 150 об/мин. Таким образом, на измельчаемый материал в первом проходе действуют силы скалывания и удара (под воздействием риф-

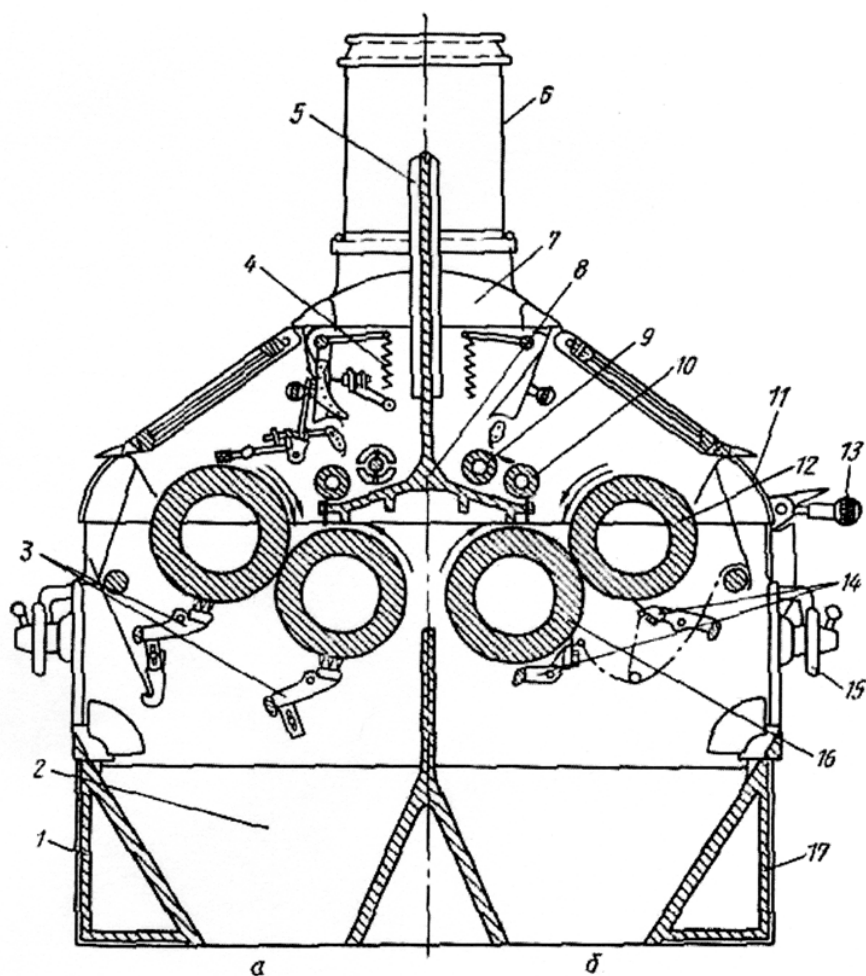
лей на первых двух валках), а в следующих четырех проходах силы раздавливания и истирания, что способствует оптимальному вскрытию его клеточной структуры. Для очистки поверхности валков от налипшего материала используются ножи 3. Движение материала между валками регулируется направляющими листами 4.

Находят применение в промышленности двухпарные вальцовые станки. Он состоит из двух пар горизонтально расположенных валков 1. Зазор между валками регулируется установочными винтами. Нажимное усилие между валками создается при помощи гидравлической системы, которая одновременно служит для защиты станка от перегрузки при проходе твердых посторонних предметов. Привод обеих пар валков осуществляется от индивидуальных электродвигателей. В движение вначале приводится валок, совершающий только вращательное движение, а от него через поликлиновую передачу другой валок. Скорости вращения валков верхней пары 772/346 об/мин, нижней – 867/386 об/мин. Валки имеют внутреннюю полость для подачи охлаждающей воды при их перегреве. Для равномерного подвода измельчаемого материала к валкам используется вибрационный питатель (колеблющийся желоб). Масличный материал с помощью вибрационного желоба подается в зазор вначале верхней, затем нижней пары валков, где и происходит его измельчение.



1 – регулятор подачи; 2 – бункер питатель; 3 – магнитный сепаратор;  
4 – валки верхней пары; 5 – валки нижней пары; 6 – скребки  
Рисунок 3 – Двухпарный вальцовый станок типа РВ – 400

Двухпарный двухрядный плющильный станок (рисунок 4) состоит из двух пар гладких валков, привод каждой пары валков осуществляется от одного электродвигателя через дифференциальный редуктор, который передает вращение валкам посредством карданных валов.

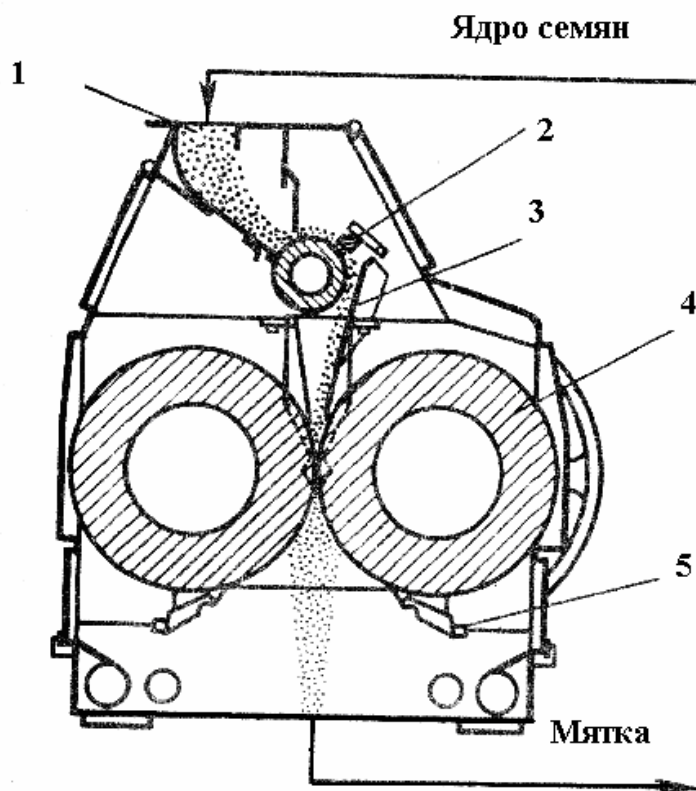


1 – станина; 2 – бункер разгрузки; 3 – питающая камера;  
 8 – питающие желоба; 15 – валки  
 Рисунок 4 - Вальцовый станок типа FW – 600

Материал из питающей камеры 4, состоящей из двух частей, тонким дозированием подается в рабочий зазор между валками колеблющимися желобами (вибраторами). Измельчение материала осуществляется путем однократного прохода между валками, вращающимися с согласованной дифференцированной скоростью. Разница в скоростях вращения валков обеспечивает хорошее вскрытие клеточной структуры измельчаемого материала. Нажимное усилие между валками создается с помощью гидравлической системы. Она же осуществляет непрерывный контроль за постоянством зазора между валками и служит для компенсации перегрузок, возникающих при проскоке между валками посторонних предметов.

