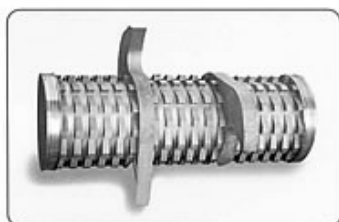
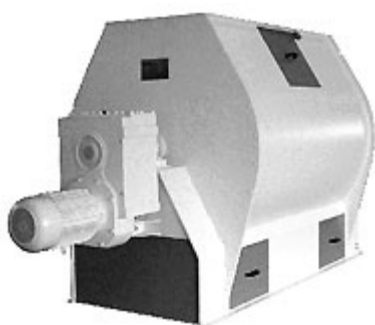


В.Я. БОРЩЁВ



**ОБОРУДОВАНИЕ,
ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ:
ДРОБИЛКИ И МЕЛЬНИЦЫ**



ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ

В. Я. Борщев

Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы: учебное пособие, Тамбов: издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. 75с.

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор С. Н. Сазонов

Доктор технических наук, профессор Е. Н. Малыгин

В учебном пособии, составленном в соответствии с требованиями Государственного образовательного стандарта 2000 г., изложены основы теории процесса измельчения. Описаны схемы устройства и наиболее распространенные конструкции дробилок мельниц, применяемых для измельчения материалов в химических производствах. Приведены методики и примеры расчета дробилок и мельниц.

Учебное пособие подготовлено на кафедре «Машины и аппараты химических производств» для студентов специальности 170500 «Машины и аппараты химических производств» и магистров по направлению 551800 «Технологические машины и оборудование», и может быть полезно студентам и специалистам в инженерной практике химической и других отраслей промышленности.

ВВЕДЕНИЕ

Процессы измельчения материалов широко применяются в химической промышленности. Темпы развития химической и других смежных отраслей промышленности требуют совершенствования конструкций оборудования для измельчения, повышения его надежности и работоспособности. Кроме того, остро стоит проблема снижения себестоимости продукции, повышения ее качества и увеличения рентабельности производства. Данная проблема может быть решена путем широкого внедрения новой техники и повышения эффективности использования действующего оборудования.

Необходимая интенсификация процесса измельчения может быть достигнута только на основе глубоких знаний как принципа действия и конструкции соответствующего оборудования, так и особенностей его эксплуатации.

Целью настоящего учебного пособия является ознакомление с основными конструкциями оборудования для измельчения материалов, теоретическими основами процесса измельчения, а также методиками расчета дробилок и мельниц. Пособие предназначено для студентов специальности 170500, изучающих дисциплины «Машины и аппараты химических производств», «Биотехника», а также может быть полезным при курсовом и дипломном проектировании.

Настоящее пособие соответствует требованиям, изложенным в государственном образовательном стандарте, к уровню подготовки студентов по специальности 170500.

При изучении машин для измельчения материалов следует уяснить необходимость применения в химической промышленности большого разнообразия типов и размеров дробильно-размольных машин, реализующих различные способы измельчения материалов. Необходимо научиться решать задачу выбора способа измельчения твердых материалов и типа дробильно-размольного оборудования, а также уметь обосновывать применение соответствующих конструкций. При выборе способа и типа машин для измельчения материалов студенты должны руководствоваться нормативными материалами. Выбор рациональной конструкции машины для измельчения материалов базируется на анализе свойств материала как объекта измельчения с учетом размеров измельченного материала и различных требований к крупности готового продукта. К основным физико-механическим свойствам исходного материала относятся прочность, хрупкость, абразивность. Необходимо обратить внимание на основные свойства и назначение дробилок и мельниц; кроме того, следует усвоить специфические особенности различных схем организации процесса измельчения, а также многостадийного измельчения; объяснить целесообразность применения предварительной и промежуточной сортировки материалов при их измельчении.

В связи с большой энергоемкостью процесса измельчения следует внимательно изучить основные энергетические гипотезы дробления. При этом необходимо обратить особое внимание на непроизводительные затраты значительной части энергии вследствие несовершенства дробильных машин и приводных систем. Именно по этой причине мощность двигателя дробилок обычно назначают на основе практических данных.

При изучении конструкций дробильно-размольного оборудования необходимо акцентировать внимание на достоинствах и недостатках дробилок и мельниц и областях их применения. Студенты должны знать и уметь объяснить принцип действия щековых, конусных и вал-

ковых дробилок и дробилок ударного действия (молотковые и роторные дробилки, дисмембраторы и дезинтеграторы). Необходимо научиться формулировать условия, соответствующие критическому числу качаний подвижной щеки щековой дробилки и критической частоте вращения дробящей головки в конусной дробилке, проводить сравнительный анализ щековых дробилок, различающихся по кинематическому и конструктивному решению (например, дробилок с верхним и нижним подвесом подвижной щеки).

При знакомстве с конструкциями валковых дробилок необходимо учитывать, что их применяют для среднего и мелкого дробления материалов высокой и средней прочности, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов. Следует выяснить условие определения частоты вращения валков. Необходимо рассмотреть особенности измельчения вязких и влажных материалов в валковых дробилках.

При изучении процесса измельчения материалов в дробилках ударного действия следует обратить внимание на особенности механизма разрушения частиц, позволяющего получать высокую степень измельчения и уменьшить число стадий дробления.

В крупнотоннажных производствах широко распространены барабанные мельницы. При изучении принципа действия мельниц следует выяснить влияние режима движения мелющих тел в барабане на эффективность помола. Необходимо научиться правильно выбирать форму мелющих тел, их вес и размеры. Уметь объяснить физический смысл критического числа оборотов барабана шаровой мельницы. Необходимо рассмотреть особенности мокрого помола, его преимущества и область предпочтительного применения. Требуется изучить приемы, используемые при интенсификации процесса измельчения в мельнице.

Значительное внимание следует уделить изучению машин для тонкого измельчения. Необходимо познакомиться с конструкциями, принципом действия, достоинствами и недостатками вибрационных и струйных мельниц.

Особое внимание следует уделить рассмотрению методик технологического расчета дробилок и мельниц. При этом необходимо учитывать, что, по причине аналогичных условий захвата и дробления

материала в щековых и конусных дробилках, их расчеты базируются на одинаковых исходных данных и осуществляются с использованием подобных расчетных зависимостей.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССАХ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

1.1 ПРОЦЕССЫ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ

Измельчением называют процесс разрушения кусков твердого материала при критических внутренних напряжениях, создаваемых в результате какого-либо нагружения и превышающих соответствующий предел прочности. Напряжения в материале могут создаваться механическим нагружением, температурными воздействиями, ультразвуковыми колебаниями и др. Наибольшее применение в современном производстве имеют механические способы измельчения.

Измельчение делят на дробление и помол, а машины, применяемые для этих целей, называются дробилками и мельницами. В зависимости от размеров частиц продукта различают следующие виды измельчения: дробление крупное ($d_k = 100 \dots 350$ мм), среднее ($d_k = 40 \dots 100$ мм), мелкое ($d_k = 5 \dots 40$ мм), помол грубый ($d_k = 0,1 \dots 5$ мм), средний ($d_k = 0,05 \dots 0,1$ мм), тонкий ($d_k = 0,001 \dots 0,05$ мм), сверхтонкий ($d_k < 0,001$ мм).

Основной характеристикой процесса измельчения является степень измельчения, которая определяется соотношением средневзвешенных размеров частиц материала до и после измельчения:

$$i = d_n / d_k .$$

Степень измельчения отражает технологию и определяет параметры измельчителей.

С целью обеспечения эффективности измельчение материала от исходной до конечной крупности осуществляется, как правило, в несколько приемов, с последовательным переходом от крупного дробления к более мелкому и к помолу с постадийным разделением материала по классам. Следовательно, процесс измельчения целесообразно осуществлять последовательно на нескольких измельчителях. Каждый отдельный измельчитель выполняет часть общего процесса, называемую стадией измельчения [1].

Число стадий измельчения определяется требуемой степенью измельчения. Например, если в исходном твердом материале содержатся куски размером до 1200 мм, а готовый продукт должен содержать частицы с максимальным размером до 40 мм, то общая степень измельчения $i_0 = 1200 / 40 = 30$.

Степень измельчения, достигаемая на одной машине, для большинства видов дробильного оборудования не превышает 3...7. Поэтому для обеспечения $i = 30$ необходимо применить несколько стадий дробления, например: $i_1 = 3$, $i_2 = 3$, $i_3 = 4$. Тогда $i_0 = i_1 i_2 i_3 = 3 \cdot 3 \cdot 4 = 36$, т.е. требуется минимум три стадии измельчения.

В то же время следует отметить, что увеличение стадий дробления приводит к повышению капитальных затрат на строительство заводов, переизмельчению материала и к удорожанию эксплуатации завода. Поэтому выбор схемы измельчения следует осуществлять из условия обеспечения минимального числа стадий дробления. Однако, в ряде случаев только применение многостадийных схем (четырёх- и пятистадийных) обеспечивает получение готового продукта в необходимом объеме и высокого качества.

Энергозатраты, нагрузки на элементы измельчителей и качество продукта зависят от прочности, хрупкости, твердости, упругости, абразивности и плотности твердых материалов.

Прочность – свойство твердого материала сопротивляться разрушению при возникновении внутренних напряжений, появляющихся в результате какого-либо нагружения. Обычно прочность твердых материалов оценивается пределом прочности при сжатии σ_c . По величине σ_c измельчаемые материалы делят на мягкие ($\sigma_c < 80$ МПа), средней прочности ($\sigma_c = 80...150$ МПа), прочные ($\sigma_c = 150...250$ МПа) и очень прочные ($\sigma_c > 250$ МПа) [2].

При других видах деформаций прочность твердых материалов существенно ниже. Например, предел прочности известняка, гранита составляет при растяжении 2...5 %, при изгибе 8...10 % и при сдвиге 10...15 % предела прочности при сжатии.

Хрупкость – свойство твердого материала разрушаться без заметных пластических деформаций. Она определяется на специальном копре числом ударов мерного груза. По числу ударов, выдерживаемых образцами, твердые материалы делят на очень хрупкие (до 2), хрупкие (2...5), вязкие (5...10), очень вязкие (более 10).

Абразивность – способность перерабатываемого материала изнашивать рабочие органы машины. Ее оценивают в граммах износа эталонных бил, отнесенных к одной тонне измельченного материала.

1.2 КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

В зависимости от назначения и принципа действия в машинах для измельчения могут использоваться различные виды нагрузок: раздавливание (сжатие куска), излом (изгиб), раскалывание (эквивалентно растяжению), истирание и удар (рис. 1.1).

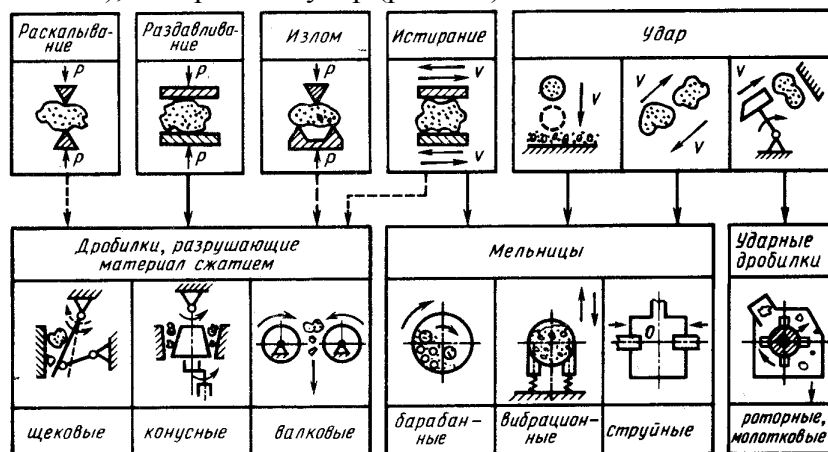


Рис. 1.1 Способы механического разрушения материалов, реализуемые в дробилках и мельницах:
 ---- – преобладающие; - - - - - – сопутствующие

Как правило, перечисленные виды силовых нагрузок в процессе измельчения действуют одновременно, например, раздавливание и истирание, удар и истирание и др. Необходимость в различных видах нагрузок, а также в различных по принципу действия конструкциях и размерах машин вызвана многообразием свойств и размеров измельчаемых материалов и различными требованиями к крупности исходного материала и готового продукта. Однако при работе измельчителей в зависимости от их конструкций преобладает тот или иной способ измельчения.

Имеются практические рекомендации по использованию соответствующих видов нагрузок в зависимости от типа измельчаемого материала. Так, дробление прочных и хрупких материалов целесообразно осуществлять раздавливанием и изломом, а прочных и вязких – раздавливанием и истиранием. Крупное дробление мягких и хрупких материалов предпочтительно выполнять раскалыванием, среднее и мелкое – ударом. В промышленности дробление материалов проводят, как правило, сухим способом. Реже применяют мокрое дробление, когда в загрузочные устройства машин разбрызгивают воду для уменьшения пылеобразования.

Помол твердых материалов осуществляют ударом и истиранием. Также как и дробление, помол может быть сухим и мокрым. По сравнению с сухим, мокрый помол экологически более совершенен и более производительен. Однако мокрый помол может применяться только тогда, когда допускается контакт измельчаемого материала с водой.

По способу воздействия на измельчаемый материал различают дробилки, разрушающие материал сжатием (щековые, конусные и валковые дробилки) и ударом (роторные и молотковые дробилки).

В щековых дробилках измельчение материала происходит, в основном, раздавливанием в камере между щеками при периодическом их сближении. При отходе подвижной щеки от неподвижной измельченный материал выпадает из дробилки. Одновременно при сжатии кусков имеет место их относительное перемещение, вследствие чего куски истираются. При рифленых рабочих поверхностях щек измельчение кусков материала может сопровождаться также раскалыванием и изломом.

В конусных дробилках разрушение материала происходит раздавливанием, изломом и истиранием при обкатывании подвижного кону-

са внутри неподвижного. При этом происходит периодическое сближение и отход от рабочих поверхностей конусов, в принципе, как в щековых дробилках.

В валковых дробилках материал измельчается в сужающемся пространстве между вращающимися навстречу друг другу валками путем раздавливания. При использовании рифленых и зубчатых валков материал измельчается также раскалыванием и изломом.

В роторных и молотковых дробилках ударного действия измельчение материала происходит за счет удара по кускам вращающихся бил или молотков, а также соударения отброшенных кусков с отражательными элементами машин.

В шаровых барабанных мельницах материал измельчается во вращающемся барабане путем удара мелющих тел, падающих с некоторой высоты. Кроме того, при относительном движении мелющих тел и частиц материала происходит истирание последних.

В вибрационных мельницах измельчение материала осуществляется в барабане, заполненном мелющими телами, ударом и истиранием при высокочастотных колебаниях корпуса.

В струйных мельницах измельчение материала происходит истиранием при соударении частиц между собой и со стенками рабочей камеры при хаотическом движении частиц в газовом потоке высокой турбулентности.

Машины для измельчения делят на дробилки и мельницы.

По конструктивным признакам различают дробилки: щековые, валковые, конусные, ударного действия (роторные и молотковые). Пальцевые измельчители и бегуны занимают промежуточное положение между дробилками и мельницами, так как их можно применять как для мелкого дробления, так и для крупного помола.

Мельницы делят на барабанные (тихоходные), роликовые, маятниковые, кольцевые и другие (среднеходные), молотковые, вертикальные, шахтные (ударные), вибрационные и струйные.

1.3 ТЕОРИИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Основной вопрос теорий измельчения состоит в установлении связи между затратами энергии и размерами конечных и начальных кусков материала, их формой, взаимным расположением, физико-механическими свойствами и т.п. В связи с многочисленностью влияющих факторов существующие теории измельчения характери-

зуют энергозатраты в общем виде с учетом лишь наиболее важных параметров процесса и материала.

Согласно гипотезе П. Риттингера работа при измельчении материала пропорциональна площади вновь образованной поверхности ΔF :

$$A = K_1 \Delta F, \quad (1.1)$$

где K_1 – коэффициент пропорциональности.

Величину ΔF можно выразить через начальные d_n и конечные d_k размеры кусков измельчаемого материала. Если предположить, что куски имеют форму куба с размером ребер d_n до и $d_k = d_n / i$ после измельчения, то можно определить

$$\Delta F = F_k - F_n = 6i^3 (d_n / i)^2 - 6d_n^2 = 6d_n^2 (i - 1).$$

При дроблении Q (м³) материала со средним размером кусков d_n общее число измельчаемых частиц равно Q / d_n^3 , а работа дробления в соответствии с формулой (1.1)

$$A = 6K_1 Q (i - 1) / d_n.$$

При массе измельчаемого материала Q_m (кг)

$$A = 6K_1 Q_m (i - 1) / (\rho d_n) = K_R Q_m (i - 1) / d_n,$$

где ρ – плотность материала; K_R – коэффициент пропорциональности между затраченной работой и вновь образованной поверхностью.

Теория Риттингера не учитывает изменения формы тел при измельчении. Вследствие этого она не пригодна для описания процессов дробления в случаях, когда готовый продукт имеет малую удельную поверхность.

Кирпичев В.Л. (1874) и Ф. Кик (1885) установили, что энергия, необходимая для одинакового изменения формы подобных и однородных тел, пропорциональна их объемам, т.е.

$$A = k_2 d_n^3,$$

где k_2 – коэффициент пропорциональности.

При измельчении Q_m (кг) материала со средним размером кусков d_n общее количество измельчаемых кусков равно $Q_m / (\rho d_n^3)$, соответственно, работа измельчения

$$A = k_2 Q_m / \rho,$$

где ρ – плотность куска, кг/м³.

Рассмотренные гипотезы измельчения отражают только часть сложных процессов, происходящих при измельчении.

Теория Кирпичева-Кика оценивает энергию, расходуемую на деформирование материала, и не учитывает затраты на образование новых поверхностей. Ее целесообразно применять при крупном и среднем дроблении, когда влияние вновь образованных поверхностей незначительно. Теория Риттингера не учитывает затраты энергии на упругую деформацию кусков. Она наиболее применима при мелком дроблении и помоле материалов.

В реальном процессе измельчения деформирование кусков и образование новых поверхностей происходит одновременно. В связи с этим многие ученые стремились оценить эти явления в комплексе. Так, П.А. Ребиндер (1940) и Ф. Бонд (1951) предложили определять энергозатраты при дроблении с учетом работы как деформации кусков, так и образования новых поверхностей.

На основании опытных исследований предложена эмпирическая формула для расчета мощности электродвигателя дробилок:

$$N = 0,13 E_i K_m Q_m (\sqrt{i} - 1) / \sqrt{d_n}, \text{ кВт},$$

где E_i – энергетический показатель, зависящий от физико-механических свойств измельчаемого материала; K_m – коэффициент масштабного фактора (определяется в зависимости от d_n [3]); d_n – средневзвешенный размер кусков исходного материала, м; Q_m – производительность, кг/с.

2 МАШИНЫ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

2.1 ДРОБИЛКИ, РАЗРУШАЮЩИЕ МАТЕРИАЛ СЖАТИЕМ

2.1.1 Щековые дробилки

Щековые дробилки применяют для крупного и среднего дробления различных материалов во многих отраслях народного хозяйства. Они способны разрушать нерудные материалы практически всех разновидностей. Главным параметром щековых дробилок является размер (ширина и длина, $B \times L$) приемного отверстия камеры дробления, образуемой подвижной и неподвижной щеками. Отечественная промышленность выпускает дробилки с размерами приемного отверстия $B \times L$ (мм): 160×250, 250×400, 250×900, 400×900, 600×900, 900×1200, 1200×1500, 1500×2100, 2100×2500.

Классификацию щековых дробилок осуществляют по характеру движения основного рабочего органа (подвижной щеки), так как именно это определяет важнейшие технико-эксплуатационные параметры дробилок. По принципиальным кинематическим схемам различают дробилки с простым и со сложным движением щеки. В дробилках с простым движением щеки движение от кривошипа к подвижной щеке передается кинематической цепью. При этом траектории движения подвижной щеки представляют собой или прямые линии или части дуги окружности. В дробилках со сложным движением щеки кривошип и подвижная щека образуют кинематическую пару. В этом случае траектории движения точек подвижной щеки представляют собой замкнутые кривые, чаще всего эллипсы.

В дробилках с простым (ЩДП) движением щеки 1 (рис. 2.1, а) последняя подвешена на оси 2. Щека совершает качательные движения по дуге окружности, которые ей сообщает вращающийся эксцентриковый вал 3, через шатун 4 и распорные плиты 5.

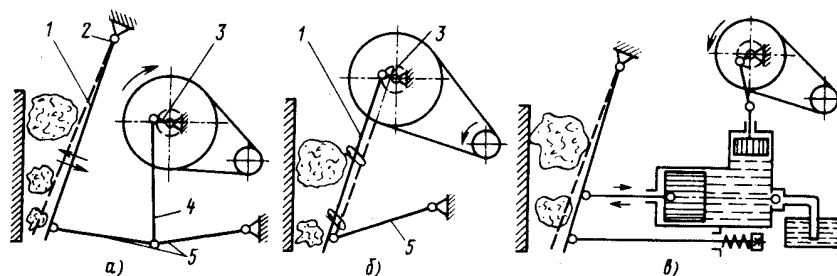


Рис. 2.1 Принципиальные схемы щековых дробилок

При сближении щек материал дробится, а при удалении их друг от друга куски материала опускаются вниз и выпадают из камеры, если их размеры меньше ширины выходной щели. Затем цикл повторяется.

В ЩДП материал измельчается раздавливанием и, частично, изломом и раскалыванием, поскольку на обеих щеках установлены дробящие плиты с рифлениями в продольном направлении.

В дробилках со сложным (ЩДС) движением щеки рычажный механизм имеет более простую схему (рис. 2.1, б). Эксцентриковый вал 3 непосредственно соединен с шатуном, являющимся подвижной щекой 1 дробилки. Нижним концом щека шарнирно опирается на распорную плиту 5. Щека совершает сложное движение, и составляющие перемещения точек ее поверхности направлены как по нормали к поверхности щеки, так и вдоль нее; траектории точек по форме напоминают эллипсы. Вследствие этого в ЩДС материал измельчается как раздавливанием, так и истиранием, что облегчает процесс дробления вязких материалов.

Кинематическая схема ЩДП позволяет создавать относительно большие нагрузки на измельчаемый материал, чем в ЩДС, при одинаковых вращательных моментах на приводных валах. Это особенно важно при дроблении больших кусков прочных материалов. Существенным недостатком ЩДП (рис. 2.1, а) является малый ход сжатия в верхней части камеры дробления. Для ЩДС характерен значительный износ дробящих плит. Однако конструкция ЩДС, в целом, более проста и менее металлоемка по сравнению с ЩДП.

В зависимости от конструкции механизма, приводящего в движение щеку, различают дробилки с рычажным и кулачковым механизмами, а также с гидравлическим передаточным механизмом (рис. 2.1, в).

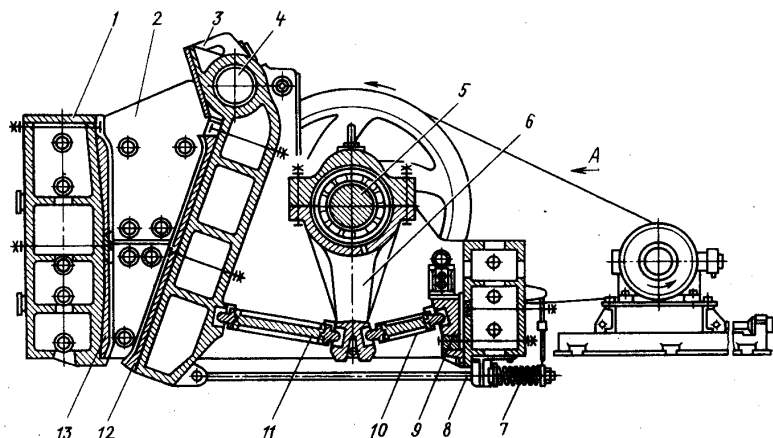


Рис. 2.2 Щековая дробилка с простым движением щеки

На рис. 2.2 показана типовая конструкция дробилки для крупного дробления с простым движением подвижной щеки. Подвижная щека 3, ось 4 которой установлена в подшипниках скольжения, закрепленных на боковых стенках станины 1, получает качательные движения через распорные плиты 10 и 11 от шатуна 6, подвешенного на эксцентричной части вала 5, приводимого во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу. Рабочие поверхности щек футеруют сменными дробящими плитами 12 и 13, изготавливаемыми из износостойкой стали. Боковые стенки камеры дробления также облицованы сменными плитами 2. Рабочую поверхность дробящей плиты, как правило, изготавливают рифленой и реже (для первичного дробления) гладкой. От продольного профиля плит зависят условия захвата кусков и гранулометрический состав материала.

Циклический характер работы щековых дробилок (максимальное нагружение при сближении щек и холостой ход при их расхождении) создает неравномерную нагрузку на двигатель. Для выравнивания нагрузки на приводном валу устанавливают маховик и шкив-маховик. Маховики «аккумулируют» энергию при холостом ходе и отдают ее при ходе сжатия.

В процессе эксплуатации возникает необходимость регулировать ширину выходной щели камеры дробления. В крупных дробилках для этого устанавливают разные по толщине прокладки между упором 9 и задней стенкой станины. Гарантированное замыкание звеньев механизма привода подвижной щеки осуществляется пружиной 7 и тягой 8.

В конструкциях современных дробилок предусматривается установка самовосстанавливающихся после срабатывания устройств, предохраняющих элементы машины от поломок при попадании в них «недробимых» предметов. На практике применяют следующие варианты предохранительных устройств: подпружиненный рычаг, шарнирно соединенный с подвижной щекой; пружина в сочетании с распорной плитой; пружина в сочетании с рычагом и распорной плитой и т.д. [3].

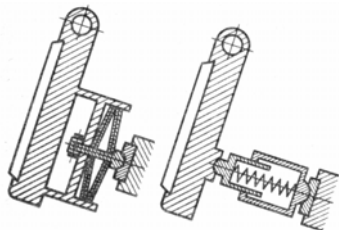


Рис. 2.3 Схема пружинного предохранительного устройства

На рис. 2.3 показана схема предохранительного устройства, совмещенного с распорной плитой. Жесткость пружины должна обеспечивать работу дробилки при нормальных нагрузках. При попадании в машину недробимых предметов пружины сжимаются на величину, необходимую для проворачивания эксцентрикового вала при остановившейся подвижной щеке.

ной щеке.

2.1.2 Конусные дробилки

Конусные дробилки используют во всех стадиях дробления при переработке самых разнообразных материалов как по крупности дробимого материала, так и по разнообразию физико-механических свойств. В этих машинах материал разрушается в камере, образованной наружным неподвижным и внутренним подвижным усеченными конусами. По технологическому назначению их делят на дробилки: крупного дробления (ККД), обеспечивающие степень измельчения $i = 5 \dots 8$; среднего (КСД) и мелкого (КМД) дробления (степень измельчения i до $20 \dots 50$). В химической промышленности, в основном, используют дробилки КСД и КМД.

Главным параметром дробилок ККД является ширина приемного отверстия – расстояние между образующими боковых поверхностей конусов в зоне загрузки. Отечественной промышленностью выпускаются дробилки типа ККД с шириной приемного отверстия 500, 900, 1200 и 1500 мм. Основным параметром дробилок типов КСД и КМД

является диаметр нижнего основания подвижного конуса, который может быть равен 600, 900, 1200, 1750 и 2200 мм.

По конструктивному признаку – способу опирания вала дробящего конуса – различают дробилки с подвешенным валом, опорным пестом и с консольным валом (рис. 2.4). Последнюю конструкцию используют в машинах КСД и КМД.

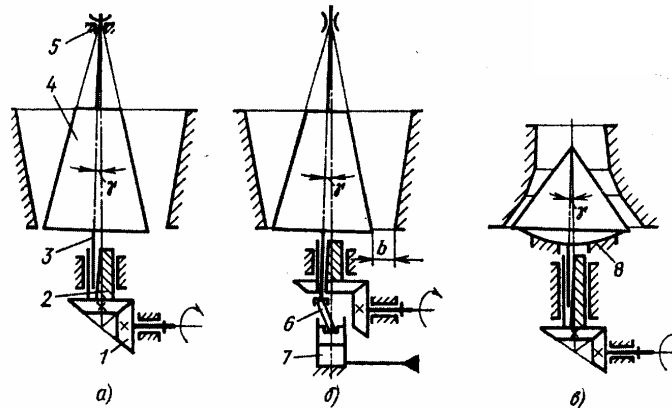


Рис. 2.4 Схемы конусных дробилок

В дробилках с подвешенным валом вал 3 дробящего конуса 4 в верхней точке, совпадающей с точкой пересечения осей конусов, подвешен к опоре 5, воспринимающей осевую и радиальную нагрузки. Нижний конец вала размещен в эксцентрикe 2, опоры которого также воспринимают радиальную нагрузку дробящего конуса. Вращение эксцентрика осуществляется через коническую зубчатую передачу 1

В дробилке с опорным пестом осевая нагрузка дробящего конуса с пяты вала передается на пест 6 и далее на плунжер гидроцилиндра 7, который уравнивается давлением жидкости. За счет этого обеспечивается возможность оперативного регулирования ширины b выходной щели.

В дробилках с консольным валом дробящий конус имеет более пологую форму. В этих машинах осевая нагрузка воспринимается сферической пятой 8, а радиальная – опорой эксцентрика.

Производительность конусных дробилок (при сопоставимых параметрах) выше, чем у щековых. Это объясняется тем, что в щековых дробилках площадь выходного отверстия при перемещении щеки из-

меняется, а в конусных она постоянная и изменяется лишь положение подвижного конуса в камере дробления. Перекачивание дробящего конуса также способствует лучшему заполнению камеры дробления и захвату кусков.

Рассмотрим конструкции дробилок на примере конусной дробилки мелкого дробления КМД (рис. 2.5). Дробилка состоит из станины 4 с опорным кольцом 6 и предохранительными пружинами 5, эксцентрика 1, установленного в центральном стакане станины на четырехдисковом подпятнике 2. Через конические зубчатые колеса эксцентрик связан с приводным валом 16, расположенным в горизонтальной патрубке станины 4. С коническим отверстием эксцентрика 1 сопряжен конический хвостовик вала 13 дробящего конуса, опирающегося на сферический подпятник опорной чаши 3.

Рабочая камера дробилки образуется наружной поверхностью дробящего конуса, футерованного броней 15 из высокомарганцовистой стали, и внутренней поверхностью неподвижной брони 14 регулирующего кольца, сопрягающегося упорной резьбой с опорным кольцом 6. Для обеспечения правильной работы резьбы под нагрузкой осевой люфт в резьбе выбирается при подтягивании регулирующего кольца колонками 12 с клиньями. Клинья опираются на кожух 7, установленный на опорном кольце 6.

В верхней части дробилки имеется герметичное загрузочное устройство 9, установленное на четырех стойках 11 и станине 4. Исходный материал поступает в приемную коробку 10 загрузочного устройства и через патрубок сыпается на распределительную плиту 8 дробящего конуса.

При вращении эксцентрика дробящему конусу сообщается гирационное движение. Благодаря качанию распределительной плиты, обеспечивается равномерная по окружности загрузка рабочего пространства. В результате при сближении конусов материал дробится, а при их расхождении выгружается.

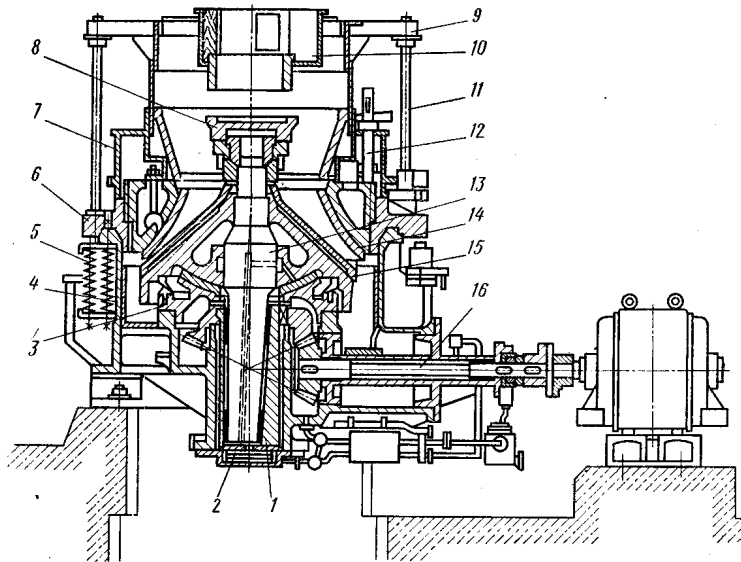


Рис. 2.5 Дробилка КМД с консольным валом

Характерной особенностью дробилок КСД и КМД является наличие в камере дробления параллельной зоны, т.е. участка, на котором зазор между образующими конусов постоянен. Тем самым обеспечивается получение однородного продукта, близкого по размерам к зазору.

2.1.3 Валковые дробилки

Для среднего и мелкого дробления материалов высокой и средней прочности, а также для измельчения пластичных и хрупких материалов применяются валковые дробилки. В этих машинах процесс измельчения осуществляется непрерывно при затягивании кусков материала в суживающееся пространство между параллельно расположенными и вращающимися навстречу друг другу валками.

Валковые дробилки бывают одно-, двух-, трех- и четырехвалковые.

В зависимости от вида поверхности валков различают дробилки с гладкими, рифлеными и зубчатыми валками. Дробилки с гладкими и рифлеными валками обычно применяют для дробления материалов средней прочности; дробилки с зубчатыми валками – материалов ма-

лой прочности. Размер кусков продукта зависит как от размера выходной щели между валками, так и от типа поверхности рабочих органов.

Основными недостатками валковых дробилок являются: 1) интенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей валков при измельчении прочных и абразивных материалов; 2) сравнительно невысокая удельная производительность.

Широкое применение валковых дробилок объясняется тем, что они наиболее приспособлены для переработки очень распространенных материалов, склонных к налипанию или содержащих липкие включения. Во время работы дробилок налипший на поверхность валков материал срезается очистными скребками.

Валковые дробилки характеризуются диаметром D и длиной L валков, при этом $L/D = 0,4 \dots 1,0$. Изготавливают двухвалковые дробилки ДГ с гладкими валками для среднего и мелкого, сухого и мокрого дробления материалов с пределом прочности при сжатии до 350 МПа; двухвалковые дробилки ДР с рифлеными валками для дробления материалов с пределом прочности при сжатии до 250 МПа; двухвалковые дробилки ДГР с гладкими и рифлеными валками; четырехвалковые дробилки Д4Г с гладкими валками для мелкого дробления кокса.

Наиболее распространена двухвалковая дробилка. Машина с гладкими или рифлеными валками (рис. 2.6) состоит из станины 1 рамной конструкции. Валок 8 установлен на подшипниках, размещенных в разъемных корпусах 9. Корпуса 5 подшипников другого валка установлены в направляющих 4 и могут перемещаться по ним вдоль станины. Регулирование ширины выпускной щели (зазора между валками) осуществляется с помощью набора прокладок 10, которые устанавливаются между корпусами неподвижных и подвижных подшипников. Подвижный валок прижимается к неподвижному системой верхних 6 и нижних тяг с пакетом пружин 3.

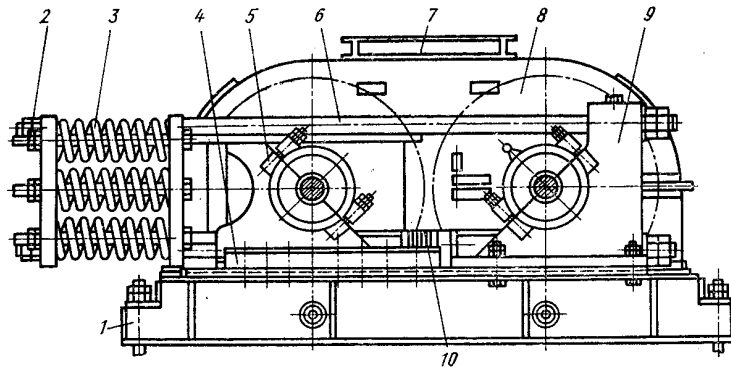


Рис. 2.6 Двухвалковая дробилка

Предварительное натяжение пружин, создаваемое гайками 2, обеспечивает суммарное усилие на валок, обеспечивающее дробление материала. При попадании в машину недробимых предметов пружины сжимаются, валки расходятся и пропускают их. Для предотвращения пыления дробящие валки закрыты кожухом с приемной воронкой 7.

2.1.4 Бегуны

Для мелкого дробления (конечный размер частиц 3...8 мм) и грубого помола (0,2...0,5 мм) извести, глины и других материалов применяются бегуны. Кроме того, бегуны могут также обеспечить растирание, гомогенизацию, уплотнение и обезвоздушивание материала.

В бегунах массивные катки, перекатываясь по слою материала, находящемуся на поддоне, измельчают его раздавливанием и истиранием. Это происходит вследствие того, что широкие катки, перемещаясь по окружности небольшого радиуса, непрерывно разворачиваются относительно поддона и их внешняя сторона скользит юзом, а внутренняя

буксует.

В бегунах может осуществляться как сухой, так и мокрый помол материалов. Главным параметром бегунов является диаметр D и ширина b катков. Для мокрого помола выпускают бегуны с размерами $D \times b$ от 1200×300 до 1800×550 мм с катками массой, соответственно 2...7 т. Для сухого помола изготавливают бегуны с $D \times b$ от 600×200 до 1800×450 мм.

Бегуны изготавливают с неподвижным поддоном, по которому перекачиваются катки, и с вращающимся поддоном.

Рабочими органами бегунов являются массивные катки 1 и 2 (рис. 2.7), перемещающиеся в чаше с измельчаемым материалом.

Увеличение скорости и частоты приложения разрушающих нагрузок интенсифицирует процесс помола материала благодаря усталостным явлениям.

Бегуны характеризуются пониженными сравнению с барабанными мельницами энергозатратами, меньшим износом рабочих органов и компактностью.

Бегуны мокрого помола (влажностью более 15 %) с вращающимися катками (рис.

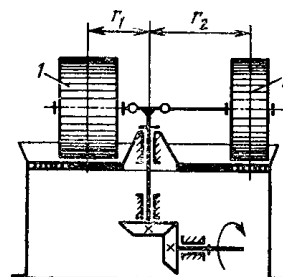


Рис. 2.7 Схема бегунов

по

2.8)

имеют нижнее расположение привода. При вращении вертикального вала 1 катки 5, установленные на подшипниках на водилах 6, перекачиваются по поддону 4 и одновременно вращаются вокруг собственных осей. Коленчатые водила, шарнирно закрепленные в цапфе 7, позволяют каткам подниматься или опускаться в зависимости от толщины слоя материала и преодолевать недробимые предметы. Катки устанавливаются на разных радиусах от центра поддона, чтобы они перекрывали большую площадь. Поддон укладывают плитами, имеющими овальные отверстия размером от 6×30 до 12×40 мм. Измельченный материал продавливается сквозь отверстия в поддоне и попадает на вращающуюся тарелку 8, с которой сбрасывается скребком 3 в разгрузочный лоток 2. К валу 1 прикреплены поводки со скребками 9, которые очищают борта и поверхность чаши от налипшего материала и равномерно направляют его под катки.

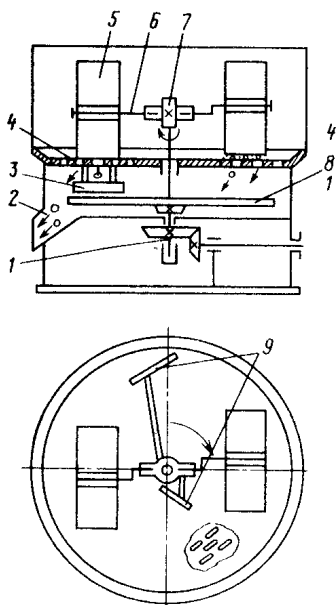


Рис. 2.8 Бегуны с вращающимися валками

В.Я. БОРЩЁВ

Применяют также верхний привод катков, бегуны с вращающейся чашей, бегуны с пружинным, гидравлическим или пневматическим прижимом катков. Использование последних позволяет снизить металлоемкость машины. Частота вращения вертикального вала бегунов 0,3...0,9 об/с, удельный расход энергии 0,7...4,0 кВт·ч/т.

Основные параметры щековых, конусных и валковых дробилок приведены в прил. 1 – 3.

2.1.5 Расчет параметров щековых, конусных, валковых дробилок и бегунов

Эффективная работа дробилок и бегунов обеспечивается при условии гарантированного зажатия кусков материала между рабочими органами.

Из вышеизложенного следует, что дробилки и бегуны имеют различные по форме и траектории движения рабочие органы. Однако силовое взаимодействие между рабочими органами и измельчаемым материалом в них одинаковое. Это связано с тем, что все они разрушают материал путем сжатия.

На рис. 2.9 показаны силы, действующие на кусок, зажатый, например, между вращающимися навстречу друг другу валками. Касательные AC и AB к окружностям в точках контакта куска с валками можно рассматривать как следы рабочих поверхностей камер дробления щековых и конусных дробилок. В то же время взаимодействие между левым валком, куском и неподвижной поверхностью AC иллюстрирует рабочий процесс в бегунах, когда каток перекачивается по поддону. Со стороны рабочих органов машины на кусок материала по нормали к контактирующим поверхностям действуют активные силы Q , равнодействующая которых равна $P = 2Q \sin(\alpha/2)$, где α – угол захвата.