Однопарный плющильный станок (рисунок 5) состоит из двух валков диаметром 800 мм и длиной 1250 мм. Каждый валок приводится во вращение от индивидуального электродвигателя через клиноременную передачу. Скорости вращения валков составляют 300 и 288 об/мин. Нажимное усилие между валками устанавливается с помощью гидравлической системы. Рабочее давление в гидравлической системе создается с помощью насоса.





1 – загрузочная воронка; 2 – распределительный валок; 3 – направляющий лист;  
4 – вальцовая пара; 5 – скребки

Рисунок 5 - однопарный плющильный станок

При снижении давления в системе ниже заданного интервала автоматически включается насос, который осуществляет нагнетание масла в гидросистему. Принцип работы аппарата заключается в однократном пропускании ядра между парой валков 4. Загрузка производится через загрузочную воронку 1 с помощью распределительного валика 2 по направляющему листу 3. Для очистки вала от налипшей массы применяется нож 5. Степень измельчения материала регулируют величиной зазора между валками.

## 2.2 Расчет однопарных вальцовых станков

### 2.2.1 Технологический расчет

Расчет геометрических параметров вальцового станка ведут исходя из задаваемой производительности, определяемой по формуле:

$$Q = 3600 \cdot b \cdot L_p \cdot \rho \cdot V_3 \cdot k, \frac{\text{кг}}{\text{ч}},$$

где  $b$  - зазор между вальцами, м;

$Q$  - производительность станка, кг/ч;

$\rho$  - объемная масса измельчаемого продукта, кг/м<sup>3</sup>;

$V_3$  - скорость обработки зерна в зазоре между вальцами, м/с;

$k$  - коэффициент полезного использования зоны измельчения, который всегда меньше единицы ( $k = 0,2 \dots 0,3$ ).

Рабочую длину валцов  $L_p$ , м ориентировочно определяем по формуле:

$$L_p = \frac{Q}{q},$$

где  $q$  - удельная нагрузка на вальцовую систему, кг/(см ч).

Из формулы расчета производительности определяется скорость продукта в зоне измельчения, м/с:

$$V_3 = \frac{Q}{3600 \cdot b \cdot \rho \cdot L_p \cdot k'}$$

где  $b$  - зазор между вальцами, м;

$L_p$  - рабочая длина вальцов, м

$Q$  - производительность станка, кг/ч;

$\rho$  - объемная масса измельчаемого продукта, кг/м<sup>3</sup>;

$k$  - коэффициент полезного использования зоны измельчения, который всегда меньше единицы ( $k=0,65...0,85$ ).

Связь между скоростью быстровращающегося и медленновращающегося вальцов и скоростью продукта в зоне измельчения выражается формулой:

$$V_3 = \frac{V_6 + V_M}{2} = \frac{V_6 \left( \frac{K+1}{K} \right)}{2},$$

где  $V_6$  - скорость вращения быстровращающегося вальца, м/с;

$V_M$  - скорость вращения медленновращающегося вальца, м/с;

$K$  - дифференциал передачи.

Из уравнения скорости обработки зерна определяется скорость быстровращающегося барабана:

$$V_6 = \frac{2 \cdot K \cdot V_3}{K + 1}.$$

Скорость вращения медленновращающегося вальца принимается в зависимости от дифференциала вальцовой системы  $K$ :

$$V_M = \frac{V_6}{K}.$$

Минимальный диаметр вальцов  $D_{min}$ , мм из условия захвата частицы вальцами определяется из формулы:

$$D_{min} = \frac{d \left( \frac{k_2 - 1}{k_2} \right)}{2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}},$$

где  $d$  - диаметр измельчаемой частицы, мм;

$\varphi$  - угол трения между частицей и материалом вальца;

$k_2$  - коэффициент измельчения, равный отношению диаметра частицы к зазору между вальцами:

$$k_2 = \frac{d_3}{b},$$

где  $d_э$  – эквивалентный диаметр частицы, мм;

$b$  - величина зазора, мм.

Диаметр вальца  $D$  выбирают из стандартного ряда с условием, что:

$$D > D_{min}$$

Стандартный ряд значений диаметров вальцов, используемых на практике:

$$D = 80; 100; 120; 150; 180; 200; 220; 250; 300; 350; 400; 450; 500$$

Угол трения между частицей и материалом вальца определяется по значению коэффициента трения:

$$\varphi = \arctg f,$$

где  $f$  - коэффициент трения между частицей и материалом вальца.

Эквивалентный диаметр измельчаемой частицы, мм определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{a \cdot b \cdot l},$$

где  $l$  - длина зерна, мм;

$a$  - ширина зерна, мм;

$b$  - толщина зерна, мм.

Так как для обеспечения устойчивого процесса измельчения необходимо исключить возможность изгиба вальца во время работы свыше допустимого значения следует рассчитать величину возникающего прогиба.

Далее определяется величина рабочего прогиба вальцов:

$$y = \frac{5 \cdot q_1 \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot J},$$

где  $q_1$  - удельная нагрузка на вальцы,  $q_1 = 3000-6000$  кгс/м;

$L$  - расстояние между опорами, м;

$E$  – модуль упругости материала вальца,  $E = 1,6 \cdot 10^{10}$  кгс/м<sup>2</sup>;

$J$  - момент инерции сечения вальцов, м.

Расстояние между опорами вальцов рассчитывается в зависимости от расположения подшипникового узла относительно торца вальцов:

$$L = L_p + 2 \cdot \Delta L,$$

где  $\Delta L$  - расстояние от торца вальца до середины подшипникового узла, можно принять  $\Delta L = 0,06 \dots 0,10$  м;

Момент инерции сечения вальца  $J$ , м<sup>4</sup> определяется по формуле:

$$J = \frac{\pi D^4}{64},$$

где  $D$  - диаметр вальца, м.