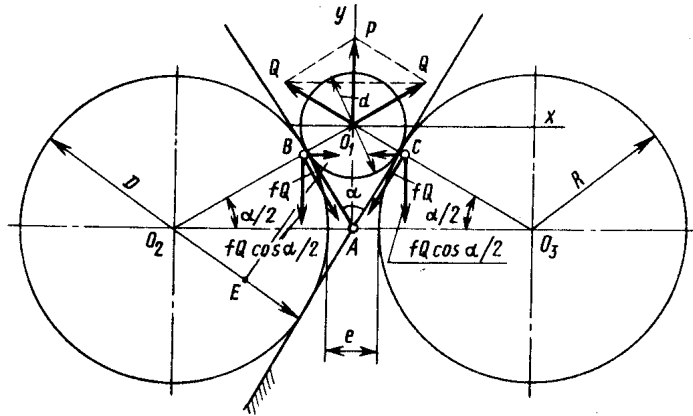


Рис. 2.9 Схема для расчета угла захвата

Эта сила стремится вытеснить кусок из камеры дробления. Силы трения между рабочими органами машин и куском должны удерживать его. Таким образом, гарантированный захват куска будет обеспечен при условии, что силы трения будут больше выталкивающих сил, т.е. при выполнении следующего неравенства:

$$P \leq 2fQ \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad \text{или} \quad 2Q \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \leq 2Qf \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right),$$

где $2fQ \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ – проекция сил трения на вертикальную ось. Откуда следует, что

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \leq f. \quad (2.1)$$

Выразив коэффициент трения между куском и рабочей поверхностью машин через угол трения φ , т.е. $f = \operatorname{tg}(\varphi)$, получим, что суммарный угол захвата должен быть меньше двойного угла трения:

$$\alpha \leq 2\varphi. \quad (2.2)$$

Следовательно, условие захвата справедливо и последующее дробление возможно, когда угол захвата равен или меньше двойного угла трения. Например, при коэффициенте трения $f = 0,32$ угол трения $\varphi = 17^\circ 40'$ и угол захвата $\alpha < 35^\circ$.

В щековых и конусных дробилках при измельчении прочных кусков округлой формы угол захвата принимают равным $18 \dots 22^\circ$.

В валковых дробилках и бегунах целесообразнее использовать прямые соотношения диаметров D валков (катков) с максимально допустимым размером куска d .

Из треугольника O_2O_1A (рис. 2.9) следует, что

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right) \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D}{2} + \frac{e}{2} \quad \text{или} \quad (D+d) \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = D+e,$$

откуда

$$\frac{D}{d} = \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \frac{e}{d}}{1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (2.3)$$

где e – ширина выпускной щели.

Степень измельчения в валковых дробилках в среднем равна четырем. Следовательно, можно принять отношение $e/d = 0,25$. Практически установлено, что при имеющихся место коэффициентах трения и принятых соответствующих значениях $\alpha \leq 2\varphi$ при дроблении прочных материалов для гладких валков $D/d = 17 \dots 20$; для рифленых валков $D/d = 10$; для зубчатых $D/d = 2 \dots 4$.

Рассматривая геометрические соотношения для бегунов из треугольника O_2O_1E имеем

$$\left(\frac{D}{d} + \frac{d}{2}\right) \cos \alpha = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \quad \text{или} \quad \left(\frac{D}{d} + 1\right) \cos \alpha = \frac{D}{d} - 1,$$

откуда

$$\frac{D}{d} = \frac{1 + \cos \alpha}{1 - \cos \alpha}. \quad (2.4)$$

При измельчении сухих прочных материалов отношение диаметра катка к диаметру куска составляет $D/d \approx 11$, а при измельчении глиняных материалов $D/d \approx 5 \dots 6$.

Ход подвижной щеки (ход сжатия) или размах колебаний конуса, в соответствующих дробилках является одним из важнейших параметров, от которого зависят эффективность работы машин и их технико-эксплуатационные показатели. Величина хода сжатия должна обеспечивать интенсивный процесс дробления и отвечать эффективной совокупности основных показателей процесса: производительности, степени измельчения, расхода энергии.

Для измельчения материала необходимо выполнение условия дробления: ход щеки S в точке контакта с куском должен обеспечить такую его деформацию, которая вызывает разрушение куска, т.е.

$$S \geq \varepsilon d,$$

где $\varepsilon = \sigma_{сж} / E$ – относительная деформация сжатия ($\sigma_{сж}$ – предел прочности дробимого материала при сжатии, E – модуль продольной упругости).

Вследствие нестабильности физико-механических свойств измельчаемых материалов, неопределенности формы кусков и их взаимодействия с рабочими органами дробилки ход сжатия выбирают с большим запасом по опытным данным.

Например, ход сжатия (мм) для щековых дробилок рекомендуется выбирать по формулам:

- для дробилок с простым движением щеки

$$S_{в} = (0,01 \dots 0,03)B; \quad S_{н} = 8 + 0,26b;$$
- для дробилок со сложным движением щеки

$$S_{в} = (0,03 \dots 0,06)B; \quad S_{н} = 7 + 0,10b,$$

где $S_{в}$ и $S_{н}$ – ход щеки, соответственно, в верхней и нижней части камеры дробления (проекция траектории движения соответствующей точки на перпендикуляр к неподвижной щеке), мм; B и b – ширина, соответственно, приемного отверстия и выходной щели, мм.

Производительность щековых и конусных дробилок рассчитывается из условия, что разгрузка продукта из камеры дробления происходит при отходе подвижной щеки (подвижного конуса) от неподвижных стенок.

Из щековой дробилки (рис. 2.10, а) при отходе щеки вправо на ход $S_{н}$ выгружается призма материала объемом

$$V_0 = (e + b)L \frac{h}{2}, \quad \text{м}^3,$$

где e – ширина выходной щели при сближенном положении щек, м; b – ширина выходной щели при максимальном раскрытии камеры дробления, м; L – длина камеры дробления, м; h – высота падения материала, м.

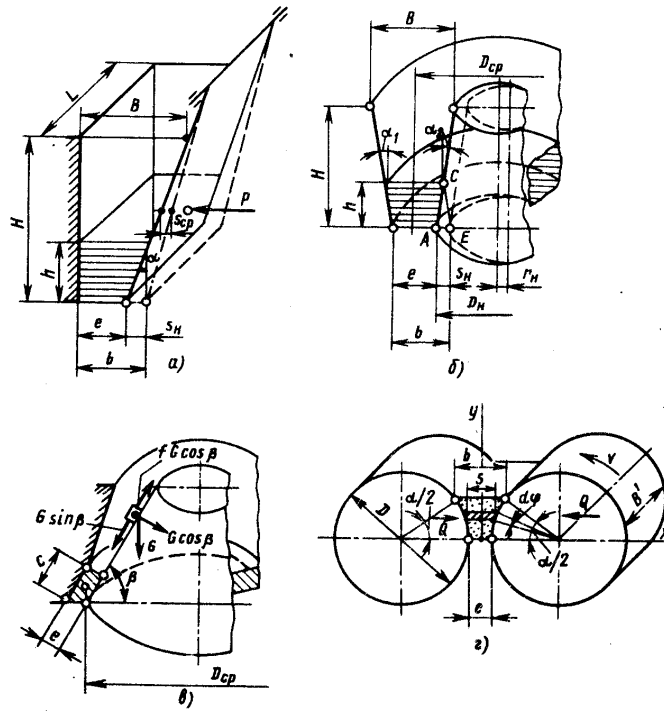


Рис. 2.10 Схемы для расчета параметров дробилок

При частоте вращения вала дробилки n (об/с) теоретическая производительность равна $\Pi = V_0 n$, $\text{м}^3/\text{с}$.

Из рис. 2.10, а следует, что $h = \frac{S_H}{\text{tg } \alpha}$. Тогда с учетом разрыхленности материала в рассматриваемой призме техническая производительность щековых дробилок

$$\Pi_T = \frac{k_p n (e + b) S_H L}{2 \text{tg } \alpha}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.5)$$

где $k_p = 0,4 \dots 0,5$ – коэффициент разрыхленности, учитывающий неплотность расположения частиц измельченного материала в камере дробления.

Формула (2.5) получена при определенных допущениях и не всегда дает точные результаты.

Клушанцев Б.В. предложил формулу расчета производительности с учетом факторов, влияющих на процесс дробления [5]:

$$\Pi_T = \frac{cLnb(B+b)S_{cp}}{2D_{cb} \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.6)$$

где c – коэффициент кинематики, равный для дробилок со сложным движением щеки 1 , а для дробилок с простым движением щеки – $0,85$; B – ширина камеры дробления в зоне загрузки, м; S_{cp} – средний ход щеки, м; D_{cb} – средневзвешенный размер кусков в исходном материале, м; для дробилок с $B \leq 600$ мм $D_{cb} = B$; для дробилок с $B > 900$ мм $D_{cb} = (0,3 \dots 0,4)B$.

Из конусных дробилок крупного дробления (рис. 2.10, б) за одну обкатку подвижного конуса выпадает кольцо материала объемом

$$V_0 = \pi D_H (2e + S_H)h/2, \text{ м}^3,$$

где D_H – диаметр основания подвижного конуса, м; $S_H = 2r_H$ – перемещение конуса на уровне выходной щели, м; r_H – размах колебаний оси конуса на том же уровне, м.

Из треугольника ACE (рис. 2.10, б) высота кольца

$$h = \frac{2r_H}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2},$$

где α_1 и α_2 – углы наклона образующей к вертикали, соответственно, неподвижного и подвижного конусов, град.

Техническая производительность дробилок крупного дробления

$$\Pi_T = \frac{k_p 2\pi D_H n(e + r_H)r_H}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.7)$$

Коэффициент разрыхления для конусных дробилок больше, чем для щековых; его принимают равным $k_p = 0,7 \dots 0,8$. Это связано с тем, что перекатывающее движение дробящего конуса способствует лучшему заполнению материалом камеры дробления и площадь выходного отверстия всегда остается постоянной, а изменяется лишь положение подвижного конуса в камере дробления. Геометрические и кинематические параметры конусных дробилок для среднего и мелкого дробления выбирают из условия обеспечения равенства времени обо-

рота конуса и времени, необходимого на прохождение куском параллельной зоны c (рис. 2.10, e).

При расчете производительности машин КСД и КМД принимают, что за один оборот конуса выгружается кольцевой объем материала с сечением ce (рис. 2.10, e) и средним диаметром кольца D_{cp} . Обычно размер зоны c принимают равной $c = D_n/12$, а $D_{cp} \approx D_n$. Тогда техническая производительность дробилок КСД и КМД

$$\Pi_T = k_p \pi D_n c e n, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.8)$$

Из валковых дробилок (рис. 2.10, z) измельченный материал выходит непрерывной лентой сечением $F = B'e$ со скоростью, равной окружной скорости валков $v = \pi D n$.

Техническая производительность валковых дробилок

$$\Pi_T = k_p F v = k_p \pi D n B' e, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.9)$$

где k_p – коэффициент, учитывающий неполноту использования длины валков и разрыхленность материала; при дроблении прочных материалов

$k_p = 0,2...0,3$; при переработке пластичных материалов $k_p = 0,4...0,6$; B' – длина валков, м; n – частота вращения валков, об/с; e – ширина выходной щели, м.

Производительность бегунов определяют по эмпирическим формулам или по опытным данным. Это объясняется тем, что их производительность зависит от многих факторов, в том числе от свойств материалов и технологических требований к продуктам измельчения. Оценить эти многочисленные факторы в явном виде практически не представляется возможным.

Частота вращения эксцентрикового вала щековых и конусных дробилок крупного дробления определяется из условия равенства времени t_1 , необходимого на падение материала под действием силы тяжести с высоты h , времени $t_2 = 1/n$ отхода щеки (конуса) назад. Так как за время отхода щеки происходит свободное падение материала с высоты h , то $h = gt^2/2$ и $t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$. Тогда, в соответствии с вышеназванным условием, можно записать

$$\frac{1}{n} = \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

Учитывая, что для щековых дробилок $h = S_H/\operatorname{tg}\alpha$, а для конусных $h = 2r_H/(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)$ (рис. 2.10, б), находят оптимальную частоту вращения вала щековых дробилок

$$n = 0,5 \sqrt{\frac{g \operatorname{tg}\alpha}{2S_H}}, \text{ об/с} \quad (2.10)$$

и конусных дробилок

$$n = 0,25 \sqrt{g(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)r_H}, \text{ об/с.} \quad (2.11)$$

Для крупногабаритных дробилок рассчитанные по формулам (2.10) и (2.11) значения частот вращения валов следует уменьшить в 0,6...0,75 раза. Это связано с тем, что в исходном материале имеется значительная доля кусков размером, меньшим ширины выходной щели, и целесообразно увеличить время отхода щеки, чтобы мелкие частицы успели выпасть из верхних зон камеры дробления.

Для дробилок КСД и КМД частоту вращения эксцентрика определяют по условию обязательного воздействия дробящих конусов на каждый измельчаемый кусок во время его пребывания в параллельной зоне. Предположив, что движение куска материала массой m вниз по дробящему конусу происходит под действием постоянной силы ma , численно равной разности между составляющей силы тяжести $G \sin \beta$ и силой трения $fG \cos \beta$, можно записать

$$ma = mg \sin \beta - fmg \cos \beta,$$

где a – ускорение куска, м/с^2 ; f – коэффициент трения измельчаемого материала по дробящему конусу.

Как было обусловлено выше, условие нормальной работы конусной дробилки среднего дробления заключается в том, что за время одного оборота конуса $t_1 = 1/n$ кусок материала должен пройти расстояние c зоны параллельности. Путь, проходимый телом при равноускоренном движении

$$c = 0,5at_1^2,$$

откуда время, необходимое для прохождения зоны параллельности,

$$t_1 = \sqrt{2c/a}.$$

Из условия равенства $t_1 = t_2$, а также с учетом того, что $a = g(\sin \beta - f \cos \beta)$, получают формулу для расчета частоты вращения конуса дробилки

$$n = \sqrt{\frac{g(\sin \beta - f \cos \beta)}{2c}}, \text{ об/с.} \quad (2.12)$$

Величина c для конусных дробилок среднего дробления составляет, в среднем, одну десятую диаметра нижнего основания подвижного конуса

$c = 0,1D_n$. С учетом этого формула (2.12) преобразуется к виду

$$n = 7 \sqrt{\frac{(\sin \beta - f \cos \beta)}{D_n}}$$

Частота вращения валков валковых дробилок не должна превышать некоторого значения, при котором создаются неустойчивые условия захвата материала и возникают нежелательные колебания нагрузок. Следовательно, частота вращения валков ограничена условием отбрасывания материала под действием центробежных сил. Левенсон Л.Б. для расчета частоты вращения валков предложил следующую формулу:

$$n \leq 102 \sqrt{f/\rho d D}, \text{ об/с,} \quad (2.13)$$

где f – коэффициент трения между валками и материалом; ρ – плотность материала, кг/м^3 .

Частота вращения поддона бегунов рассчитывается из условия, что центробежные силы, действующие на кусок измельчаемого материала, не отбрасывают его к борту. Следовательно, работоспособность бегунов определяется из условия, что силы трения превышают центробежные силы, т.е.

$$fmg \geq m(2\pi n)^2 R,$$

откуда

$$n \leq 0,5 \sqrt{f/R}, \text{ об/с,} \quad (2.14)$$

где R – наружный радиус чаши, м.

Изложенные выше основы процессов измельчения показывают, что установить аналитические зависимости между расходом энергии, свойствами материалов и результатами дробления можно только в общем виде. При этом следует также учитывать, что в машинах де-

формируется не монолитное тело, а конгломерат кусков, структура которого изменяется в зависимости от условий питания, результатов дробления крупных кусков и случайного характера их взаимодействия. Определенная трудность возникает при оценке объема материала, подвергающегося деформированию.

Исследованиями энергозатрат на измельчение в дробилках занимались многие ученые, в том числе В.А. Олевский, В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев и др.

Бауман В.А. установил, что для разрушения прочных материалов ($\sigma_{сж} \approx 300$ МПа) в щековых дробилках давление, действующее на рабочую поверхность щеки, должно достигать $q = 2,7$ МПа. Нагрузка на щеку изменяется во времени от нуля до максимального значения P_{max} . В связи с этим работу за цикл движения щеки следует определять по среднему значению нагрузки: $P_{cp} = (0,25 \dots 0,3)P_{max}$.

Работа, совершаемая за один цикл,

$$\dot{A} = 0,3qLHS_p, \quad (2.15)$$

где H – высота камеры дробления, м; S_p – перемещение щеки в месте приложения силы P , м.

Олевский В.А. при расчете энергозатрат на измельчение материала в щековой дробилке принимал $S_p \approx 0,6S_n$ и вышеприведенные значения q . С учетом этого он предложил для расчета мощности привода щековой дробилки с простым движением щеки формулу

$$N = 420 H L S_n n, \text{ кВт}, \quad (2.16)$$

а для дробилок со сложным движением щеки

$$N = 720 L H r n, \text{ кВт}, \quad (2.17)$$

где H, L и S_n – в м; n – в об/с; r – эксцентриситет вала, м.

Ученые НИИстройдормаш предложили для расчета мощности формулу, учитывающую удельные энергозатраты \mathcal{E}_0 (кВт·ч/т), степень измельчения i и изменение прочностных характеристик материала:

$$N_d = \frac{0,13 \mathcal{E}_0 k_m (\sqrt{i} - 1) \Pi \rho}{\sqrt{D_{св}}}, \quad (2.18)$$

где Π – производительность дробилки, м³/с; k_m – масштабный фактор, учитывающий изменение прочностных характеристик материала в зависимости от крупности кусков; ρ – в кг/м³; $D_{св}$ – в м.

Удельные энергозатраты для различных материалов изменяются в пределах $\Theta_0 = 4 \dots 8$ кВт·ч/т. В процессе измельчения двигатель щековых дробилок испытывает неравномерные нагрузки. В период рабочего хода щеки возникают максимальные нагрузки и угловая скорость вала изменяется от ω_{\max} в начале до ω_{\min} в конце рабочего хода. В период холостого хода двигатель практически не нагружен. Для выравнивания нагрузки на двигатель на валу дробилки устанавливают маховики. Они запасают энергию при холостом ходе и отдают ее при рабочем ходе. Энергия, накапливаемая маховиком,

$$A_M = J \frac{(\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2)}{2},$$

где J – момент инерции маховика.

После преобразований получают

$$A_M = J \omega_{\text{cp}}^2 \delta,$$

где $\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{cp}}}$ – степень неравномерности хода дробилки; принимается равной $0,02 \dots 0,035$; ω_{cp} – средняя угловая скорость вала.

Необходимый момент инерции маховика

$$J = \frac{A_M}{\omega_{\text{cp}}^2 \delta}.$$

Энергию, накапливаемую маховиком, рекомендуется принимать равной половине работы, затрачиваемой на дробление:

$$A_M = \frac{2\pi N_d \eta}{2\omega} = \frac{\pi N_d \eta}{\omega},$$

где η – КПД привода; ω – угловая скорость вала дробилки.

Олевский В.А. на основе выше рассмотренного метода определения работы на процесс измельчения предложил для расчета мощности привода конусных дробилок следующие формулы:

- для дробилок крупного дробления

$$N = \frac{60}{k D_H^2 r n}, \text{ кВт}; \quad (2.19)$$

- для дробилок среднего и мелкого дробления

$$N = 12,6 D_H^2 n, \quad (2.20)$$

где k – коэффициент, учитывающий прочность измельчаемого материала (для прочных материалов $k = 24$); D_n – в м; r – размах качания конуса в плоскости нижнего основания, м; n – частота обкаток конуса, 1/с.

Мощность привода валковых дробилок рассчитывают по следующей методике [4]. При повороте валков на угол $d\varphi$ (рис. 2.10, з) совершается работа

$$dA = Qdx, \quad \text{Дж},$$

где Q – распорное усилие, действующее на валки, Н; dx – перемещение точки приложения силы Q в направлении оси x , равное абсолютной деформации материала в данном сечении: $dx = \varepsilon s$ (здесь ε – относительная деформация, $\varepsilon = ds/s$); s – расстояние между валками в данном сечении.

Сила, действующая со стороны валка на рассматриваемый элемент материала,

$$Q = P_{\text{cp}} B dy,$$

где P_{cp} – среднее давление валков на материал, Па; $B dy$ – площадь контакта валка с материалом (в проекции на вертикальную плоскость), м².

Элементарная работа, совершаемая за время dt , соответствующее повороту валков на угол $d\varphi$,

$$dA = P_{\text{cp}} B s \frac{dy}{dt} \frac{ds}{s} dt.$$

Откуда получим формулу для расчета мощности, необходимой для деформирования материала на всем угле захвата,

$$N = P_{\text{cp}} \Pi \int_e^b \frac{ds}{s} = P_{\text{cp}} \Pi \ln \left(\frac{b}{e} \right). \quad (2.21)$$

При этом имели в виду, что $dy/dt = v_y$ – это скорость продвижения материала в направлении оси y , а произведение $B s v_y$ – производительность Π .

Подставляя в формулу (2.21) значение производительности валков из формулы (2.9), получим

$$N = P_{\text{cp}} k_p \pi D n B e \ln \left(\frac{B}{e} \right). \quad (2.22)$$

Мощность привода бегунов определяется энергетическими затратами на перекачивание катков по поддону и на преодоление трения скольжения при непрерывном развороте широких катков при движении их по круговой траектории относительно поддона. Каток перекачивается без проскальзывания при движении по прямой (без разворота) под действием следующих сил (рис. 2.11): реакции Q со стороны поддона, равной силе G нажатия катка на поддон и определяющей сопротивление качению, и касательной силы T на ободу катка, обеспечивающей его перекачивание. Условие равновесия катка без учета трения в его цапфе имеет вид

$$Qa = TR,$$

откуда

$$T = \frac{Qa}{R} = f_k G,$$

где a – плечо трения качения; R – радиус катка; $f_k = a/R$ – приведенный коэффициент сопротивления качению (для условий работы бегунов $f_k = 0,1$ [4]).

Фактически каток всегда движется с разворотом. При взаимодействии катка с поддоном любая точка по ширине его обода вращается вокруг собственной оси со скоростью $v_k = \omega_k R$ (где ω_k – угловая скорость катка).

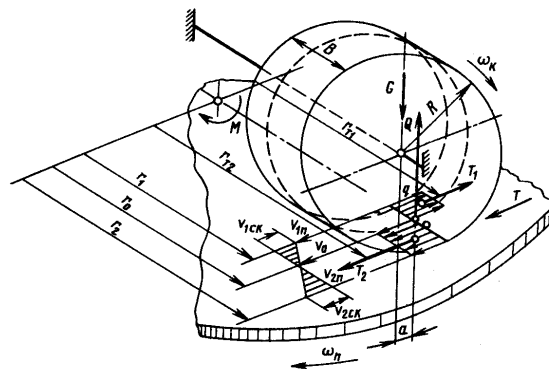


Рис. 2.11 Схема для расчета бегунов

Окружная скорость поддона в точке контакта с внешним торцом катка $v_{2п} = \omega_n r_2$ (где ω_n – угловая скорость поддона) будет больше ок-

ружной скорости катка при вращении его вокруг собственной оси. Поэтому эта часть катка будет перемещаться юзом по поддону. В точке под внутренним торцом катка скорость поддона $v_{\text{п}} = \omega_{\text{п}} r_1$ будет меньше окружной скорости катка при вращении его вокруг оси. В связи с этим каток на этом участке будет пробуксовывать. Только одно сечение катка, расположенное на некотором расстоянии r_0 от центра поддона, будет перекачиваться без скольжения. Силы трения T_1 и T_2 , приложенные к ободу катка на внутренней и внешней его частях, направлены в разные стороны. При этом сила T_2 стремится вращать каток, а сила T_1 – тормозить его.

Условие равновесия катка в этом случае имеет вид

$$T_2 R - T_1 R - G a = 0. \quad (2.23)$$

По линии контакта катка с поддоном действует постоянная распределенная нагрузка G/B , которая создает линейно распределенные силы трения,

$$q = \frac{\mu G}{B},$$

где μ – коэффициент трения скольжения между катком и поддоном.

Из рис. 2.11 следует, что

$$T_1 = q(r_0 - r_1); \quad T_2 = q[B - (r_0 - r_1)].$$

С учетом значений T_1 и T_2 из (2.23) получим

$$\frac{\mu G R}{B} [B - (r_0 - r_1) - (r_0 - r_1)] = G a,$$

откуда расстояние от центра поддона до того сечения катка, которое перекачивается без скольжения

$$r_0 = r_1 + 0,5 B - \frac{f_k B}{2\mu}. \quad (2.24)$$

Для приведения рабочих органов бегунов в движение к поддону необходимо приложить вращающий момент

$$M = T_2 r_{T_2} - T_1 r_{T_1} = T_2 \left(r_0 + \frac{B - (r_0 - r_1)}{2} \right) - T_1 \left(r_1 + \frac{r_0 - r_1}{2} \right).$$

С учетом значений T_1 , T_2 и r_0 получают формулу для расчета момента

$$M = G \left(0,25 \mu B + f_k r_1 + 0,5 f_k B - \frac{0,25 f_k^2 B}{\mu} \right), \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.25)$$

Мощность, необходимая для привода в движение обоих катков,

$$N_k = 2M \omega_n \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (2.26)$$

где ω_n – в рад/с.

Из формулы (2.25) следует, что мощность, расходуемая на преодоление скольжения катков, существенно зависит от их ширины и коэффициента трения скольжения между катком и поддоном μ . При расчете мощности двигателя бегунов следует учитывать затраты на перемещение скребков, которые оцениваются вращающим моментом

$$M_c = \mu P R_c z,$$

где P – сила прижатия скребков к поддону, Н; R_c – радиус размещения скребков, м; z – число скребков.

Тогда мощность двигателя бегунов

$$N_d = \frac{(2M + M_c) \omega_n}{\eta}, \quad (2.27)$$

где η – КПД привода.

2.1.6 Расчет нагрузок, действующих на элементы дробилок

Расчет сил в элементах конструкций щековых дробилок выполняется по нагрузке на подвижную щеку. Выше было отмечено, что при дроблении прочных материалов нагрузку на единицу активной площади дробящей плиты следует принимать $q \approx 2,7$ МПа. Нагрузка на поверхность дробящей плиты распределяется, приблизительно, равномерно, поэтому равнодействующую сил дробления Q можно приложить к станине и подвижной щеке в точках, соответствующих середине высоты камеры дробления (рис. 2.12, а). Для предотвращения ложного срабатывания предохранительных устройств коэффициент превышения номинальной нагрузки принимают равным 1,5. Расчетная нагрузка, действующая на подвижную щеку,

$$Q \approx 1,5qF \approx 1,5qHL, \quad (2.28)$$

где H и L – соответственно, высота и длина камеры дробления, м; q – в МПа.

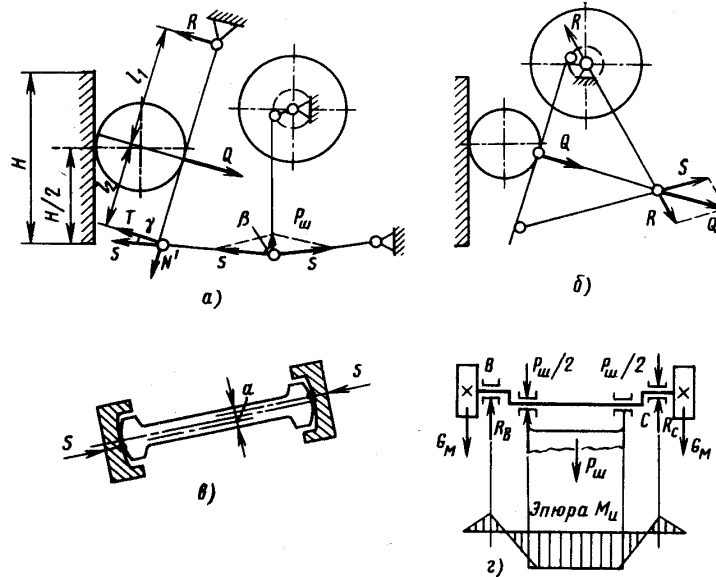


Рис. 2.12 Схемы сил, действующих на элементы щековых дробилок

Подвижную щеку дробилки с простым движением рассчитывают на изгиб от действия силы Q и растяжение от силы N' . Последняя рассчитывается по формуле

$$N' = \frac{Q l_1 \operatorname{tg} \gamma}{l_1 + l_2}. \quad (2.29)$$

Ось подвески подвижной щеки рассчитывается на изгиб от действия силы R .

Распорная плита работает в условиях пульсирующего цикла нагружения при рабочей нагрузке и мгновенно возрастающих нагрузках при попадании в дробилку недробимого тела. В связи с этим распорную плиту необходимо рассчитывать на предельную прочность и на выносливость.

Распорные плиты испытывают внецентренное сжатие. Это вызвано тем, что, в общем случае, линия действия силы

$$S = \frac{T}{\cos \gamma} = \frac{Q l_1}{(l_1 + l_2) \cos \gamma}, \text{ Н}, \quad (2.30)$$

не совпадает с осью поперечного сечения плиты (рис. 2.12, в) из-за изменения положения опорных поверхностей плиты при перемещении

ях шатуна и подвижной щеки.

Напряжение в распорной плите

$$\sigma = \frac{S}{F_{\Pi}} \pm \frac{Sa}{W}, \quad (2.31)$$

где F_{Π} – площадь поперечного сечения, плиты, м^2 ; a – эксцентриситет приложения силы S , м ; W – момент сопротивления сечения, м^3 .

Шатун рассчитывают как балку, с одной стороны закрепленную шарнирно, с другой – опирающуюся на распорную плиту.

Шатун рассчитывают на растяжение от действия силы

$$P_{\text{ш}} = 2S \cos \beta, \quad (2.32)$$

где β – угол между осью шатуна и распорной плитой.

В дробилках с простым движением щеки шатун нагружен, как правило, растягивающими усилиями. Однако при различных углах между осью шатуна и осями передней и задней распорных плит в нем появляется изгибающий момент. Последний в некоторых случаях может быть довольно

значительным. Обычно, при проектировании дробилки эти углы стремятся сделать одинаковыми. В то же время при изменении ширины выходной щели и при компенсации износа дробящих и распорных плит они могут изменяться в значительных пределах. Это обстоятельство необходимо учитывать при расчете.

Эксцентрик вал дробилки подвергается изгибу от силы $P_{\text{ш}}$, передаваемой через соответствующие подшипники, и от сил тяжести $G_{\text{м}}$ маховиков, а также кручению (рис. 2.12, з). В связи с этим его рассчитывают на выносливость по напряжениям, возникающим при рабочих нагрузках, и на прочность по напряжениям, возникающим при попадании в камеру дробления недробимого тела [6].

Подшипники подвергаются воздействию нагрузки, величина и характер которой изменяется так же, как и усилие дробления от интенсивности загрузки и физико-механических свойств измельчаемого материала.

В формулах

$$Q_{\text{экв}} = (K_{\text{к}} P_{\text{max}} + mA_{\text{max}}) K_{\text{э}};$$

$$(nh)^{0,3} = \frac{e}{Q_{\text{экв}} K_{\sigma} K_{\tau}},$$

где $Q_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка на подшипник; $K_{\text{к}}$ – коэффициент, характеризующий зависимость срока службы подшипника от того,

какое кольцо вращается относительно вектора нагрузки; P_{\max} – максимальная радиальная нагрузка на подшипник, Н; m – коэффициент, учитывающий неодинаковое влияние радиальной и осевой нагрузки на срок службы подшипника; A_{\max} – максимальная осевая нагрузка, Н; K_3 – коэффициент, учитывающий непостоянство действия максимальной нагрузки; n – частота вращения вала дробилки, об/мин; h – срок службы подшипников, ч; c – коэффициент, характеризующий работоспособность подшипника; K_σ – коэффициент, учитывающий влияние характера нагрузки на срок службы подшипника; K_T – коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы.

При определении эквивалентной нагрузки и срока службы подшипников рекомендуются следующие значения коэффициентов:

- для щековых дробилок $K_k = 1$, $K_\sigma = 2$, $K_T = 1$;
- для подвижной щеки и шатуна $K_3 = 0,08 \dots 0,12$;
- для коренных подшипников $K_3 = 0,14 \dots 0,18$.

Предохранительное устройство рассчитывают на крутящий момент на валу, при котором оно должно сработать, исходя из номинальной мощности электродвигателя дробилки.

При расчете принимают, что в течение одного оборота вала дробилки крутящий момент изменяется по линейному закону. В этом случае средний момент электродвигателя приближенно будет равен $0,25M_{\max}$ (M_{\max} – максимальный момент при рабочей нагрузке). В работе [1] установлено, что принимаемая при расчете диаграмма нагружения существенно отличается от фактической. В связи с этим в расчет вводится коэффициент заполнения диаграммы, который рекомендуется принимать равным 1,75. Кроме того, предохранитель должен сработать только при 1,5-кратной перегрузке. В соответствии с этим расчетный момент

$$M_p = 4 \cdot 1,75 \cdot 1,5 M_{cp} = 10,5 M_{cp},$$

где M_{cp} – номинальный рабочий момент, соответствующий установленной мощности электродвигателя дробилки.

Силы, действующие в элементах дробилки со сложным движением щеки (рис 2.12, б), определяются по аналогии с вышерассмотренной методикой или графически.

Нагрузки, действующие на элементы конусных дробилок для крупного дробления, рекомендуется определять по мощности электродвигателя.

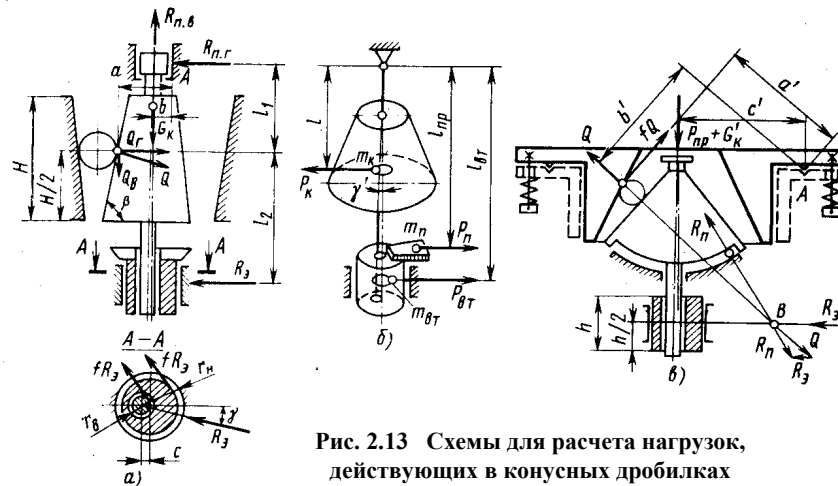


Рис. 2.13 Схемы для расчета нагрузок, действующих в конусных дробилках

Пренебрегая потерями на трение в подвеске подвижного конуса, принимаем, что вращающий момент M_B , подводимый к эксцентриковой втулке, уравнивается моментом M_3 от реакции R_3 и моментом $M_{тр}$ сил трения в подшипниках втулки (рис. 2.13, а)

$$M_B = M_3 + M_{тр}.$$

Момент, создаваемый силой R_3 ,

$$M_3 = R_3 c \sin \gamma,$$

где c – эксцентриситет втулки, м; γ – угол между линией действия реакции R_3 и следом плоскости наибольшего эксцентриситета втулки ($\gamma = 25 \dots 30^\circ$).

Момент сил трения на внешней и внутренней поверхности эксцентриковой втулки $M_{тр} = f R_3 (r_n + r_b)$, где f – коэффициент трения в подшипниках; r_n и r_b – радиусы наружной поверхности втулки и внутреннего отверстия, м.

Вращающий момент, передаваемый от двигателя на эксцентриковую втулку,

$$M_B = \frac{N \eta}{\omega_B}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где N – мощность двигателя, Вт; η – КПД передачи; ω_B – угловая ско-

рость втулки, рад/с.

Уравнение моментов записывается в виде

$$\frac{\eta N}{\omega_B} = R_3 c \sin \gamma + f R_3 (r_H + r_B),$$

откуда получают реакцию в эксцентриковом узле

$$R_3 = \frac{\left(\frac{N \eta}{\omega} \right)}{[c \sin \gamma + f (r_H + r_B)]}, \text{ Н.} \quad (2.33)$$

Сила дробления Q приложена посередине высоты камеры дробления. Ее вертикальная составляющая

$$Q_B = Q \operatorname{ctg} \beta,$$

где Q_T – горизонтальная составляющая силы Q ; β – угол наклона образующей конуса к его основанию.

Горизонтальная составляющая силы дробления, вызывающая изгиб вала, определяется из уравнения моментов сил относительно точки A :

$$Q_T = \frac{R_3 (l_1 + l_2) - G_K b}{l_1 + a \operatorname{ctg} \beta}, \quad (2.34)$$

где G_K – сила тяжести подвижного конуса, Н.

Боковая реакция в верхней опоре подвижного конуса

$$R_{HT} = R_3 - Q_T. \quad (2.35)$$

Вертикальная нагрузка, которая воспринимается подпятником подвески и создает растягивающие напряжения вала конуса, равна

$$R_{TB} = Q_B + G_K. \quad (2.36)$$

Нагрузки, действующие на элементы конусных дробилок для среднего и мелкого дробления, определяют следующим образом. Силу дробления Q (рис. 2.13, в) можно рассчитать по формуле, предложенной В.А. Олевским,

$$Q = 46 \cdot 10^4 F_6 \approx 56 \cdot 10^4 D_H^2, \quad (2.37)$$

где F_6 – площадь боковой поверхности подвижного конуса, м^2 ; D_H – диаметр основания конуса, м.

Сила дробления действует в плоскости, проходящей через ось подвижного конуса и составляющей с плоскостью наибольшего эксцентриситета втулки угол опережения γ . Она вызывает реакции R_H сферического подпятника и R_3 эксцентриковой втулки. При равновесии подвижного конуса линии действия этих сил должны пересекаться в точке B . По значению, направлению действия и точке приложе-

ния реакции R_3 (в середине высоты втулки) графически определяют реакции R_3 и R_n .

Согласно методике Уралмашзавода силу дробления рассчитывают, исходя из нормируемой суммарной силы затяжки $P_{пр}$ предохранительных пружин, прижимающих кольцо наружного конуса к станине. Из уравнения моментов относительно точки поворота A кольца получают максимальную силу дробления (при попадании в камеру недробимых предметов):

$$Q = \frac{(P_{пр} + G'_k)c'}{(b' + f a')}, \quad (2.37)$$

где G_k – сила тяжести кольца наружного конуса, Н.

При работе конусных дробилок от действия неуравновешенных масс подвижного конуса m_k и эксцентриковой втулки $m_{вт}$ (рис. 2.13, б) создаются значительные инерционные силы. Для уравновешивания этих сил с целью снижения нагрузок на детали машин и фундамент на верхнем торце эксцентриковой втулки устанавливают противовес. При вращении подвижного конуса возникает центробежная сила инерции

$$P_k = m_k \omega_b^2 l \gamma', \text{ Н,}$$

где ω_b – угловая скорость эксцентриковой втулки, рад/с; l – расстояние от центра масс до центра качания конуса, м; γ' – угол отклонения оси конуса, рад.

Сила инерции, возникающая при вращении эксцентриковой втулки,

$$P_{вт} = m_{вт} \omega_b^2 r_3, \text{ Н,}$$

где r_3 – эксцентриситет оси внутренней расточки втулки в середине ее высоты, м.

Условие уравновешивания дробилки определяется системой уравнений:

$$\begin{cases} P_k l - P_{вт} l_{вт} - P_n l_{пр} = 0; \\ P_k - P_{вт} - P_n = 0. \end{cases}$$

Сила инерции от вращающегося противовеса

$$P_n = m_n \omega_b^2 r_{пр}, \text{ Н,}$$

где m_n – масса противовеса, кг; $r_{пр}$ – расстояние от оси вращения эксцентриковой втулки до центра масс противовеса, м.

Масса противовеса равна

$$m_{\Pi} = \frac{(m_{\kappa} l^2 \gamma' - m_{\text{BT}} r_{\text{э}} l_{\text{BT}})}{r_{\text{пр}} l_{\text{пр}}}, \quad (2.38)$$

где $l_{\text{пр}}$ – плечо действия силы инерции (принимают из конструктивных соображений), м.

В валковых дробилках при деформации материала (см. рис. 2.10, *з*) возникают распорные силы. Под действием распорных сил создаются нагрузки, действующие на элементы валковых дробилок. Эти нагрузки равны

$$P = P_{\text{ср}} k_L B R \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (2.39)$$

где $P_{\text{ср}}$ – среднее давление на поверхность валков, Па; k_L – коэффициент использования длины валка; B и R – длина и радиус валка, м; $\alpha/2$ – угол контакта валка с материалом, град.