Работа вальцов осуществляется при допустимом прогибе вала, м:

$$[y] = 1 \cdot 10^{-5}.$$

Следовательно, должно выполняться условие:

$$y < [y] = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Частоту вращения вальцов  $n_v$  ( $\text{с}^{-1}$ ) определяют по формуле:

$$n_v = \frac{V_6}{\pi D},$$

где  $V_6$  - скорость вращения быстровращающегося вальца, м/с;  
 $D$  - диаметр вальца, м.

### 2.2.2 Энергетический расчет

Мощность, необходимая для привода вальцового станка (кВт) определяется по формуле:

$$N = \frac{17 \cdot L_p \cdot D \cdot n \left( \frac{d}{0,02} + \frac{D^2}{2,4} \right)}{\eta_{ст}},$$

где  $L_p$  - рабочая длина вальцов, м;  
 $D$  - диаметр вальца, м;  
 $n$  - частота вращения вальцов,  $\text{с}^{-1}$ ;  
 $d$  - диаметр частицы исходного материала, м;  
 $\eta_{ст}$  - КПД передач станка,  $\eta_{ст} = 0,85$ .

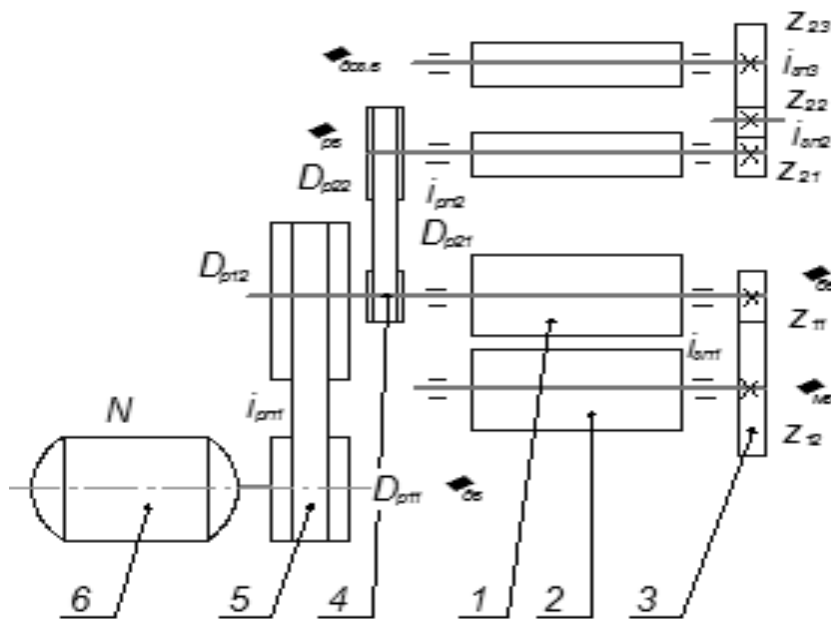
В соответствии с рассчитанной мощностью на привод и частотой вращения быстровращающегося вальца выбирают асинхронный двигатель в соответствии с ГОСТ Р 51689-2000.

Номинальная частота вращения двигателя для частоты сети 50 Гц по ГОСТ 12139-84: 500, 600, 750, 1000, 1500, 3000 об/мин.

Номинальная мощность двигателя выбирается по ГОСТ 12139-84 из ряда: 10, 16, 25, 40, 60, 90, 120, 180, 250, 370, 550, 750, 1100, 1500, 1800, 2200, 3000, 3700, 4000, 5500, 6300, 7500, 9000, 11000, 15000, 18500, 22000, 30000, 37000, 45000, 55000, 63000, 75000, 90000 Вт.

### 2.2.3 Кинематический расчет

Для обеспечения вращения быстровращающегося вальца с частотой  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  необходимо разработать кинематическую схему привода. Кинематическая схема представлена на рисунке 1.



1- быстро вращающийся валок; 2 - медленно вращающийся валок;  
 3 - первая зубчатая передача; 4 - вторая ременная передача;  
 5 - первая ременная передача; 6 - электродвигатель; 7 - распределительный валок;  
 8 - дозировочный валок; 9 - вторая зубчатая передача  
 Рисунок 6 - кинематическая схема привода вальцовой пары

Для разработанной кинематической схемы необходимо выполнить расчет клиноременной передачи.

Угловая скорость на ведущем валу, рад/с:

$$w_1 = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

где  $n$  – частота вращения вала двигателя, об/мин.

Номинальный вращающий момент на ведущем валу, Н м:

$$M_1 = \frac{N}{w_1},$$

где  $N$  - мощность электродвигателя, Вт.

Для полученного значения момента выбирается сечение ремня Б с площадью поперечного сечения  $F$ , мм<sup>2</sup>.

Далее из стандартного ряда определяется минимальный диаметр шкива  $D_{min1}$ , мм. Выбирается ближайшее стандартное значение  $D_1$ , мм.

Для разработки кинематической схемы привода вальцов необходимо рассчитать общее передаточное число, которое определяем по формуле:

$$i = \frac{n_{дв}}{n_в},$$

где  $n_{дв}$  - частота вращения вала двигателя, об/мин;

$n_в$  - частота вращения вальца, об/мин.

Диаметр ведомого шкива (мм) определяется по формуле:

$$D_2 = i \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где  $D_1$  - диаметр ведущего шкива, мм;

$\varepsilon$  - относительное скольжение ремня,  $\varepsilon = 0,015$ .

Выбирается ближайшее стандартное значение  $D_2$ .

Определяется межосевое расстояние клиноременной передачи, мм:

$$a_{min} = 0,55(D_1 + D_2) + h,$$

$$a_{max} = 2(D_1 + D_2),$$

где  $h$  - высота ремня, мм.

Выбирается значение межосевое расстояние клиноременной передачи  $a$ .

Расчетная длина ремня передачи (мм) определяется по формуле:

$$L_{рп} = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a},$$

Выбирается ближайшее стандартное значение длины ремня  $L$ .

Вычисляется средний диаметр:

$$D_{cp} = 0,5(D_1 + D_2),$$

Далее пересчитывается значение межосевого расстояния, мм:

$$a = 0,25 \left[ L - \pi \cdot D_{cp} + \sqrt{(L - D_{cp})^2 - 2 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right].$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на  $0,01 \cdot L$  для того чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремня необходимо предусмотреть возможность увеличения межосевого расстояния на  $0,025 \cdot L$ .

Рассчитывается угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{a},$$

где  $D_1$  - диаметр ведущего шкива, мм;

$D_2$  - диаметр ведомого шкива, мм;

$a$  - межосевого расстояния, мм.