Среднее давление $P_{\text{ср}}$ на поверхность валков, контактирующую с материалом, зависит от многих факторов и устанавливается, как правило, экспериментально. Для ориентировочных расчетов при дроблении прочных материалов принимают $P_{\text{ср}} \approx 2,7$ МПа.

2.2 ДРОБИЛКИ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

В измельчителях ударного действия измельчение материала осуществляется под действием ударных нагрузок. Эти нагрузки могут возникать при взаимном столкновении частиц измельчаемого материала, столкновении частиц материала с неподвижной поверхностью, столкновении материала и движущихся рабочих органов машин.

К дробилкам ударного действия относятся роторные и молотковые дробилки, а также пальцевые измельчители.

2.2.1 Особенности рабочего процесса

В дробилках ударного действия кусок подвергается воздействию рабочего органа только с одной стороны. Возникающая при этом сила уравнивается силой инерции куска, которая должна быть достаточной для создания разрушающих напряжений.

Дробление материала происходит под воздействием механического удара. При этом кинетическая энергия движущихся тел частично или полностью переходит в деформации разрушения.

Данные дробилки применяют для измельчения малоабразивных материалов средней прочности и мягких (известняков, мела, гипса, калийных руд и др.). Они позволяют получить высокую степень измельчения

$i = 15...20$, в отдельных случаях до $i = 50$, что позволяет уменьшить число стадий дробления. Дробилки отличаются простотой конструкции и эксплуатации, избирательностью дробления и малой металлоемкостью [7, 8].

По конструкции рабочих органов различают роторные с жестко закрепленными билами (рис. 2.14, а, в, з), молотковые с шарнирно подвешенными молотками (рис. 2.14, б), дробилки ударного действия и пальцевые измельчители.

По числу роторов различают однороторные (рис. 2.14, а) и двухроторные (рис. 2.14, в, з) дробилки. Двухроторные дробилки одноступенчатого дробления (рис. 2.14, в) имеют высокую производительность. Исходный материал поступает равномерно на оба ротора, которые работают самостоятельно в одном корпусе. В двухроторных дробилках двухступенчатого дробления (рис. 2.14, з) материал в зоне действия первого ротора подвергается предварительному дроблению, а затем в зоне действия второго ротора – повторному дроблению.

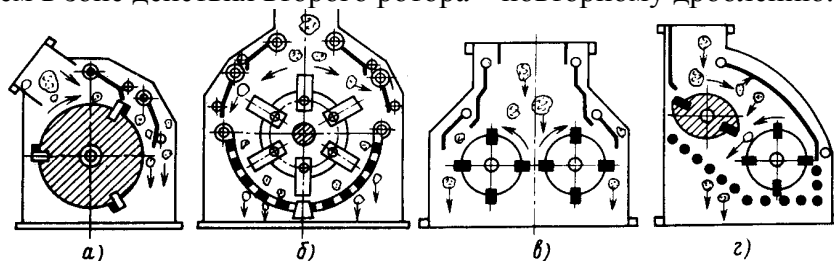


Рис. 2.14 Принципиальные схемы ударных дробилок

Роторные дробилки могут применяться для дробления крупных кусков, так как имеют массивный ротор и обладают большим запасом энергии рабочих органов.

В молотковых дробилках (рис. 2.14, б) процесс дробления определяет лишь кинетическая энергия самого молотка.

В пальцевых измельчителях рабочим органом являются два диска с установленными по их периферии пальцами. Различают пальцевые измельчители с одним вращающимся диском (дисмембраторы) и с

двумя вращающимися навстречу друг другу дисками (дезинтеграторы).

Типоразмеры роторных и молотковых дробилок определяются диаметром и длиной ротора, а пальцевых измельчителей – наружным диаметром диска.

2.2.2 Конструкции дробилок

По технологическому назначению роторные дробилки делят на дробилки крупного (ДРК), среднего (ДРС) и мелкого дробления (ДРМ). Принципиальные конструктивные схемы роторных дробилок, во многом, одинаковы и отличаются числом отражательных плит и соотношениями размеров ротора. Камера дробления у дробилок ДРК образуется ротором и двумя отражательными плитами, у дробилок ДРС и ДРМ – ротором и тремя плитами. Конструкция роторной дробилки для крупного дробления показана на рис. 2.15. Корпус дробилки – сварной, разъемный, состоит из основания 1 и верхней части 2. Верхняя часть корпуса внутри футерована броневыми плитами 3. Вал ротора 8 установлен на роликовых подшипниках, расположенных в корпусах основания 1. Корпус ротора – стальной, литой, в пазах клиньями закреплены била 6 из износостойкой стали или отбеленного чугуна.

Внутри верхней части корпуса шарнирно закреплены несколько отражательных плит 4. Пространство между ротором, отражательной плитой и боковыми футеровочными плитами образует камеру дробления. Для регулирования степени измельчения расстояние между нижними кромками отражательных плит и билами изменяется при помощи подпружиненных тяг 5. Они являются также механизмами предохранения машины от поломок при попадании в нее недробимых предметов.

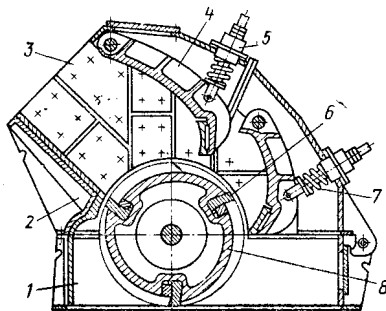


Рис. 2.15 Роторная дробилка

Верхняя часть корпуса имеет разъемные переднюю и заднюю части. Последняя при помощи встроенного домкрата может откидываться на шарнире, что облегчает доступ к

рабочим органам для их осмотра и ремонта. Приемное отверстие дробилок снабжают цепной завесой, исключающей выбрасывание кусков измельчаемого материала под воздействием бил.

Конструкция молотковой дробилки показана на рис. 2.16. Корпус дробилки состоит из основания 1 и крышки 10. В сварном корпусе вращается вал ротора 3, установленный на роликовых подшипниках 2, вынесенных за пределы корпуса. Корпус изнутри футерован сменными броневыми плитами; в левой части крышки установлена отбойная плита 9.

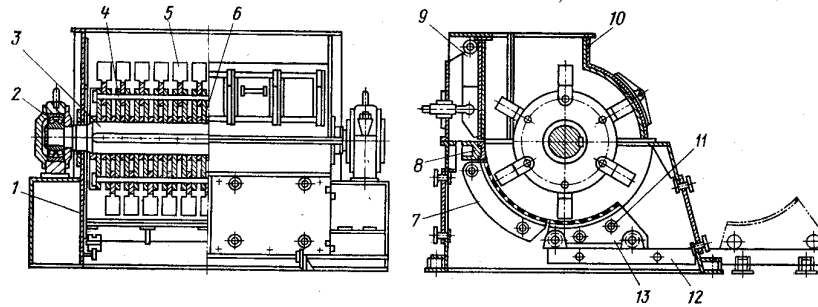


Рис. 2.16 Молотковая дробилка

На валу ротора размещены диски 6 с дистанционными кольцами между ними. Через диски проходят оси 4 с шарнирно подвешенными молотками 5. Число рядов молотков и их общее количество определяется назначением дробилки и ее размерами. На крупных дробилках устанавливают до 100 молотков массой 4...70 кг (в зависимости от типоразмера дробилки). Для регулирования размера частиц продукта в крупных дробилках используется отбойный брус 8, перемещаемый в направляющих и фиксируемый в требуемом положении винтами. В нижней части камеры дробления установлены две колосниковые решетки: поворотная 7, шарнирно подвешенная на оси и выкатная. Рама 13 выкатной решетки установлена на катках, опорами для которых служат рельсы 12. Зазор между выкатной решеткой и молотками регулируют вращением эксцентриков 11.

Била и молотки, работающие в тяжелых условиях в абразивной среде, изготавливают из стали 110Г13Л или из обычной углеродистой стали с наплавкой на рабочие поверхности износостойких сплавов.

Технические характеристики некоторых дробилок ударного действия приведена в прил. 4.

2.2.3 Расчет параметров дробилок ударного действия

Производительность роторных дробилок определяют, допуская, что била ротора подобно фрезе срезают стружку материала, который опускается на ротор под действием силы тяжести. В соответствии с этим теоретическая производительность дробилки (рис. 2.17) равна

$$\Pi = B L_p h n z, \text{ м}^3/\text{с},$$

где B – длина хорды дуги ротора, соприкасающейся с материалом, м; L_p – длина ротора, м; h – толщина стружки, равная пути свободно падающих тел за время поворота ротора от одного била до следующего, м; n – частота вращения ротора, об/с; z – число рядов бил ротора.

С учетом конструктивных и кинематических соотношений, влияющих на параметры B и h , сплошности потока материала и другие факторы предложено определять производительность по формуле

$$\Pi = 480 L_p D_p^{1,5} k_\beta / (v_p^{0,35} z^{0,5}), \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.40)$$

где D_p – диаметр ротора, м; v_p – окружная скорость бил ротора, м/с; коэффициент, зависящий от положения первой отражательной ($k_\beta = 1,3$ при полностью опущенной и $k_\beta = 5,2$ при полностью приподнятой плите).

Барабашкин В.П. [9] предложил формулу для расчета ориентировочной производительности молотковых дробилок:

- при $D_p > L_p$ $\Pi = 1,66 D_p^2 L_p n$;
- при $D_p < L_p$ $\Pi = 1,66 D_p L_p^2 n$,

где D_p и L_p – в м; n – в об/с.

Мощность двигателя роторных дробилок с большой степенью i измельчения рассчитывают на основе оценки удельной энергии, расходуемой на дробление, с учетом показателя удельной, вновь открытой поверхности:

$$N = \text{ЭП}(i-1)10^{-3} / (D_{\text{св}} \eta), \text{ кВт}, \quad (2.41)$$

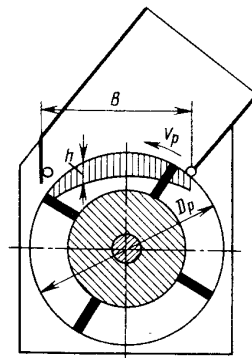


Рис. 2.17 Схема для расчета производительности роторной дробилки

k_β –
плиты
плите
фор-

где \mathcal{E} – энергетический показатель, зависящий от свойств измельчаемого материала и равный $15 \dots 40 \text{ Вт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$; $D_{\text{св}}$ – средневзвешенный размер исходного материала, м; η – КПД привода.

Мощность двигателя молотковых дробилок

$$N = (360 \dots 540) \Pi i,$$

где Π – в т/с.

Для реализации силы удара, необходимой для разрушения куска, его масса должна быть достаточной для создания соответствующей реактивной силы инерции, воспринимающей силу удара. Минимальный критический размер куска должен быть равен

$$d_{\text{кр}} = 230 \cdot 10^{-5} \sigma_p / (\rho v_p^{1,5}), \text{ м},$$

где σ – предел прочности материала при растяжении, Па; ρ – в $\text{кг}/\text{м}^3$; v_p – в м/с.

Необходимая окружная скорость ротора

$$v_p = 1,75 \cdot 10^{-2} \sqrt{\left[\sigma_p / (\rho D_{\text{св}}) \right]^2}, \text{ м/с}. \quad (2.42)$$

При соударении твердых тел сила удара зависит от их масс, относительной скорости удара, физико-механических свойств материалов и форм контактных поверхностей. На практике часто имеет место промежуточное положение между упругим и неупругим ударом. Поэтому определить энергию, расходуемую на разрушение куска, исходя из классической теории удара практически невозможно.

Косарев А.И. [10], исходя из баланса энергии ротора и куска до и после удара и экспериментов, учитывающих реальные условия процесса, предложил формулу для расчета энергии дробления

$$\mathcal{E}_{\text{др}} = 2k_1 m_k v_p^2,$$

где $k_1 = 0,9 \dots 0,95$ – коэффициент, учитывающий условия процесса; m_k – масса куска, кг; v_p – в м/с.

Согласно теории удара при соударении куска массой m_k , значительно меньшей массы ротора m_p , и при условии, что скорость куска в направлении удара практически равна нулю, ударный импульс при внецентренном ударе

$$S = m_k v_p (1 + k_b) / (1 + e^2 / r^2),$$

где k_b – коэффициент восстановления, равный отношению относительных скоростей тел до и после удара, $k_b = (v_p' - v_k') / (v_p - v_k)$; e – эксцентриситет ударной силы относительно центра масс куска; r – радиус

инерции куска, м.

$$\text{При } e = 0 \quad S = m_k v_p (1 + k_b).$$

При выводе приведенных формул сделаны допущения, что соударяющиеся тела не разрушаются. В первой фазе удара кинетическая энергия ротора переходит в потенциальную энергию упругих деформаций.

В этот момент все точки куска приобретают скорость, равную скорости ротора. Во второй фазе энергия упругих деформаций переходит в кинетическую энергию движения куска. При этом кусок, отталкиваясь от ротора, приобретает скорость $k_b v_p$. Сила удара уменьшается до нуля, а абсолютная скорость куска

$$v_k = v_p + k_b v_p = v_p (1 + k_b).$$

В действительности же кусок разрушается. При этом ударный импульс, действующий на ротор, равен

$$S_p = \beta m_k v_p (1 + k_b), \text{ Н}\cdot\text{с},$$

где β – коэффициент активной массы ($\beta = 0,4 \dots 0,5$).

При окружной скорости ротора 20...40 м/с время удара составляет 0,001...0,008 с, промежутки между ударами, когда ротор накапливает энергию, на порядок больше (0,024...0,012 с) и, следовательно, на удар используется только кинетическая энергия ротора [11].

Для осуществления дробления в рассматриваемых условиях ротор должен иметь динамический момент инерции

$$J = S_p D_p / (2\omega_n \delta), \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2, \quad (2.43)$$

где ω_n – номинальная угловая скорость ротора, рад/с; $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_n$ – степень неравномерности хода ротора, принимаемая равной 0,02...0,03.

Ударную силу можно определить по формуле

$$P_y = 2S_p / t_y \approx 400 S_p v_p^{0,5}, \quad \text{Н}, \quad (2.44)$$

где t_y – время удара.

Эту силу принимают в качестве исходной нагрузки для определения сил, действующих на вал и подшипники ротора.

Конструктивные размеры молотковых дробилок определяют в зависимости от размера d максимального куска в исходном материале. Диаметр ротора для дробилок с вертикальной загрузкой $D_p = 3d + 550$, длина ротора $L_p = (0,8 \dots 1,2) D_p$.

Длину молотка от оси подвески до внешней кромки рекомендуется принимать равной $(0,2 \dots 0,25)D_p$. Форма и размеры молотков должны обеспечивать максимально возможную разгрузку оси их подвески при ударе. Это выполняется при следующих условиях.

Пусть молоток массой m , центр инерции которого находится в точке C , может свободно вращаться на оси подвески в точке A (рис. 2.18) и к нему приложен ударный импульс S . До удара молоток относительно ротора неподвижен. После удара скорость центра инерции молотка в тот же момент будет равна $u_c = \omega b$. Проекция ударного импульса на ось y равна $S_y = 0$ и проекция ударного импульса в шарнире $S_{Ay} = 0$.

Согласно теореме о том, что изменение проекции количества движения центра инерции системы на оси x и y равно сумме ударных импульсов, можно записать

$$S_x + S_{Ax} = mu_c.$$

В соответствии с условием разгрузки от удара оси подвески молотков $S_{Ax} = 0$ и согласно схеме $S_x = S$. Тогда

$$S = mu_c = m\omega b,$$

Угловая скорость тела после удара в соответствии с теорией удара

$$\omega = S h' / J,$$

где J – динамический момент инерции молотка, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

В соответствии с последним выражением

$$S = mb S h' / J.$$

Условие разгрузки осей подвески молотка и подшипников ротора от удара выполняется при моменте инерции равном

$$J = mbh'. \tag{2.45}$$

При эксплуатации высокоскоростных дробилок ударного действия важное значение имеют мероприятия по обеспыливанию производственных помещений, что достигается аспирацией дробилок. Роторные дробилки в аэродинамическом отношении практически подобны лопастным вентиляторам. Била ротора за один оборот взаимодействуют с воздухом объемом

$$V = \pi L_p h_\delta (D_p - h_\delta), \text{ м}^3,$$

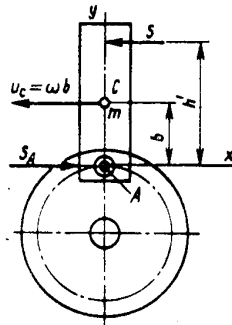


Рис. 2.18 Схема для расчета параметров молотка

где h_8 – высота бил, м.

Вращающийся ротор обеспечивает расход воздуха

$$W_p = 60k_{\omega}\pi L_p h_8 (D_p - h_8) n,$$

где k_{ω} – коэффициент, учитывающий местные сопротивления в дробилке; для дробилок с колосниковыми решетками $k_{\omega} = 0,42$, для дробилок с тремя отбойными плитами $k_{\omega} = 0,34$; n – в об/мин.

Работа роторных дробилок сопровождается эжекцией воздуха потоком щебня, который выбрасывается из машины со скоростью, превышающей скорость воздушных потоков. Расход воздуха может быть определен по формуле

$$W_3 = k_3 \Pi \approx 12\Pi,$$

где Π – производительность дробилки; k_3 – коэффициент пропорциональности.

Необходимая производительность аспирационного устройства роторной дробилки с колосниковой решеткой при местном отсосе равна

$$W_a = 1,4k_y (W_p + W_3), \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.46)$$

где k_y – коэффициент, зависящий от конструкции укрытия, $k_y \approx 1,15$.

2.2.4 Пример расчета молотковой дробилки

Задание. Определить основные размеры рабочих органов, производительность, мощность двигателя молотковой дробилки по следующим исходным данным: средний диаметр частиц измельчаемого материала $d_n = 0,02$ м; плотность частиц материала $\rho = 2600$ кг/м³; насыпная плотность $\rho_n = 1200$ кг/м³; продолжительность удара молотка по частице материала $t = 10^{-3}$ с; сила сопротивления частицы разрушению $P = 120$ Н.

Принимаем начальную скорость движения частиц материала равной нулю. Тогда минимально необходимая окружная скорость молотка

$$v = Pt / m, \quad \text{м/с},$$

где m – масса измельчаемой частицы, кг.

$$m = \frac{4}{3}\pi r_n^3 \rho = \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,01^3 \cdot 2600 = 0,01 \text{ кг}.$$

Тогда

$$v = 120 \cdot 10^{-3} / 0,01 = 12 \text{ м/с}.$$

Зададимся размерами молотка: длина $a = 100$ мм, ширина $b = 40$ мм, толщина $\delta = 10$ мм.

Молоток будет изготавливаться с одним отверстием.

Расстояние от центра массы молотка до оси отверстия равно

$$c = (a^2 + b^2) / 6a = (0,1^2 + 0,04^2) / (6 \cdot 0,1) = 0,0193 \text{ м} = 19,3 \text{ мм}.$$

Квадрат радиуса инерции молотка относительно его центра массы определяется по формуле

$$r_c^2 = (a^2 + b^2) / 12 = (0,1^2 + 0,04^2) / 12 = 0,000965 \text{ м}^2 = 9,65 \text{ см}^2.$$

Радиус инерции молотка относительно оси его подвеса равен:

$$r = \sqrt{r_c^2 + c^2} = \sqrt{0,000965 + 0,0193^2} = 0,0366 \text{ м} = 3,66 \text{ см} = 36,6 \text{ мм}.$$

Расстояние от конца молотка до оси его подвеса равно

$$l = c + 0,5a = 19,3 + 0,5 \cdot 100 = 69,3 \text{ мм}.$$

Устойчивая работа молотковых дробилок наблюдается при условии неравенства расстояний от оси подвеса молотка, как до его внешней рабочей кромки, так и до оси ротора. В соответствии с этим принимаем расстояние от оси подвеса молотка до оси ротора равным $R_0 = 90,7$ мм, т.е. больше расстояния от конца молотка до оси его подвеса ($R_0 > l$).

Тогда радиус наиболее удаленной от оси ротора точки молотка будет равен

$$R_{\max} = R_0 + l = 90,7 + 69,3 = 160 \text{ мм}.$$

Необходимая угловая скорость молотка

$$\omega = v / R_{\max} = 12 / 0,16 = 75 \text{ рад/с}.$$

Принимаем угловую скорость молотка с некоторым запасом равной $\omega = 100$ рад/с.

Масса стального молотка равна

$$m_m = V_m \rho = 0,1 \cdot 0,04 \cdot 0,01 \cdot 7850 = 0,314 \text{ кг} = 314 \text{ г},$$

где $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ – плотность стали.

Радиус окружности расположения центров массы молотков определяется по формуле

$$R_c = R_0 + c = 90,7 + 19,3 = 110 \text{ мм}.$$

Центробежная сила инерции молотка равна

$$P_n = m_m \omega^2 R_c = 0,314 \cdot 100^2 \cdot 0,11 = 3454 \text{ Н}.$$

Диаметр оси подвеса молотка

$$d = 1,36 \sqrt[3]{P_n \delta / [\sigma_n]} = 1,36 \sqrt[3]{3454 \cdot 0,01 / [100 \cdot 10^6]} = 0,02 \text{ м} = 20 \text{ мм},$$

где $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб, $[\sigma_{и}] = 100$ МПа.

Для диска, изготовленного из стали марки Ст.5, допускаемые напряжения при смятии $[\sigma_{см}] = 65$ МПа, а при срезе с учетом предела текучести $[\sigma_{т}]$:

$$[\sigma_{ср}] = (0,2 \dots 0,3)[\sigma_{т}] = 0,22 \cdot 28 \cdot 9,81 = 60 \text{ МПа.}$$

Толщина диска определяется по формуле

$$\delta \geq P_{и} / (d[\sigma_{см}]) = 3454 / (0,02 \cdot 65 \cdot 10^6) = 0,0026 \text{ м} = 2,6 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину диска равной $\delta = 5$ мм.

Минимальный размер перемычки между отверстиями под оси подвеса и наружной кромкой диска равен

$$h_{\min} \geq 0,5P_{и} / (\delta[\sigma_{ср}]) = 0,5 \cdot 3454 / (0,005 \cdot 60 \cdot 10^6) = 0,0056 \text{ м} = 5,6 \text{ мм.}$$

Принимаем ее равной 6 мм.

Наружный радиус диска

$$R = R_0 + 0,5d + h_{\min} = 90,7 + 0,5 \cdot 20 + 6 = 106,7 \text{ мм.}$$

Принимаем его равным 110 мм. Тогда размер перемычки будет равен 9,3 мм, что находится в допустимых пределах ($h > h_{\min}$).

В соответствии с полученными выше данными диаметр ротора дробилки может быть рассчитан по формуле

$$D_p = 2(R_0 + l) = 2(90,7 + 69,3) = 320 \text{ мм.}$$

Длина ротора принимается по рекомендациям [3]:

$$L_p = (0,8 \dots 1,2)D_p = 1,2D_p = 1,2 \cdot 0,32 = 0,384 \text{ м.}$$

Принимаем длину ротора равной $L_p = 0,4$ м.

Производительность дробилки определяется по формуле [9]:

$$\Pi = 1,66D_p L_p^2 n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где n – частота вращения ротора, об/с.

По известной угловой скорости молотка определим частоту вращения ротора

$$n = 30\omega / \pi = 30 \cdot 100 / 3,14 = 955 \text{ об/мин} = 16 \text{ об/с.}$$

Тогда производительность дробилки

$$\Pi = 1,66 \cdot 0,32 \cdot 0,4^2 \cdot 16 = 1,36 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность двигателя дробилки рассчитывается по формуле

$$N = (360 \dots 540)\Pi,$$

где i – степень измельчения, принимаем ее равной $i = 30$; Π – производительность дробилки, т/с.

Тогда

$$N = 360 \cdot 1,36 \cdot 1,2 \cdot 30 = 17625,6 \text{ Вт} = 17,6 \text{ кВт.}$$

Принимаем мощность двигателя $N = 20$ кВт.

Диаметр вала в опасном сечении у шкива рассчитывается по формуле

$$d_0 = 0,052 \sqrt{N/\omega} = 0,052 \sqrt{20/100} = 0,023 \text{ м} = 23 \text{ мм.}$$

С учетом ослабления вала шпоночным пазом принимаем $d_0 = 25$ мм.

Максимальное окружное напряжение в диске на образующей центрального отверстия равно:

$$\sigma_{t \max} = \rho \omega^2 (0,0825R^2 + 0,175r_0^2),$$

где ρ – плотность материала диска, $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$; R – наружный радиус диска, м; r_0 – радиус центрального отверстия диска, м.

$$\begin{aligned} \sigma_{t \max} &= 7850 \cdot 80^2 (0,0825 \cdot 0,106^2 + 0,175 \cdot 0,012^2) = \\ &= 5,46 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,054 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Окружное напряжение от сил инерции молотков на образующей центрального диска определяется по формуле

$$\sigma_t = P_i R_0 z / [\pi \delta (R_0^2 - r_0^2)],$$

где P_i – центробежная сила инерции молотка (без учета отверстия в нем), Н; z – число отверстий в диске под оси подвеса (число молотков); δ – толщина диска, м.

$$\sigma_t = 3454 \cdot 0,09 \cdot 4 / [3,14 \cdot 0,005 (0,09^2 - 0,012^2)] = 11 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11 \text{ МПа.}$$

Суммарное напряжение на образующей центрального отверстия рассчитывается по формуле

$$\sigma = \sigma_{t \max} + \sigma_t,$$

где $\sigma_{t \max}$ – максимальное окружное напряжение в диске постоянного сечения на образующей центрального отверстия, Па; σ_t – окружное напряжение на образующей центрального отверстия, учитывающее массу молотков, Па.

$$\sigma = 5,46 \cdot 10^4 + 11 \cdot 10^6 = 11,05 \text{ МПа.}$$

Расчетное значение суммарных напряжений находится в допустимых пределах, т.е. $\sigma < [\sigma]$.

В результате выполненного расчета, молотковая дробилка при измельчении материала от $d_n = 0,02$ м, обеспечивающая степень измельчения $i = 30$, должна иметь следующую техническую характеристику: производительность $\Pi = 1,36$ м³/с; диаметр ротора $D_p = 0,32$ м; длина ротора $L_p = 0,4$ м; частота вращения ротора $n = 16$ об/с; мощность двигателя $N = 20$ кВт.

3 МАШИНЫ ДЛЯ ПОМОЛА МАТЕРИАЛОВ

Интенсификация различных процессов существенно зависит от тонкости помола. Уменьшение размера частиц приводит к увеличению их относительной прочности вследствие снижения числа участков с предразрушенной структурой. Появившиеся на первых циклах нагружения микротрещины в мелких частицах могут смыкаться под действием молекулярных сил. Данный эффект может быть снижен за счет увеличения скорости приложения нагрузок и частоты воздействия импульсов сил. Вследствие этого увеличивается интенсивность разрушения из-за усталостных явлений. Однако увеличение тонкости помола приводит к резкому росту энергоемкости процесса измельчения.

3.1 БАРАБАННЫЕ ШАРОВЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

Схема процесса измельчения материала в барабанной мельнице показана на рис. 3.1. При вращении полого барабана смесь измельчаемого материала и мелющих тел (шаров, стержней) сначала движется по круговой траектории вместе с барабаном, а затем, отрываясь от стенок, падает по параболической траектории. Часть смеси, расположенная ближе к оси вращения, скатывается вниз по слоям смеси. Измельчение материала происходит в результате истирания при относительном движении мелющих тел и частиц материала, а также вследствие удара.

Достоинствами барабанных мельниц являются простота конструкции и удобство в эксплуатации. К их основным недостаткам относятся: невысокие скорости движения мелющих тел и материала, в работе участвует только часть мелющих тел, рабочий объем барабана используется только на 35...40

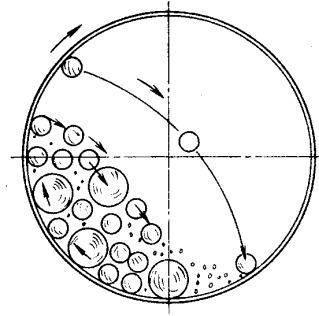
Двухкамерная мельница (рис. 3.2) состоит из полого сварного барабана 21, закрытого с обеих сторон стальными литыми крышками 5 и 6 с полыми цапфами 4 и 10. Внутренняя по-

барабана делится перегородкой 19 со щелевидными отверстиями на две камеры, заполненные стальными шарами. В первой камере по ходу движения материала шары крупнее, чем во второй. Это повышает эффективность помола за счет обеспечения соответствия размеров шаров и кусков измельчаемого материала.

Барабан цапфами опирается на подшипники 22; вращение ему передается от электродвигателя через редуктор и зубчатую муфту 14. Внутренняя поверхность барабана и крышек футерована плитами 20.

Загрузка материала в барабан осуществляется через течку 1 и питатель 2. Затем материал захватывается лопастями 23 и попадает в по-

загрузочную цапфу, имеющую шнековую насадку 3. Выгрузка материала происходит через полую цапфу 10. Измельченный материал из барабана проходит через торцовую решетку 7 и поступает на элеваторное устройство. Между решеткой и торцовой крышкой установлен конус 8 с приваренными к нему радиальными лопастями 18, образующими ряд секторов. Материал, попавший в нижний сектор, при вращении барабана поднимается и по конусу 8 ссыпается в полость шнековой насадки 9, размещенной в полой цапфе 10. Через окна в разгрузочном патрубке 13 материал попадает на сито 12, служащее для задержания раздробленных мелющих тел. Через патрубок 11 в кожухе 15 осуществляется аспирация воздуха.



%.
(рис. ба-

Рис. 3.1. Схема рабочего процесса в барабанной шаровой мельнице

В мельницах применяют подшипники скольжения сферические самоустанавливающиеся, состоящие из корпуса 17, крышки и нижнего вкладыша 16.

Барабан мельницы изготавливают сварным из листовой стали. Его внутренняя поверхность футерована плитами из износостойких материалов со звукоизолирующими прокладками. Профиль и схема установки футеровочных плит существенно влияет на процесс измельчения материала и производительность барабанных мельниц.

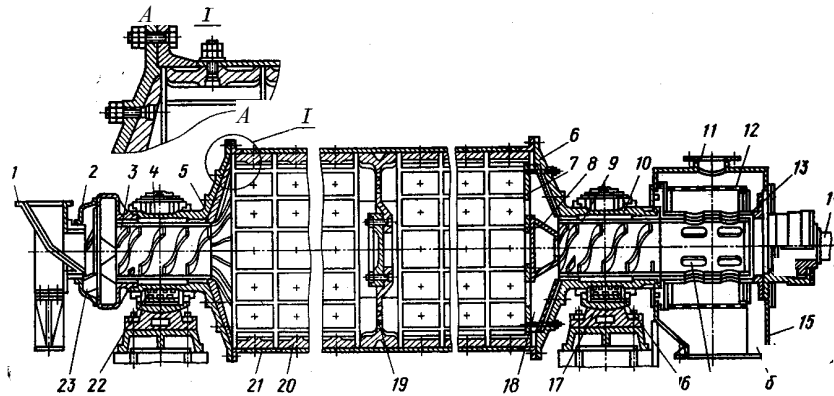


Рис. 3.2 Двухкамерная шаровая мельница

Опыт эксплуатации барабанных мельниц показал, что наиболее рациональным является избирательное измельчение материала, когда крупные частицы измельчаются ударом, а мелкие – истиранием [4]. Следовательно, режим работы мельниц должен обеспечивать чередование ударного режима с истиранием. На практике это реализуется за счет использования для футеровки элементов, обеспечивающих переменный коэффициент сцепления мелющих тел со стенками барабана.

Технические характеристики шаровых измельчителей мокрого помола приведены в прил. 5.

3.1.1 Расчет параметров барабанных шаровых мельниц

Режим движения мелющих тел в барабане, от которого зависит эффективность помола, определяется его угловой скоростью ω . При небольшой угловой скорости загрузка (мелющие тела и измельчаемый материал) циркулирует в нижней части барабана (рис. 3.3), поднимая-

ясь по концентрическим круговым траекториям на некоторую высоту и затем скатываясь параллельными слоями вниз. Такой режим работы называют каскадным. При большей скорости центробежная сила инерции $P_{и}$ превысит составляющую $G \cos \alpha$ силы тяжести G шара, и последний не будет отрываться от стенки барабана даже в верхней точке C , т.е.

$$m\omega_k^2 R > mg,$$

откуда критическая угловая скорость барабана

$$\omega_k \leq \sqrt{\frac{g}{R}}, \text{ рад/с,} \quad (3.1)$$

где m – масса шара, кг; R – внутренний радиус барабана, м.

Большой эффективностью характеризуется водопадный движения шаров. Он реализуется при большей частоте вращения барабана.

этом шары поднимаются, например, в точку A (рис. 3.3), а отрываясь от стенок, свободно падают по параболическим траекториям. Измельчение материала происходит под воздействием удара, а также, частично, раздавливания и истирания.

Для определения условия отрыва и свободного полета шара массой m его рассматривают как материальную точку, на которую действуют лишь массовые силы. Отрыв шара в точке A от стенки барабана происходит при условии $mg \cos \alpha \geq P_{и}$. Следовательно, условие отрыва и свободного падения, которое можно получить из уравнения $mg \cos \alpha \geq m\omega^2 R$, имеет вид

$$\omega \leq \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{R}}. \quad (3.2)$$

Оптимальны угол отрыва и частота вращения барабана, при которых максимальны высота падения шара и, следовательно, его кинетическая энергия в момент удара.

Траектория движения шара при свободном падении при условии, что его начальная скорость v направлена под углом α к горизонту,

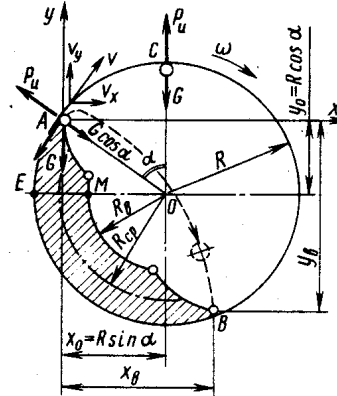


Рис. 3.3 Схема для расчета параметров шаровой барабанной мельницы

помо-
режим

При
затем,

представляет собой параболу. Она описывается следующей системой уравнений

$$x = vt \cos \alpha; \quad y = vt \sin \alpha - \frac{gt^2}{2},$$

где v – окружная скорость барабана, м/с; t – время с момента отрыва шара, с.

Подставив в эти уравнения выражение скорости $v = \omega R = R \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{R}}$ и решив их совместно, получим значение текущей координаты

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{x^2}{2R \cos^2 \alpha}.$$

Так как точка B находится на окружности барабана, уравнение которой имеет вид

$$(x - R \sin \alpha)^2 + (y + R \cos \alpha)^2 = R^2,$$

то координаты точки B находятся совместным решением двух предыдущих уравнений:

$$x_B = 4R \sin \alpha \cos^2 \alpha; \quad y_B = -4R \sin^2 \alpha \cos \alpha.$$

Максимальную высоту падения шара определяют из равенства первой производной этой функции нулю:

$$y'_B = 8R \sin \alpha \cos^2 \alpha - R \sin^3 \alpha = 4R \sin \alpha (2 \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = 0.$$

Поскольку α и R не равны нулю, то

$$2 \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = 0 \quad \text{или} \quad \operatorname{tg}^2 \alpha = 2$$

и оптимальный угол отрыва $\alpha_{\text{опт}} = 54^\circ 40'$.

Оптимальная угловая скорость барабана при $\alpha_{\text{опт}} = 54^\circ 40'$

$$\omega_{\text{опт}} = \sqrt{g \cos 54^\circ 40' / R} = 2,38 / \sqrt{R}, \quad \text{рад/с} \quad (3.3)$$

где R – в м.

Следовательно, оптимальная угловая скорость составляет, примерно, 76 % критической угловой скорости. Такое соотношение практически соответствует значениям, установленным при эксплуатации барабанных мельниц.

Для реализации водопадного режима работы мельницы шары и материал в каждом цикле необходимо поднимать по круговой траектории от точки B до точки отрыва A (рис. 3.3) и сообщать им кинети-

ческую энергию для полета по параболической траектории со скоростью v . Работа, затрачиваемая за один цикл оборота загрузки

$$A = A_1 + A_2.$$

Работа, затрачиваемая на подъем загрузки,

$$A_1 = G_3 y_B = m_3 g 4R \sin^2 \alpha \cos \alpha,$$

где m_3 – масса загрузки, кг.

Очевидно, что слои загрузки имеют различные режимы движения. Однако, при определении энергозатрат без больших погрешностей все слои загрузки, движущиеся на своих радиусах, можно заменить одним приведенным слоем, в котором считают сосредоточенной всю массу загрузки. Радиус приведенного слоя

$$R_{cp} = \sqrt{(R^2 + R_B^2)/2},$$

где R_B – расстояние от центра барабана до внутреннего слоя загрузки, м.

Барабанные мельницы имеют, обычно, коэффициент заполнения барабана $\varphi = 0,26 \dots 0,32$. При среднем значении $\varphi = 0,3$, как показывают исследования, $R_B = 0,7R$ и, следовательно, $R_{cp} = 0,86R$.

Угол, при котором происходит отрыв шаров от приведенного слоя, определяется из уравнения (3.2) при $R = R_{cp}/0,86$ и $\omega = \omega_{opt} = 2,38/\sqrt{R}$:

$$\cos \alpha_0 = R_{cp} \omega_{opt}^2 / g \approx 0,5 ;$$

$$\alpha_0 = 60^\circ .$$

Высоту подъема загрузки, сосредоточенной в приведенном слое, определяют по формуле

$$y = |y_B| = 4R \sin^2 \alpha_0 \cos \alpha_0 \approx 1,3R .$$

Следовательно, работа, затрачиваемая при одном цикле циркуляции загрузки,

$$A_1 \approx 1,3m_3 g R, \text{ Дж.}$$

Начальную скорость поднимаемых шаров можно принять равной нулю. Тогда работа, израсходованная на сообщение загрузке кинетической энергии, равна

$$A_2 = m_3 \omega_{opt}^2 R_{cp}^2 / 2 \approx 0,214m_3 g R, \text{ Дж.}$$

Суммарная работа, затраченная за один цикл,

$$A = A_1 + A_2 \approx 1,514 m_3 g R, \text{ Дж.} \quad (3.4)$$

Загрузка за один оборот барабана может совершить несколько циркуляций, число которых определяется из следующих соотношений. Через сечение EM (рис. 3.3) в единицу времени проходит загрузка объемом

$$V_3 = (R - R_b) L 2 \pi n (R - R_b) / 2 = \pi L n (R^2 - R_b^2).$$

Если число циклов циркуляции за время одного оборота равно Z , то

$$\pi L n (R^2 - R_b^2) = Z \varphi \pi R^2 L n.$$

Учитывая, что внутренний радиус загрузки $R_b = k R$, получим

$$Z = (1 - k^2) / \varphi,$$

где k – коэффициент, равный $k = R_b / R \approx 0,707$ при $\varphi = 0,3$.

В соответствии с этим число циркуляций загрузки за один оборот барабана составит $Z \approx 1,64$.

Мощность электродвигателя при КПД привода η

$$N = 0,39 m_3 R \omega g / \eta, \text{ кВт.}$$

Масса загрузки состоит из массы m_m мелющих тел и массы измельчаемого материала, которую, обычно, принимают равной 14 % массы мелющих тел. Следовательно, масса загрузки

$$m_3 = 1,14 m_m = 1,14 \pi R^2 L \rho \varphi \mu, \text{ т.}$$

где L – длина барабана, м; ρ – плотность материала мелющих тел, т/м³; μ – коэффициент неплотности загрузки (для шаров $\mu = 0,57$, для стержней $\mu = 0,78$).

Коэффициент полезного действия зависит от типа привода: при центральном приводе $\eta = 0,9 \dots 0,94$, при периферийном $\eta = 0,85 \dots 0,88$. В связи с необходимостью преодоления инерционного момента при пуске установочную мощность двигателя назначают на 10...15 % больше расчетной.

Производительность барабанных шаровых мельниц зависит от многих, часто трудно поддающихся учету, факторов. Вследствие это-

го ее рассчитывают по эмпирическим формулам применительно к определенным продуктам измельчения. Например, производительность шаровой мельницы в цементной промышленности

$$Q_m = 6,45 V_6 \sqrt{D} \left(\frac{m_m}{V_6} \right)^{0,8} k q, \text{ т/ч,}$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий тонину помола ($k = 0,6 \dots 1,0$ в зависимости от остатка на сите 008 от 2 до 10 %); $q = 0,4$ – удельная производительность измельчителя, т/(кВт·ч).

Для ориентировочных расчетов эту формулу используют и в других отраслях промышленности.

3.1.2 Расчет нагрузок на элементы барабанных измельчителей

Расчет выполняют для двух состояний мельницы: статическом и динамическом (при вращении барабана). В случае неподвижного барабана силу тяжести корпуса барабана с футеровкой G_k суммируют с силой тяжести загрузки (мельющих тел и измельчаемого материала). При этом, как было отмечено выше, $G_3 = m_3 g = 1,14 m_m g$. Равнодействующая этих сил равна $P_0 = G_k + G_3$. Интенсивность этой нагрузки при равномерном ее распределении по длине барабана равна $q_0 = P_0 / l$ (l – расстояние между опорами барабана).