Скорость движения ремня (м/с) рассчитывается по формуле:

$$V = \frac{w_1 \cdot D_1}{2},$$

где  $w_1$  - угловая скорость на ведущем валу, рад/с;

$D_1$  - диаметр ведущего шкива, мм.

Далее ведется расчет величины допускаемого окружного усилия (Н) передаваемого одним ремнем:

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_P,$$

где  $p_0$  - величина окружного усилия передаваемого одним ремнем,  $p_0 = 300-500$  Н.

$C_\alpha$  - коэффициент, учитывающий угол обхвата малого шкива;

$C_L$  - коэффициент, учитывающий длину ремня;

$C_P$  - коэффициент, учитывающий режим работы ремня,  $C_P = 0,75$ .

Коэффициент, учитывающий угол обхвата малого шкива рассчитывается по формуле:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1),$$

где  $\alpha_1$  - угол обхвата меньшего шкива.

Коэффициент, учитывающий длину ремня, определяется по формуле:

$$C_L = 0,3 \cdot \frac{L}{L_{\text{рп}}} + 0,7,$$

где  $L$  - стандартное значение длины ремня, мм;

$L_{\text{рп}}$  - расчетная длина ремня, мм.

После определения допускаемого окружного усилия (Н) передаваемого одним ремнем рассчитывается фактическое окружное усилие на ремне (Н):

$$P = \frac{N}{V},$$

где  $N$  - мощность электродвигателя, Вт;

$V$  - скорость ремня, м/с.

Зная окружное усилие на ремне можно определить расчетное число ремней необходимых для передачи допустимого усилия:

$$Z = \frac{P}{[p]},$$

где  $[p]$  - допускаемого окружное усилие, Н.

Предварительное натяжение каждой ветви ремня (Н) в передаче рассчитывается при натяжении от предварительного натяжения  $\sigma_0 = 1,6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$  рассчитывается по формуле:

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F,$$

где  $F$  - площадью поперечного сечения,  $\text{мм}^2$ .

Рабочее натяжение ведомой ветви ременной передачи (Н):

$$S_1 = S_0 - \frac{P}{2 \cdot Z},$$

где  $P$  - фактическое окружное усилие на ремне, Н;

$Z$  - число ремней/

Усилие, создаваемое на валы, рассчитывается по формуле:

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где  $S_0$  - предварительное натяжение каждой ветви ремня, Н;

$P$  - окружное усилие на ремне, Н;

$\alpha_1$  - угол обхвата меньшего шкива.

### 3 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВАЛЬЦОВОГО СТАНКА

Задача 1. Определить основные параметры рабочих органов вальцового станка производительностью  $Q$ , кг/ч. Выполнить расчет кинематической схемы вальцового станка, установленного в системе для измельчения семян подсолнечника.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета вальцового станка

Вариант	Производительность кг/ч	Межвальцовый зазор мм	Удельная нагрузка, кг/(см ч)	Дифференциал передачи	Коэффициент трения
1	880	1,50	30	1,25	0,15
2	1500	0,75	24	2,50	0,20
3	570	0,35	45	1,20	0,25
4	910	1,20	66	1,10	0,30
5	650	0,65	25	1,75	0,35
6	380	0,50	59	2,00	0,40
7	2400	1,00	71	2,75	0,45
8	1620	1,50	31	3,25	0,25
9	710	1,20	82	1,55	0,35
0	430	0,40	42	2,15	0,40



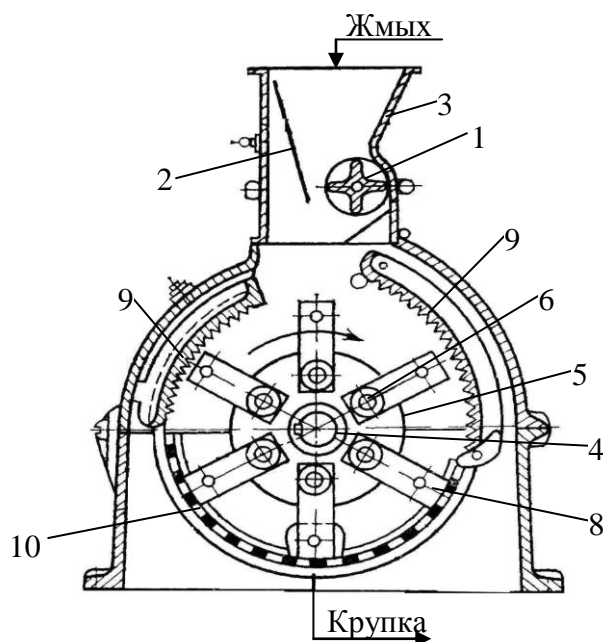
## 4 ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ НА МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛКАХ

### 4.1 Теоретические сведения

Молотковые дробилки применяются в тех случаях, когда необходимо получить относительно мелко измельченный и однородный продукт без последующего применения сортировочных устройств. Они эффективны при измельчении хрупких продуктов (зерно, кость, лед, соль, сахар) и менее эффективны для продуктов с большим содержанием жира. Продукт в молотковых дробилках измельчается ударами молотков по частицам продукта, ударами частиц о кожух дробилки и в результате истирания частиц. Наибольшее распространение получили дробилки со свободно подвешенными молотками.

Молотковая дробилка (рисунок 7). Основными рабочими органами дробилки являются диски 5, насаженные на вал 4, к которым на пальцах 6 крепятся дробильные пластины 8, и деки 9. Сырье поступает в питательную воронку 3, откуда с помощью питательного валика 1 подается в рабочую камеру машины. Количество поступающего материала регулируется регулировочной доской 2. В рабочей камере он подхватывается вращающимися дробильными пластинами 8 (привод вала осуществляется от индивидуального электродвигателя) и отбрасывается к декам 9.