Расчет опорных реакций и построение эпюр изгибающих моментов выполняют с учетом нагрузки от веса зубчатого венца и днищ, которые рассматривают как сосредоточенные силы. Кроме того, учитывают окружное усилие на венцовой шестерне, возникающее в момент пуска машины. Подвенцовую шестерню целесообразно устанавливать так, чтобы окружное усилие на венцовой шестерне было направлено вверх и разгружало опоры барабана. Окружное усилие определяют через крутящий момент на барабане $M_{кр} = N \eta / \omega$.

Расчет корпуса барабана выполняют по приведенному моменту, т.е. с учетом изгиба и кручения. Допускаемое напряжение принимают по режиму статического нагружения. При расчете момента сопротивления поперечного кольцевого сечения корпуса (без футеровки) учитывают ослабление барабана отверстиями под болты и лазы, если последние попадают в опасное сечение.

Болты фланцевых соединений рассчитывают по условию нераскрытия стыка от совместного действия изгибающего и крутящего моментов.

На корпус вращающегося барабана действует сила тяжести только части загрузки, которая вращается вместе с корпусом. Ее величину можно определить как отношение времени t_6 движения загрузки с барабаном ко времени цикла

$$m_6 = m_3 t_6 / T = 0,55 m_3.$$

Следовательно, корпусом барабана и его опорами воспринимается вес загрузки, равный

$$G_6 = m_6 g = 0,55 m_3 g = 0,627 m_m g.$$

Центробежная сила от массы загрузки, движущейся с барабаном, $P_{и} = m_6 \omega^2 R$. Учитывая, что $\omega_{опт} = 2,38 / R$, получим

$$P_{и} = 3,55 m_m = 0,362 m_m g.$$

Как было отмечено выше, корпус барабана на прочность рассчитывают от действия как равномерно распределенной нагрузки, так и действия сосредоточенных сил. Так как при вращении барабана в корпусе возникают знакопеременные напряжения и, кроме того, трудно учесть воздействие динамической ударной нагрузки на напряженное состояние корпуса, его рассчитывают по заниженным допускаемым напряжениям. Так, например, при изготовлении корпуса из стали Ст.3 принимают $[\sigma] = 36 \dots 46$ МПа.

3.1.3 Пример расчета барабанной шаровой мельницы

Задание. Рассчитать размеры барабанной шаровой мельницы, рабочую и критическую скорость вращения барабана, размеры и массу мелющих тел, а также мощность электродвигателя, приняв КПД привода равным $\eta = 0,9$.

Исходные данные для расчета: производительность $Q = 3,5$ т/ч; коэффициент заполнения $\phi = 30$ %; максимальная крупность кусков в исходном материале $d_n = 12$ мм; конечный размер частиц $d_k = 0,09$ мм; отношение длины барабана к его диаметру $z = \frac{L}{D} = 2,5$.

1 Для определения диаметра барабана воспользуемся формулой расчета производительности мельницы [15]:

В.Я. БОРЩЁВ

$$Q = K V D^{0,6}, \text{ т/ч,}$$

где K – коэффициент пропорциональности, зависящий от крупности исходного и конечного материала; V – объем барабана, м^3 ; D – внутренний диаметр барабана, м.

Коэффициент K определяется по формуле

$$K = (2,3 \cdot 10^{-3} \dots 8 \cdot 10^{-3}) d_n / d_k,$$

где d_n – средний диаметр частиц материала до измельчения, мм; d_k – средний диаметр частиц после измельчения, мм.

$$K = 5 \cdot 10^{-3} d_n / d_k = 5 \cdot 10^{-3} \frac{12}{0,09} = 0,66.$$

Тогда, принимая отношение длины барабана к его диаметру равным 2,5 (т.е. $L = 2,5D$), получим

$$Q = K V D^{0,6} = 0,66 \cdot 0,785 D^2 \cdot 2,5 D D^{0,6} = 1,3 D^{3,6}.$$

Откуда

$$D = \left(\frac{Q}{1,3} \right)^{\frac{1}{3,6}} = \left(\frac{3,5}{1,3} \right)^{0,28} = 1,32 \text{ м.}$$

Тогда длина барабана равна $L = 2,5D = 2,5 \cdot 1,32 = 3,3$ м.

2 Критическую угловую скорость барабана находим по формуле:

$$\omega_k \leq \sqrt{\frac{g}{R}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,6}} = 4,04 \text{ рад/с,}$$

где R – радиус внутренней поверхности барабана, м.

Следовательно, критическая частота вращения барабана равна

$$n_k = 30 \frac{\omega_k}{\pi} = 38,6 \text{ об/мин.}$$

3 Рабочую частоту вращения барабана принимаем равной

$$n_p = 0,75 n_k = 0,75 \cdot 38,6 \approx 29 \text{ об/мин.}$$

4 Размер шаров, загружаемых в барабан, зависит от размеров частиц измельчаемого материала и готового продукта, и может быть определен по следующему эмпирическому соотношению (формула В.А. Олевского):

$$d_{ш} = 4,8 (1g d_k) \sqrt{d_n} = 4,8 (1g 90) \sqrt{12} \approx 32 \text{ мм,}$$

где d_n – размер частиц материала до измельчения, мм; d_k – размер частиц материала после измельчения, мкм.

5 Шаровая загрузка барабанных мельниц составляет приблизительно 30 % от объема барабана, т.е. коэффициент заполнения барабана мелющими телами равен $\varphi = 0,3$. Коэффициент заполнения можно рассчитать по формуле

$$\varphi = \frac{M_{\text{ш}}}{\rho_{\text{н}} V},$$

где $M_{\text{ш}}$ – масса шаров, кг; $\rho_{\text{н}}$ – насыпная плотность шаров, $\rho_{\text{н}} = 4100$ кг/м³.

По этой формуле определим массу шаровой загрузки:

$$M_{\text{ш}} = \varphi \rho_{\text{н}} V = 0,3 \cdot 4100 \cdot 0,785 \cdot 1,32^2 \cdot 3,3 \approx 5552 \text{ кг.}$$

6 Определим параметры шаровой загрузки мельницы. Масса одного стального шара диаметром $d_{\text{ш}} = 32$ мм равна

$$m_{\text{ш}} = \frac{4}{3} \pi r_{\text{ш}}^3 \rho = \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 7800 = 0,134 \text{ кг,}$$

где $r_{\text{ш}}$ – радиус шара, м; $\rho = 7800$ кг/м³ – плотность стали.

Число шаров в загрузке составляет

$$z = \frac{M_{\text{ш}}}{m_{\text{ш}}} = \frac{5552}{0,134} \approx 41433.$$

7 Мощность электродвигателя определяем по формуле

$$N = 0,39 m_3 R \omega \frac{g}{\eta},$$

где m_3 – масса загрузки, состоящая из массы $M_{\text{ш}}$ мелющих тел и массы измельчаемого материала, которую принимают равной 14 % массы мелющих тел, следовательно

$$m_3 = 1,14 M_{\text{ш}} = 1,14 \cdot 5552 \approx 6330 \text{ кг} = 6,33 \text{ т.}$$

Масса измельчаемого материала, находящегося в мельнице, равна

$$m_{\text{и}} = 0,14 M_{\text{ш}} = 0,14 \cdot 5552 \approx 778 \text{ кг.}$$

Тогда

$$N = 0,39 m_3 R \omega \frac{g}{\eta} = 0,39 \cdot 6,33 \cdot 0,66 \cdot \frac{3,14 \cdot 29}{30} \cdot \frac{9,81}{0,9} \approx 54 \text{ кВт.}$$

Установочную мощность двигателя принимаем на 15 % больше расчетной с целью преодоления инерционного момента при пуске. Следовательно,

$$N_{\text{дв}} = 1,15 N \approx 62,5 \text{ кВт.}$$

8 В результате выполненного расчета барабанная мельница производительностью 3,5 т/ч обесфторенных фосфатов при измельчении их от начальных размеров $d_n = 12$ мм до конечных размеров $d_k = 0,09$ мм должна иметь следующую техническую характеристику: внутренний диаметр барабана $D = 1320$ мм; длина барабана $L = 3300$ мм; частота вращения барабана $n_p = 29$ об/мин; диаметр шаров $d_{ш} = 32$ мм; масса шаровой загрузки $M_{ш} = 5552$ кг; масса обесфторенных фосфатов, находящихся в мельнице $m_n = 778$ кг; мощность двигателя $N_{дв} = 62,5$ кВт.

3.2 СРЕДНЕХОДНЫЕ МЕЛЬНИЦЫ

При уменьшении размера частиц их относительная прочность повышается. Это происходит вследствие того, что уменьшается число участков с нарушенной структурой в результате предварительного измельчения. Кроме того, в зоне упругих деформаций при снятии напряжений микротрещины могут смыкаться под действием молекулярных сил.

Для повышения интенсивности измельчения материалов применяют среднеходные мельницы, имеющие скорость движения рабочих органов до 4 м/с. Данные мельницы характеризуются повышенной скоростью приложения нагрузок и частотой воздействия импульсов сил.

3.2.1 Конструкции мельниц

Валковые мельницы (рис. 3.4, а, б) состоят из вращающейся тарелки 1, привода 5, валков 2. Для обеспечения необходимого давления на материал валки установлены на осях, жестко закрепленных на рычагах 4, стягиваемых пружинами 3. При вращении тарелки валки под действием сил трения также вращаются вокруг собственных осей и перекатываются по тарелке. Материал измельчается под валками раздавливанием и истиранием.

Роликомаятниковая мельница (рис. 3.4, в) состоит из четырех роликов 7, закрепленных на маятниках, шарнирно подвешенных к центральному валу-крестовине 8. Материал измельчается между непод-

вижным кольцом 6, в желобе которого перекатываются ролики 7. Давление роликов на кольцо создается центробежными силами инерции, возникающими при вращении вокруг вертикальной оси крестовины 8 вместе с маятниковыми осями 9.

Вал-крестовина должен вращаться с такой скоростью, чтобы обеспечить возникновение центробежной силы роликов, достаточной для создания удельного усилия их прижатия к кольцу не менее $P = 0,1 \dots 0,25 \text{ МН/м}$.

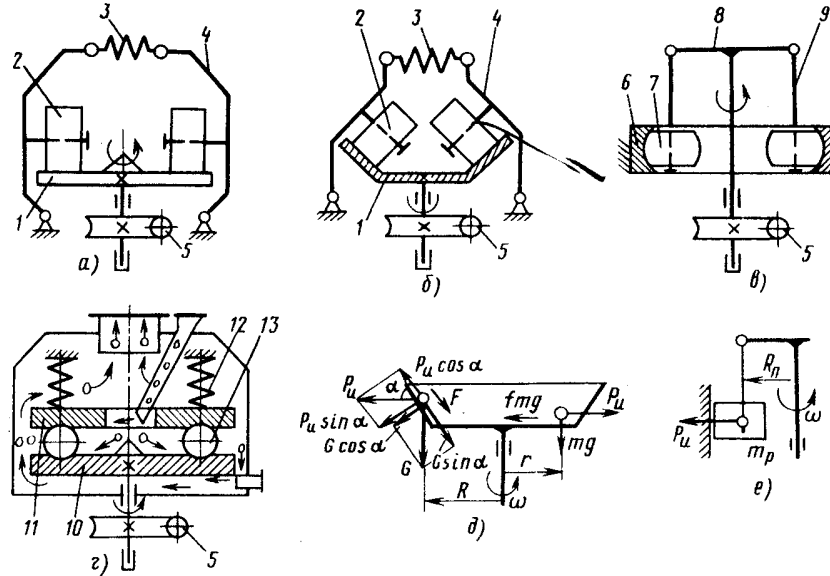


Рис. 3.4 Схемы среднеходных мельниц

Шаровая кольцевая мельница (рис. 3.4, г) состоит из поддона 10, вращающегося от привода 5. В желобе поддона размещены шары 13, прижимаемые к поддону пружинами 12 через кольцо 11. Измельчаемый материал подается на поддон, при вращении которого отбрасывается в желоб с помещенными в нем шарами, где и измельчается. Измельченный материал под действием центробежных сил выбрасывается из кольца к кожуху, из которого уносится воздушным потоком в сепаратор.

На рис. 3.5 приведена конструкция валковой мельницы, состоящей из валков 4, тарелки 2, приводимой во вращение от двигателя через редуктор 1. Валки установлены на осях, закрепленных в балансирах рычагах 5, стягиваемых пружинами 6. Исходный материал загружается через воронку на распределительный конус тарелки. При вращении тарелки материал попадает под валки, где измельчается. Измельченный материал выносится потоком воздуха, подаваемого по каналу 3, в сепаратор.

Валковые мельницы изготавливают с тарелкой диаметром 0,6...1,7 м, скорость вращения которой около 3 м/с.

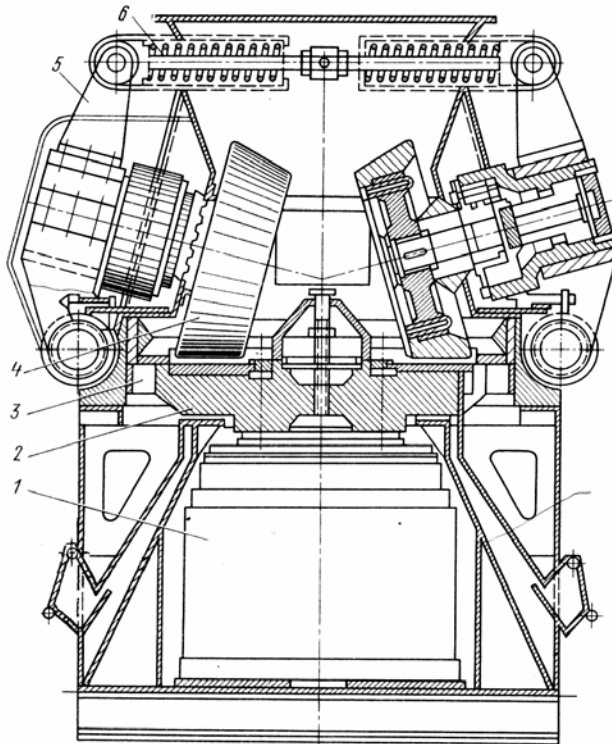


Рис. 3.5 Валковая мельница

3.2.2 Расчет параметров мельниц

Угловая скорость тарелки определяется из условия исключения выброса центробежной силой частиц материала с тарелки, т.е. центробежная сила, действующая на частицу, должна быть меньше силы

трения. Для плоских тарелок (рис. 3.4, д) это условие будет обеспечено при

$$m\omega^2 r \leq mgf, \text{ откуда } \omega \leq \sqrt{fg/R},$$

где m – масса частицы, кг; r – радиус вращения частицы, м; f – коэффициент трения.

Угловая скорость тарелки с наклонными бортами рассчитывается из условия равновесия частицы на наклонной плоскости, которое может быть записано в следующем виде:

$$f(P_{\text{ц}} \sin \alpha + G \cos \alpha) + G \sin \alpha - P_{\text{ц}} \cos \alpha = 0,$$

где $P_{\text{ц}} = m\omega^2 R$ – центробежная сила инерции, Н; G – сила тяжести частицы, Н; α – угол наклона бортов; R – соответствующий радиус расположения частицы, м.

Откуда угловая скорость тарелки с наклонными бортами

$$\omega \leq \sqrt{g(f + \operatorname{tg} \alpha) / [R(1 - f \operatorname{tg} \alpha)]}, \text{ рад/с.}$$

Мощность двигателя привода тарелки расходуется на перекачивание валков (N_1) и на преодоление трения при проскальзывании валков (N_2). Для их расчета предложены следующие формулы [4]:

$$N_1 = Pk v_0 z \cdot 10^{-3}, \text{ кВт;}$$

$$N_2 = P f v_e z \cdot 10^{-3}, \text{ кВт,}$$

где P – сила прижатия валка, Н; k – коэффициент сопротивления валка качению, $k = 0,06 \dots 0,1$; v_0 – окружная скорость тарелки на среднем радиусе дорожки катания валка, м/с; z – число валков; $v_e = \omega B / 2$ – скорость скольжения валка, м/с; B – ширина валка, м.

Эффективный помол материала может быть осуществлен только при обеспечении определенных условий. Так, линейное давление валка (ролика) должно быть $q = (0,1 \dots 0,2) \cdot 10^6$ Н/м, а соответствующая сила прижатия ролика при его ширине l равна $P = ql$. В роликотаятниковой мельнице эта сила создается центробежной силой (см. рис. 3.4, е). Угловая скорость маятниковой подвески определяется из условия равенства силы прижатия ролика центробежной силе, т.е. $ql = m_p \omega^2 R_{\text{п}}$.

Откуда угловая скорость

$$\omega = \sqrt{ql / (m_p R_{\text{п}})},$$

где m_p – масса ролика, кг; R_{Π} – расстояние между осями ролика и вертикального вала, м.

При выполнении ориентировочных расчетов производительность валковой и роликомаятниковой мельниц определяется по формуле:

$$\Pi = lh \nu \rho z / k_{\Pi}, \quad \text{кг/с,}$$

где l – ширина валка, м; h – высота слоя материала под валком ($h = 0,02 \dots 0,025$ м); ν – окружная скорость валка, м/с; ρ – насыпная плотность материала, кг/м³; z – число валков; k_{Π} – кратность циркуляции ($k_{\Pi} = 10 \dots 15$).

3.3 МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ОСОБО ТОНКОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Помол материалов может быть интенсифицирован за счет более высокой частоты воздействия рабочих органов машин на измельчаемый материал. Такие режимы измельчения реализуются в вибрационных и струйных мельницах.

3.3.1 Вибрационные мельницы

В вибрационных мельницах за счет высокочастотного воздействия удара и истирания на измельчаемый материал можно получать продукт с размерами частиц 1...5 мкм. В качестве мелющих тел используют шары, которые изготавливают из стали, твердых сплавов или фарфора.

Различают вибрационные измельчители периодического и непрерывного действия. В зависимости от способа возбуждения вибрации их делят на машины гирационного и инерционного типов.

Вибрационный измельчитель гирационного типа (рис. 3.6, а) состоит из электродвигателя 1, соединенного через муфту 2 с коленчатым валом 3, на котором эксцентрично на подшипниках закреплен корпус 4 измельчителя. Корпус установлен на пружинах 7 и заполнен шарами 5; коэффициент заполнения $\varphi = 0,8 \dots 0,9$. При вращении вала с частотой 1500...3000 об/мин корпус совершает гирационное движение. От корпуса колебания передаются шарам, которые начинают с соударения медленно циркулировать в сторону, противоположную вращению вала.

При колебаниях шаров происходят их отрывы то корпуса. Для уравновешивания центробежных сил корпуса служат противовесы б.

Наиболее широко распространены вибрационные измельчители инерционного типа (рис. 3.6, б). В них для создания вибраций используется вибровозбудитель, представляющий собой вал с дебалансной массой 8. В измельчителях инерционного типа частота вращения вала и характер движения шаров обеспечиваются такими же, как и в измельчителях гирационного типа.

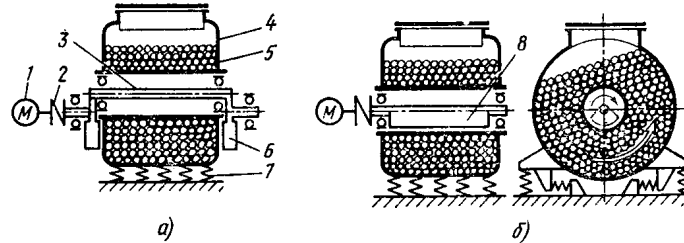


Рис. 3.6 Схемы вибрационных измельчителей

Вибрационная инерционная мельница (рис. 3.7) состоит из корпуса 1, в котором в подшипниках 3 установлен дебалансный вал 2, приводимый во вращение двигателем 4. Корпус мельницы опирается на пружины 5.

В процессе работы корпус мельницы, мелющие тела и измельчаемый материал вибрируют с высокой частотой колебаний ($1500 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}$). Вследствие этого мелющие тела (шары, стержни) интенсивно воздействуют на материал и измельчают его.

При измельчении материала в этих мельницах выделяется большое количество тепла, что может вызвать нагрев корпуса до $300 \text{ }^\circ\text{C}$. Для снижения температуры нагрева корпус мельниц изготавливается с рубашкой для охлаждения водой.

Вибрационные мельницы сухого помола, как правило, работают в замкнутом цикле с воздушным сепаратором.