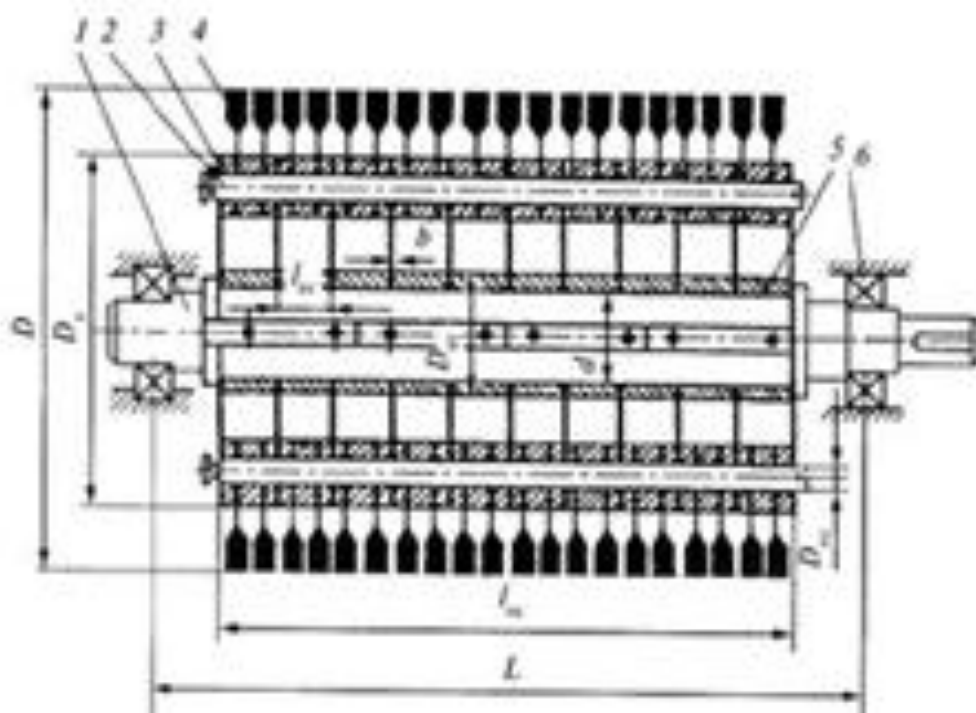
Благодаря многократным ударам сырья о пластины и деку происходит его дробление. Частицы размером менее 15-17 мм проходят через калибровальную решетку 10 и выводятся из дробилки, а более крупные вновь подхватываются пластинами и подвергаются дальнейшему измельчению.



1 - питательный валик; 2 - регулировочная доска; 3 - питательная воронка; 4 - вал;  
5 - диски; 6 - пальцы; 8 - дробильные пластины; 9 - деки; 10 - калибровальная решетка

Рисунок 7 – молотковая дробилка

Целью расчета молотковой дробилки является: определение размеров конструктивных элементов дробилки, размеров конструктивных элементов молотков, расчет диска молотковой дробилки на прочность, определение местного коэффициента запаса прочности, выполнение расчета вала ротора дробилки на виброустойчивость, определение мощность электродвигателя молотковой дробилки.



1 – вал; 2 – ось; 3 – диск; 4 – молоток; 5 – втулка; 6 – подшипник  
Рисунок 8 – Ротор молотковой дробилки

#### 4.2 Определение производительности молотковой дробилки

Производительность молотковой дробилки (кг/ч) определяется по формуле:

$$Q = 3600 \cdot K_1 \cdot \rho_{\text{п}} \cdot D_p^2 \cdot L \cdot \omega_p,$$

где  $K_1$  – коэффициент, учитывающий тип ситовой поверхности и физико-механические свойства сырья [ $K_1 = (1,3 \dots 2,3) \cdot 10^{-4}$  – для сит с размером отверстий до 3 мм;  $K_1 = (2,2 \dots 5,30) \cdot 10^{-4}$  – для чешуйчатых сит с размером отверстий от 3 до 10 мм];

$\rho_{\text{п}}$  – плотность измельчаемого продукта, кг/м<sup>3</sup>;

$D_p$  – диаметр ротора дробилки по молоткам, м;

$L$  – длина ротора дробилки, м;

$\omega_p$  – угловая частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>.

Диаметр ротора дробилки по молоткам:

$$D_p = 2 \cdot (r_{\text{отв}} + l),$$

где  $r_{\text{отв}}$  – радиус крепления осей молотка, м;

$l$  – расстояние от конца молотка до оси его подвеса, м.

#### 4.3 Определение мощности электродвигателя молотковой дробилки

Мощность электродвигателя молотковой дробилки, кВт определяется по формуле:

$$N = K_2 \cdot D_p^2 \cdot n_m \cdot \delta \cdot \omega_p,$$

где  $K_2 = (6,4 \dots 10,5)$  – эмпирический коэффициент, учитывающий степень измельчения продукта;

$D_p$  – диаметр ротора дробилки по молоткам, м;

$n_m$  – количество молотков в ряду, шт;

$\delta$  - толщина молотка, м;  
 $\omega_p$  - угловая частота вращения ротора,  $c^{-1}$ .

#### 4.4 Определение размеров конструктивных элементов молотков

Расчет размеров элементов молотка необходим для определения возможности обеспечения уравновешенного удара молотка.

Расстояние от центра массы молотка до оси отверстия  $c$ , м (рисунок 10):

$$c = \frac{(A^2 + B^2)}{6 \cdot A},$$

где  $A$  - длина молотка, м;  
 $B$  - ширина молотка, м.

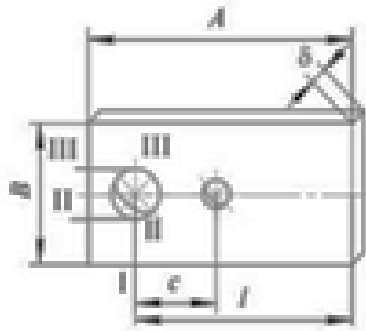


Рисунок 9 – молоток прямоугольной формы

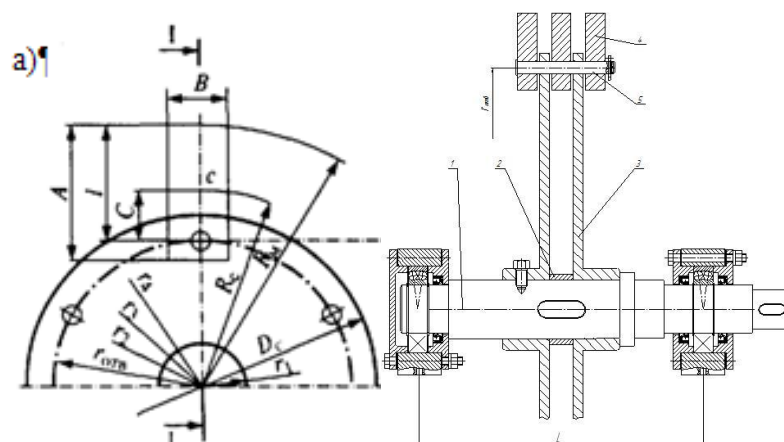
Квадрат радиуса инерции молотка относительно его центра массы,  $m^2$ :

$$r_c^2 = \frac{(A^2 + B^2)}{12}.$$

Расстояние от конца молотка до оси его подвеса, м

$$l = c + 0,5A,$$

где  $c$  - расстояние от центра массы молотка до оси отверстия, м.



1 – вал; 2 – втулка; 3 – диск; 4 – молоток; 5 – ось  
 а – эскиз; б – эпюра напряжений

Рисунок 10 – Диск молотковой дробилки

Квадрат радиуса инерции молотка относительно оси подвеса,  $m^2$ :

$$r^2 = r_c^2 + c^2.$$

Проверка обеспечения ударной работы молотка.

Конструктивные размеры молотка должны удовлетворять условию:

$$r^2 = l \cdot c,$$

где  $l$  - расстояние от конца молотка до оси его подвеса, м;

$c$  - расстояние от центра массы молотка до оси отверстия, м.

Проверка данного условия подтверждает правильность вычислений.

Диаметр оси подвеса молотка рассчитывается по формуле:

$$d_{oc} = 1,36 \sqrt[3]{\frac{F_i \cdot \delta_m}{[\sigma_i]}}$$

где  $F_i$  – центробежная сила инерции молотка;

$\delta_m$  – толщина молотка, м;

$[\sigma_i]$  - допускаемое напряжение при изгибе, принимается  $[\sigma_i] = 100 \dots 300$  МПа.

Центробежная сила инерции молотка определяется по зависимости:

$$F_i = m_m \cdot \omega^2 \cdot R_c,$$

где  $m_m$  - масса молотка, кг;

$\omega$  - угловая скорость вращения ротора, об/с.

$R_c$  - радиус центра масс молотка, м.

Радиус центра масс молотка определяется по формуле:

$$R_c = r_{отв} + c,$$

где  $r_{отв}$  – радиус окружности крепления молотков, м

$c$  - расстояние от центра массы молотка до оси отверстия, м.

Для того, чтобы избежать нарушения устойчивости работы молотковой дробилки радиус окружности крепления осей молотков  $r_{отв}$  конструктивно располагается так, чтобы оно было в 2 раза больше расстояния от конца молотка до оси подвеса  $l$ , тогда:

$$r_{отв} = 2 \cdot l.$$

Радиус крайней точки молотка:

$$R_0 = r_{отв} + l.$$

Масса молотка (кг), изготовленного из стали, будет равна:

$$m_m = A \cdot B \cdot \delta \cdot \rho_{ст},$$

где  $\delta$  – толщина молотка, м;

$A, B$  - соответственно длина и ширина молотка, м.

$\rho_{ст}$  - плотность материала изготовления молотка, кг/м<sup>3</sup>.

Угловая частота вращения ротора дробилки определяется по формуле:

$$\omega = \frac{v}{R_0},$$

где  $v$  - окружная скорость крайней точки молотка, м/с;

При работе молотковой дробилки в диске возникают радиальные  $\sigma_r$  и тангенциальные  $\sigma_t$  напряжения, величина которых зависит от текущего значения расчетного радиуса  $r$  (рисунок 3). Диск молотковой дробилки можно привести к расчетной схеме диска постоянной толщины, нагруженного по радиусу  $r_{отв}$  установки осей крепления молотков радиальным напряжением  $\sigma_{r_{отв}}$ , обусловленным центробежной силой инерции молотков и осей.

Угловую частоту вращения ротора  $\omega_p$  принимают с некоторым запасом:

$$\omega_p = (0,03 \dots 0,10)\omega.$$

Масса оси подвеса молотков, кг:

$$m_{ос} = \frac{\pi \cdot d_{ос}^2 \cdot l_{ос} \cdot \rho_{ст}}{4},$$

где  $d_{ос}$  - диаметр оси подвеса молотков, м;

$l_{ос}$  - длина оси подвеса молотков, м;

$\rho_{ст}$  - плотность материала изготовления молотка, кг/м<sup>3</sup>.

Минимальный размер втулки (м) определяется из условия:

$$h_{min} > 0,5 \frac{F_{и}}{\delta \cdot [\sigma_{ср}]},$$

где  $F_{и}$  - центробежная сила инерции молотка;

$\delta$  - толщина молотка, м;

$[\sigma_{ср}]$  - дополнительное напряжение при срезе, МПа.

Дополнительное напряжение при срезе определяется по зависимости:

$$[\sigma_{ср}] = (0,2 \dots 0,4)\sigma_T,$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести для материала втулки, МПа.

Наружный радиус диска (м):

$$R = r_{отв} + 0,5d_{ос} + h_{min}.$$

Диаметр вала в опасном сечении:

$$d_{оп} = 0,052 \sqrt[3]{\frac{N}{\omega_p}},$$

где  $N$  - мощность, передаваемая валом, кВт;

$\omega_p$  - угловая скорость вала, рад/с.

Вал ротора, на котором крепятся диски с промежуточными кольцами выполняется ступенчатым: I - ступень под шкив; II - ступень под шкив, III - ступень резьбовая; IV - ступень под диски и кольца.

Увеличение диаметра вала от ступени к ступени оценивается коэффициентом 1,2:

$$d = 1,2^n d_{оп},$$

где  $d_{оп}$  - диаметра вала в опасном сечении, м;  
 $n$  – число ступеней вала.

#### 4.5 Расчет диска молотковой дробилки на прочность

При числе дисков  $n_3 > 3$  напряжение  $\sigma_{r_{отв}}$ , МПа, определяется по зависимости:

$$\sigma_{r_{отв}} = \frac{\omega_p^2 \cdot (n_1 \cdot m_m \cdot R_c + n_2 \cdot m_{ос} \cdot r_{отв}) \cdot 10^{-6}}{2\pi \cdot r_{отв} \cdot b \cdot (n_3 - 1)},$$

где  $n_1$  - количество молотков;  
 $n_2$  - количество осей;  
 $n_3$  - количество дисков;  
 $b$  - толщина диска, м.  
 $\omega_p$  - угловая частота вращения ротора, об/с;  
 $m_m$  - масса молотка, кг;  
 $R_c$  - радиус центра масс молотка, м.

Значения  $\sigma_{r_1}$  и  $\sigma_{r_{отв}}$  являются граничными условиями, позволяющими определить тангенциальное напряжение  $\sigma_{t_1}$  при  $r = r_1$  ( $r_1$  - радиус вала ротора, м) на поверхности посадочного отверстия диска.

Для определения расчетных коэффициентов принимается, что  $r = r_{отв}$ , рассчитываются значения [5, 6]:

$$x = \frac{r_1}{r};$$

$$\alpha_r = \beta_t = \frac{1 + x^2}{2};$$

$$\alpha_t = \beta_r = \frac{1 - x^2}{2};$$

$$\alpha_c = -2,74(3,3 - 2,6 \cdot x^2 - 0,7 \cdot x^4);$$

$$\beta_c = -2,74(1,9 - 2,6 \cdot x^2 + 0,7 \cdot x^4);$$

$$T = 4 \cdot r^2 \cdot n^2 \cdot 10^{-6},$$

где  $n$  - частота вращения ротора дробилки, об/мин.

Частота вращения ротора дробилки рассчитывается по зависимости:

$$n = \frac{30 \cdot \omega_p}{\pi}.$$

Значение  $\sigma_{t_1}$ , МПа определяется по формуле:

$$\sigma_{t_1} = \frac{(\sigma_{r_{отв}} - \alpha_r \sigma_{r_1} - \alpha_c T)}{\alpha_t},$$

где  $\alpha_r, \alpha_c, \alpha_t, T$  - расчетные коэффициенты при  $r = r_{отв}$

$\sigma_{r_1} = 0$  - радиальное напряжение на поверхности посадочного отверстия диска.

Участок диска  $r_i - r_{отв}$  разделяется на  $n$  участков и определяется текущее значение радиуса  $r$ , м. Рекомендуемое значение  $n = 5$ .

Тогда:

$$\begin{aligned}
 r &= r_1; \\
 r_2 &= r_1 + \frac{r_{\text{отв}} - r_1}{n}; \\
 r_3 &= r_1 + 2 \frac{r_{\text{отв}} - r_1}{n}; \\
 r_4 &= r_1 + 3 \frac{r_{\text{отв}} - r_1}{n}; \\
 r_5 &= r_1 + 4 \frac{r_{\text{отв}} - r_1}{n}; \\
 r_6 &= r_{\text{отв}}
 \end{aligned}$$

Граничными условиями, позволяющими определить тангенциальное напряжение  $\sigma_{t1}$  при  $r = r_1$  у на поверхности посадочного отверстия диска, являются значения  $\sigma_{r1}$  и  $\sigma_{r_{\text{отв}}}$ .

Определяются радиальные  $\sigma_r$ , МПа, и тангенциальные  $\sigma_t$ , МПа, напряжения при радиусах  $r = r_1, r_2, \dots, r_n, r_{\text{отв}}$ . по зависимостям:

$$\sigma_r = \alpha_r \cdot \sigma_{r1} + \alpha_t \cdot \sigma_{t1} + \alpha_c \cdot T,$$

$$\sigma_t = \beta_r \cdot \sigma_{r1} + \beta_t \cdot \sigma_{t1} + \beta_c \cdot T,$$

где  $\alpha_r, \alpha_t, \alpha_c, \beta_r, \beta_t, \beta_c, T$  - расчетные коэффициенты, определяемые по вышеперечисленным зависимостям.

Результаты представляются в таблице 2.

$r$ , мм	$x$	$\alpha_r$	$\alpha_t$	$\alpha_c$	$T$	$\alpha_r \cdot \sigma_{r1}$	$\alpha_t \cdot \sigma_{t1}$	$\alpha_c \cdot T$	$\sigma_r$ , МПа
$r$ , мм	$x$	$\beta_r$	$\beta_t$	$\beta_c$	$T$	$\beta_r \cdot \sigma_{r1}$	$\beta_t \cdot \sigma_{t1}$	$\beta_c \cdot T$	$\sigma_t$ , МПа

На основании полученных значений  $\sigma_r$  и  $\sigma_t$  при различных значениях расчетного радиуса  $r$  строится эпюра напряжений по радиусу диска (рисунок 11).

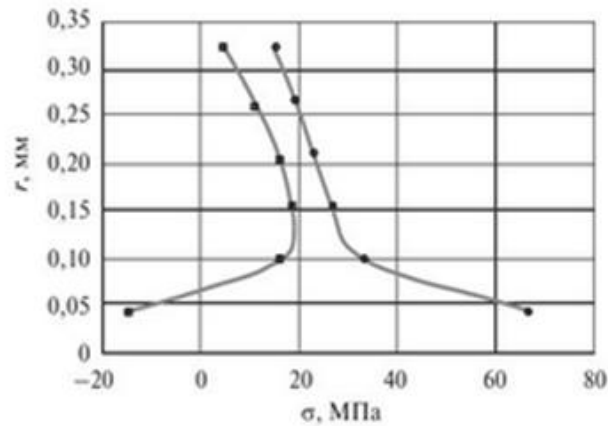


Рисунок 11 – Э юра напряжений  $\sigma_r$  и  $\sigma_t$  при различных значениях радиуса  $r$

Максимальное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{(\sigma_{r\text{ отв}} - \alpha_r \cdot \sigma_{r1} - \alpha_c T)}{\alpha_t}$$

Местный коэффициент запаса прочности для наиболее нагруженного сечения:

$$n_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_t}$$

где  $\sigma_m$  - предел текучести для материала диска.

Полученный коэффициент должен превышать допускаемый коэффициент запаса прочности:

$$n_m > [n_m].$$

#### 4.6 Расчет ротора молотковой дробилки на виброустойчивость

При расчете ротора молотковой дробилки на виброустойчивость, в качестве расчетной схемы принимается стержень на двух шарнирных опорах с равномерно распределенной нагрузкой, обусловленной действием размещенных по длине вала одностипных конструктивных элементов одинаковой массы.

Рассчитывается линейная масса ротора, кг/м:

$$m_L = \frac{m_{\text{вал}} + n_1 \cdot m_m + n_2 \cdot m_{\text{ос}} + n_3 \cdot m_d + n_4 m_{\text{вт}}}{L},$$

где  $m_{\text{вал}}, m_m, m_{\text{ос}}, m_d, m_{\text{вт}}$  - массы вала, молотка, оси, диска и втулки соответственно, кг;

$n_1, n_2, n_3, n_4$  - количество молотков, осей, дисков и втулок соответственно;

$L$  - расстояние между опорами, мм.

Масса вала ориентировочно определяется по формуле:

$$m_{\text{вал}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вал}}^2 \cdot L \cdot \rho_{\text{ст}}}{4},$$

где  $d_{\text{вал}}$  - диаметр вала ротора, м;

$L$  - длина вала, м;



$\rho_{ст}$  - плотность стали изготовления вала, кг/м<sup>3</sup>.

Масса оси молотков определяется по формуле:

$$m_{вал} = \frac{\pi \cdot d_{ос}^2 \cdot l_{ос} \cdot \rho_{ст}}{4},$$

где  $d_{ос}$  - диаметр оси молотков, м;

$l_{ос}$  - длина оси, м;

$\rho_{ст}$  - плотность стали изготовления вала, кг/м<sup>3</sup>.

Масса диска дробилки определяется по формуле:

$$m_{д} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{вал}^2) \cdot b \cdot \rho_{ст}}{4},$$

где  $D$  - диаметр диска дробилки, м;

$d_{вал}$  - диаметр вала ротора, м;

$b$  - ширина диска, м;

$\rho_{ст}$  - плотность стали изготовления вала, кг/м<sup>3</sup>.

Масса втулки дробилки определяется по формуле:

$$m_{д} = \frac{\pi \cdot (d_{вт}^2 - d_{вал}^2) \cdot l_{вт} \cdot \rho_{ст}}{4},$$

где  $d_{вт}$  - наружный диаметр втулки, м;

$d_{вал}$  - диаметр вала ротора, м;

$l_{вт}$  - длина втулки, м;

$\rho_{ст}$  - плотность стали изготовления вала, кг/м<sup>3</sup>.

Длина втулки определяется:

$$l_{вт} = 0,004 + \delta,$$

где  $\delta$  - толщина молотка, м;

Наружный диаметр втулки:

$$d_{вт} = d_{вал} + (0,08 \dots 0,014),$$

Количество втулок:

$$n_4 = n_3 - 1.$$

Момент инерции вала ротора, м<sup>4</sup>

$$J = \frac{\pi \cdot d_{вал}^2}{64}.$$

Критическая угловая частота вращения ротора, рад/с:

$$\omega_{кр} = \left(\frac{3,14}{L}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{m_L}},$$

где  $E$  - модуль упругости материала вала, Н/м<sup>2</sup>

Условие виброустойчивости ротора:

$$\omega_p < 0,7 \cdot \omega_{кр},$$

где  $\omega_p$  - угловая частота вращения ротора, рад/с.

## 5 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ

**Задача.** Выполнить прочностной расчет дисков молотковой дробилки и построить эпюры радиальных и тангенциальных напряжений по известным параметрам дробилки. Конструкция дробилки содержит дисков  $n_3$  (шт.) толщиной  $b$ , (мм), наружный диаметр диска  $D$  (мм), расстояние между опорами  $L$  (мм), радиальное напряжение на поверхности посадочного отверстия диска  $\sigma_{r1}$  (МПа). Дробилка содержит  $n_1$  молотков (шт.), количество осей в дробилке  $n_2$  (шт.), длина молотка  $A$  (мм), ширина  $B$  (мм), толщина  $\delta$  (мм). Радиус вала ротора дробилки  $r_1$  (мм), радиус крепления осей молотка  $r_{отв}$  (мм), диаметр оси подвеса молотков  $d_{ос}$  (мм), длина оси  $l_{ос}$  (мм). Окружная скорость крайней точки молотка  $v$ , м/с. Допустимый запас прочности диска  $[n_M]$ . Определить производительность дробилки, выполнить расчет мощности потребляемой дробилкой.

Таблица 3 – Исходные данные для расчета молотковой дробилки

Вариант	$n_3$	$b$	$L$	$\sigma_{r1}$	$\delta$	$l_{ос}$	$v$
1	3	18	362	-15	30	182	110
2	7	10	404	-20	15	214	150
3	5	12	398	-12	20	208	180
4	6	16	551	-32	35	361	90
5	8	18	767	-34	45	577	80
6	10	20	701	-16	25	511	130
7	4	22	365	-20	15	175	190
8	6	24	564	-24	30	374	210
9	7	20	514	-30	20	324	140
0	5	18	416	-15	20	226	100

Таблица 4 – Исходные данные для расчета молотковой дробилки

Вариант	$d_{ос}$	$n_2$	$A$	$B$	$D$	$r_1$	$r_{отв}$	$[n_M]$
1	16	6	150	70	676	44	320	2,0
2	22	4	125	60	550	62	254	2,2
3	34	6	80	40	620	38	283	2,5
4	18	4	100	50	850	75	406	2,4
5	20	4	130	65	720	58	340	3,0
6	28	6	170	85	910	42	431	3,1
7	32	6	90	45	1030	54	489	2,0
8	26	4	105	55	690	60	322	2,2
9	38	6	60	30	890	45	416	2,5
0	16	6	80	40	760	34	362	2,6

## ИСПОЛЬЗУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Клушанцев, Б.В. Дробилки: Конструкция. Расчет. Особенности эксплуатации [Текст] : учебник / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. - М. : Машиностроение, 1990. - 320 с.
2. Старшов, Г.И. Основы проектирования и расчет технологического оборудования пищевых предприятий: учеб. пособие / Г.И. Старшов, С.Н. Никоноров, А.И. Никитин. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2008. – 187 с.
3. Лагунова, Ю.А. Эффективность молотковых дробилок / Ю.А. Лагунова, О.М. Брусова. — Москва : Горная книга, 2012. — 16 с. — ISBN 0236-1493. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система «Лань» : [сайт]. — URL: <https://e.lanbook.com/book/49701>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.

*Учебное издание*

**Павлов Игорь Николаевич**

## **АГРЕГАТЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КУСКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Методические рекомендации по проведению практических занятий  
по дисциплине «Процессы и аппараты технологии ЭНМ»  
для студентов направления подготовки специалистов  
18.05.01 «Химическая технология энергонасыщенных  
материалов и изделий» (специализация № 5 «Автоматизированное производство  
химических предприятий») очной формы обучения

Подписано в печать 05.06.2018. Формат 60×84 1/8.  
Усл. п. л. 3,14. Тираж 50 экз. Заказ 2018-290.  
Печать – ризография, множительно-копировальный  
аппарат «RISO EZ300».

Издательство Алтайского государственного  
технического университета им. И.И. Ползунова.  
656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46.

Оригинал-макет подготовлен на кафедре  
МАХиПП БТИ АлтГТУ.  
Отпечатано в ОИТ БТИ АлтГТУ.  
659305, г. Бийск, ул. имени Героя Советского  
Союза Трофимова, 27