Систему дифференциальных уравнений колебаний корпуса мельницы записывают при допущении, что центр масс корпуса совпадает с осью вращения дебалансного вала, а жесткости опорных устройств c_x и c_y в направлении соответствующих осей известны:

$$m_0 \ddot{x} + b_x \dot{x} + c_x x = m_d \omega^2 R \cos(\omega t);$$

$$m_0 \ddot{y} + b_y \dot{y} + c_y y = m_d \omega^2 R \sin(\omega t),$$

где m_0 – масса колеблющейся системы (включает массу корпуса, загрузки и вибратора); x и y – координаты перемещения центра масс; b_x и b_y – коэффициенты сопротивления диссипативных сил по осям; m_d – масса дебаланса вибратора; R – радиус центра масс дебаланса; t – время.

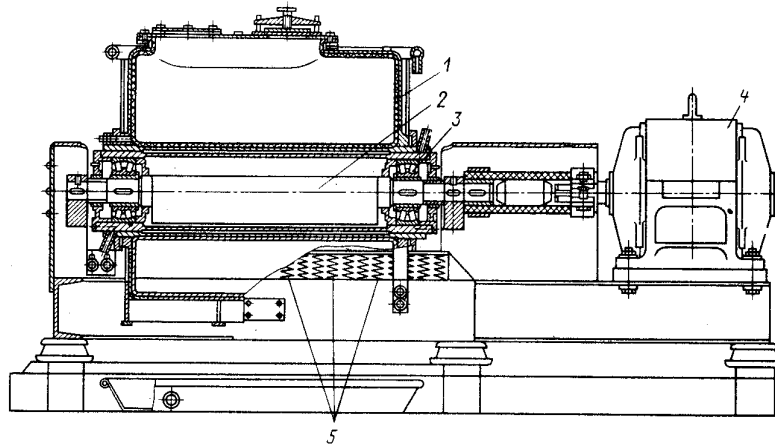


Рис. 3.7 Вибрационная инерционная мельница

Делением обеих частей исходных уравнений на m_0 получают систему линейных неоднородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{x} + \frac{b_x \dot{x}}{m_0} + \frac{c_x x}{m_0} = \frac{m_d \omega^2 R \cos(\omega t)}{m_0};$$

$$\frac{\ddot{y}}{m_0} + \frac{b_y \dot{y}}{m_0} + \frac{c_y y}{m_0} = \frac{m_d \omega^2 R \sin(\omega t)}{m_0}.$$

Установившиеся вынужденные колебания системы описываются частными интегралами исходных уравнений

$$x = x_a \cos(\omega t - \varphi_x);$$

$$y = y_a \sin(\omega t - \varphi_y), \quad (3.5)$$

где x_a и y_a – амплитудные значения перемещений; φ – угол сдвига фаз между вынужденными колебаниями и вынуждающей силой.

Дважды продифференцировав уравнения (3.5) по времени, находят

$$x_a = \frac{m_d \omega^2 R}{\sqrt{(c_x - m_0 \omega^2)^2 - b_x^2 \omega^2}} ;$$

$$y_a = \frac{m_d \omega^2 R}{\sqrt{(c_y - m_0 \omega^2)^2 - b_y^2 \omega^2}} .$$

В процессе эксплуатации вибрационных мельниц следует обеспечивать хорошие условия для их работы и упрощения виброизоляции несущих конструкций. Практически это сводится к тому, чтобы ось вращения вибратора совмещалась с центром масс, реакция опор проходила через центр масс пружин, т.е. $l_1 = l_2$ и $a = 0$, и собственные частоты всех форм колебаний были бы равны между собой, т.е. $c_x = c_y$, поскольку собственные частоты колебаний системы $\omega_0 = \sqrt{c/m_0}$.

При обеспечении этих условий траектория колебаний будет близка к круговой. Сопротивлением диссипативных сил (сопротивление воздуха и др.) для упрощения расчетов пренебрегают, т.е. принимают $b_x = b_y = 0$. С учетом того, что $c = m_0 \omega_0^2$, амплитуды колебаний равны:

$$x_a = y_a = \frac{m_d \omega^2 R}{m_0 (\omega_0^2 - \omega^2)} .$$

Для обеспечения эффективной виброизоляции несущих конструкций жесткость опорных пружин выбирают из условия $\omega_0/\omega = 1/4 \dots 1/5$, т.е. мельница должна работать в зарезонансном режиме. Как правило, частоту и амплитуду колебаний назначают из технологических соображений. Дебалансный момент вибратора рассчитывают из условия

$$M_d = m_d R = m_0 x_a .$$

Суммарная масса колеблющейся системы

$$m_0 = m_k + m_b + k_n (m_{ш} + m_m) ,$$

где m_k и m_b – масса корпуса и вибратора, соответственно; k_n – коэффициент присоединения загрузки к колебаниям ($k_n = 0,2 \dots 0,3$); $m_{ш}$ и m_m – масса мелющих тел и измельчаемого материала, соответственно.

Энергия, необходимая для поддержания колебаний в системе за время, равное периоду колебаний $T = 2\pi/\omega$,

В.Я. БОРЩЁВ

$$A = \int_0^T m_d \omega^2 R \dot{x} dt .$$

Интегрированием данного выражения получают

$$A = \pi m_d \omega^2 R x_a \sin \varphi .$$

Значение средней мощности, необходимой для поддержания колебаний, находят делением последнего выражения на период колебаний:

$$N_{\text{ср}} = m_d \omega^2 R x_a \sin \varphi / 2 .$$

Учитывая, что

$$\sin \varphi = 2 h \omega / \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 h^2 \omega^2} ,$$

получают

$$N_{\text{ср}} = \frac{m_d \omega^6 R^2 h}{m_0 \left[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 h^2 \omega^2 \right]} , \quad (3.6)$$

где $h = b/2m_0$ – коэффициент затухания колебаний.

3.3.2 Струйные мельницы

Струйные измельчители применяются для измельчения материалов средней прочности с получением частиц до 2...5 мкм.

Принцип действия струйных измельчителей основан на использовании энергии сжатого газа или пара. Энергоноситель при расширении в соплах приобретает большую скорость, достигающую иногда нескольких сотен метров в секунду. Частицы материала измельчаются вследствие соударения между собой при пересечении потоков струй, а также ударов и истирания о стенки камеры.

Одним из достоинств струйных мельниц является возможность практически полного исключения загрязнения измельчаемого материала продуктами износа.

В зависимости от вида энергоносителя различают воздушно-, газо-, и пароструйные мельницы, в которых энергоносителем является сжатый воздух, инертный газ и перегретый пар, соответственно.

По конструкции помольной камеры различают мельницы с противочной камерой (применяются для тонкого измельчения материа-

лов), с плоской и трубчатой камерой (для сверхтонкого (коллоидного) измельчения).

Мельница с противоточной камерой (рис. 3.8, а) состоит из помольной камеры 1, футерованной износостойким материалом. В камере с противоположных сторон установлены разгонные трубки 2 с размещенными

В

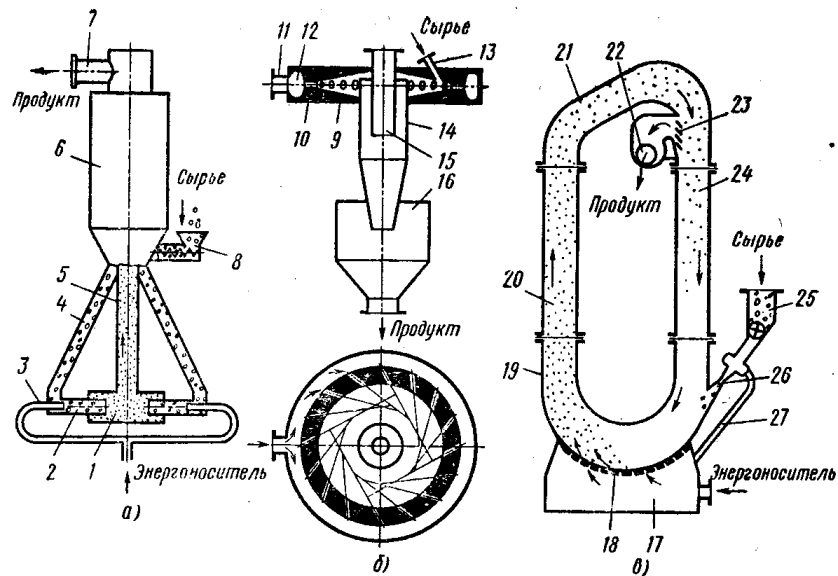


Рис. 3.8 Струйные мельницы

них соплами 3 для подачи энергоносителя. В разгонные трубки по рукавам 4 подается измельчаемый материал. Поток газа или пара материала направляется в камеру 1, в которой происходит измельчение за счет соударения частиц. Измельченный материал через трубу 5 попадает в сепаратор 6, где происходит отделение крупной фракции. Последняя возвращается на повторное измельчение, а мелкая фракция через штуцер 7 выводится из измельчителя. Питатель 8 служит для подачи исходного материала.

Измельчитель с плоской помольной камерой (рис. 3.8, б) состоит из камеры 9, коллектора 12 и циклона-сепаратора 14. Измельчаемый материал через штуцер 13 подается в камеру 9, в которую из кольце-

вого коллектора 12 через сопла 10 поступает сжатый газ или пар. При этом сопла располагаются так, чтобы струи пересекались внутри камеры. Вследствие этого частицы материала, увлекаемые струями газа, соударяются и разрушаются. При вращении пылегазовой смеси в камере более тяжелые частицы оттесняются к ее периферии, где вновь захватываются потоком энергоносителя, подаваемого через штуцер 11.

Поток газа с более мелкими частицами поступает в циклон-сепаратор 14, в котором большая часть твердой фазы отделяется от газа и попадает в сборник 16. Отработанный газ через трубу 15 направляется на окончательную очистку.

Струйная мельница с трубчатой камерой (рис. 3.8, в) состоит из двух труб 20 и 24, соединенных снизу подковообразной помольной камерой 19, а сверху – дугообразной сепарационной трубой 21. В помольную камеру снизу через два ряда сопел 18, расположенных наклонно одно к другому, из коллектора 17 подводится энергоноситель. Измельчаемый материал из воронки 25 вводится в рабочую зону эжектором 26, воздух к которому подводится через трубку 27. Частицы материала, увлекаемые пересекающимися струями энергоносителя, измельчаются в результате взаимных соударений, а также ударов о стенки и истирания. Энергоносителем частицы перемещаются вверх по трубе 20. В сепараторе за счет поворота пылегазового потока более крупные частицы отходят к периферии и с нисходящим потоком по трубе 24 возвращаются на повторное измельчение. Очищенный газ с мелкими частицами проходит через жалюзийную решетку 23 и через патрубков 22 направляется на дальнейшую очистку в фильтры. При этом из отходящего потока с помощью жалюзийной решетки удаляются более крупные частицы.

Противоточная эжекторная струйная мельница (рис. 3.9) состоит из размольной камеры 5, защищенной изнутри износостойкими элементами 8, двух расположенных друг против друга разгонных трубок 4 и 9. Материал из бункера 2 поступает в разгонные трубки 4 и 9, подхватывается сжатым воздухом, подаваемым по трубкам 3 и 10, и выносятся

в

помоль-

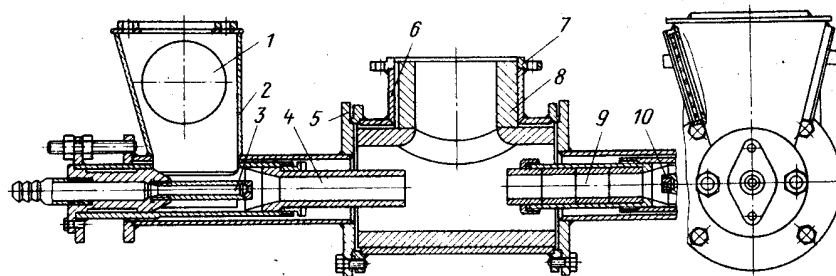


Рис. 3.9 Противоточная эжекторная струйная мельница

ную камеру 5. Измельчение материала происходит за счет соударений частиц во встречных вихревых потоках. Измельченный материал отработанным воздухом по трубе 6 выносится в сепаратор, присоединенный к фланцу 7. Люки 1 служат для ревизии состояния сопел и их регулирования.

Широкое применение струйных мельниц (при их несомненных эксплуатационных преимуществах) сдерживается относительно высоким расходом дорогостоящего энергоносителя.

Методика расчета струйных мельниц, разработанная В.И. Акуновым [16], основана на использовании экспериментальных данных, полученных на модельных установках. При этом необходимо обеспечить одинаковые условия измельчения на модельных и промышленных установках. В первую очередь должны быть постоянными (рис. 3.10):

1) расход материала на единицу площади сечения разгонных трубок

$$K_{\Gamma} = \frac{\Pi_{\text{м}}}{2(\pi d_{\Gamma}^2 / 4)} = \frac{2\Pi_{\text{м}}}{\pi d_{\Gamma}^2};$$

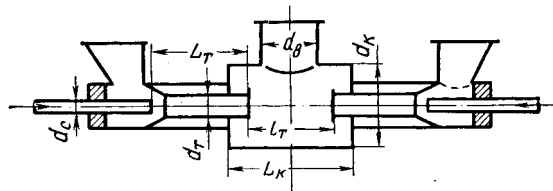


Рис. 3.10 К методике расчета противоточных струйных мельниц

2) концентрационная напряженность размольной зоны по материалу

$$K_{\Pi} = \frac{\Pi_{\text{м}}}{\frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4} l_{\text{т}}} = \frac{4 \Pi_{\text{м}}}{\pi d_{\text{т}}^2 l_{\text{т}}},$$

где $\Pi_{\text{м}}$ – производительность модельной мельницы.

По экспериментальным данным, полученным на опытной мельнице, находят постоянные величины $K_{\text{т}}$ и $K_{\text{п}}$. Затем по заданной производительности промышленной мельницы $\Pi'_{\text{м}}$ определяют:

- диаметр разгонной трубки

$$d_{\text{т}}' = \sqrt{\frac{2 \Pi'_{\text{м}}}{\pi K_{\text{т}}}},$$

- расстояние между торцами разгонных трубок

$$l_{\text{т}}' = \frac{4 \Pi'_{\text{м}}}{\pi (d_{\text{т}}')^2 K_{\Pi}}.$$

Для модельной мельницы можно записать

$$\frac{\pi d_{\text{с}}^2}{4} = \frac{G_{\text{в}} V_{\text{в}}}{3600 \omega_{\text{к}}}. \quad (3.7)$$

где $d_{\text{с}}$ – диаметр сопла модельного измельчителя; $G_{\text{в}}$ – расход энергоносителя в модельном измельчителе; $V_{\text{в}}$ – удельный объем энергоносителя;

$\omega_{\text{к}}$ – скорость энергоносителя в сопле.

Для промышленной мельницы

$$\frac{\pi (d_{\text{с}}')^2}{4} = \frac{G'_{\text{в}} V_{\text{в}}}{3600 \omega_{\text{к}}}. \quad (3.8)$$

Из уравнений (3.7) и (3.8) получают

$$\frac{(d'_c)^2}{d_c^2} = \frac{G'_B}{G_B},$$

откуда

$$d'_c = d_c \sqrt{G'_B / G_B}, \quad (3.9)$$

где d'_c – диаметр сопла промышленного измельчителя; G'_B – расход энергоносителя в промышленном измельчителе.

Делается допущение о постоянстве удельного расхода энергоносителя при измельчении материала, определяемого опытным путем, т.е.

$$\frac{G_B}{\Pi_M} = K_M = \text{const},$$

тогда

$$G'_B = K_M \Pi'_M \quad \text{и} \quad d'_c = d_c \sqrt{\Pi'_M / \Pi_M}.$$

Длина разгонной трубки L'_T определяется по значениям d'_T и d'_c из схем движения энергоносителя в разгонной трубке (рис. 3.11):

$$L'_T = l'_1 + l'_2,$$

где l'_1 – длина участка расширения струи; l'_2 – оптимальная длина участка разгона частиц.

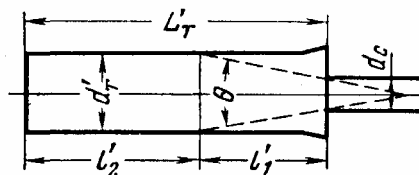


Рис. 3.11 К определению зависимости между параметрами процесса измельчения в противоточных струйных мельницах

Длина участка расширения струи

$$l'_1 = \frac{d'_T - d'_c}{2 \operatorname{tg}(\theta/2)},$$

где θ – угол расширения струи.

Значения величин l_2 и θ определяются опытным путем.

Размеры помольной камеры (диаметр d_k и длина L_k) определяются по рекомендациям в зависимости от диаметра разгонных трубок:

$$d_k = 3d_t,$$

$$L_k \approx 3d_k.$$

Нормальная работа струйных мельниц определяется обеспечением таких скоростей соударения частиц материала, при которых они будут разрушаться. В противоточном струйном измельчителе скорости движения соударяющихся частиц ω_0 равны между собой. В момент удара минимальная скорость соударения частиц равна

$$\omega_0 = \omega_y / 2,$$

где ω_y – результирующая скорость соударения двух движущихся навстречу друг другу частиц.

Для простоты дальнейших рассуждений скорость вылета частицы из разгонной трубки принимают равной ω_0 . По длине разгонной трубки выделяют два участка (рис. 3.11): участок подсоса материала l'_1 и участок разгона частиц l'_2 , на котором скорость частицы становится равной ω_0 . На частицу в разгонной трубке действует сила лобового сопротивления

$$P = c \rho S \omega_t^2, \quad (3.10)$$

где c – коэффициент лобового сопротивления; ρ – плотность энергоносителя; S – площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную к скорости невозмущенного потока (миделево сечение); ω_t – скорость невозмущенного потока, или скорость в разгонной трубке.

Под действием силы лобового давления частица равноускоренно движется в направлении ее действия. При этом

$$P = ma = (q/g)a, \quad (3.11)$$

где q – вес частицы; a – ускорение движения частицы.

При равноускоренном движении частицы ее конечная скорость $\omega_0 = a\tau$, а пройденный путь

$$l'_2 = a\tau^2 / 2.$$

Следовательно,

$$a = \omega_0^2 / (2l'_2). \quad (3.12)$$

С учетом выражений (3.10) – (3.12) получают

$$\omega_{\tau}^2 = \frac{q \omega_0^2}{2 g c \rho S l_2'} . \quad (3.13)$$

Для частиц шарообразной формы диаметром d формула (3.13) приобретает вид

$$\omega_{\tau}^2 = \frac{d \rho_{\tau} \omega_0}{3 c g \rho l_2'} , \quad (3.14)$$

где ρ_{τ} – плотность измельчаемого материала.

Из формулы (3.14) видно, что скорость энергоносителя в разгонной трубке уменьшается с увеличением его плотности и длины трубки и возрастает с увеличением плотности и прочности измельчаемого материала. Скорость энергоносителя для конкретного материала

$$\omega_{\tau} = k / \sqrt{l_2'} ,$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Скорость энергоносителя в разгонной трубке связана со скоростью истечения его из сопла соотношением

$$\frac{\omega_{\tau}}{\omega_c} = \frac{d_c^2}{d_{\tau}^2} , \quad (3.15)$$

где d_c – диаметр сопла; ω_c – скорость истечения энергоносителя из сопла.

Скорость истечения энергоносителя из сопла может быть определена по формуле

$$\omega_c = \sqrt{2gE} , \quad (3.16)$$

где E – кинетическая энергия газа.

Тогда из выражения (3.15) с учетом (3.16) получают формулу для расчета скорости энергоносителя в разгонной трубке

$$\omega_{\tau} = \frac{d_c^2}{d_{\tau}^2} \omega_c = \frac{d_c^2}{d_{\tau}^2} \sqrt{2gE} . \quad (3.17)$$

В соответствии с вышеизложенными соотношениями технологический расчет струйных измельчителей проводится в следующей последовательности [15]:

В.Я. БОРЩЁВ

1 По физико-механическим свойствам измельчаемого материала определяют скорость частиц в момент их соударения ω_0 .

2 Приняв конструктивно длину трубки l'_2 , по скорости ω_0 определяют скорость энергоносителя в ней ω_T с учетом формулы (3.17).

3 По часовому расходу энергоносителя, который равен произведению его удельного расхода на производительность измельчителя, и скорости ω_T рассчитывают диаметр разгонной трубки

$$d_T = \sqrt{\frac{V}{900 \pi \omega_T}}.$$

По известным ω_T и d_T по формуле (3.17) определяют ω_c и d_c , предварительно задавшись одной из этих величин.

4 По величине скорости истечения энергоносителя из сопла рассчитывают начальные параметры газа (давление и объем). По заданной производительности измельчителя и удельному расходу энергоносителя определяют его общий расход и расход на одно сопло:

$$V = v\Pi \quad \text{или} \quad G = v\rho\Pi,$$

где v – удельный расход энергоносителя (определяется опытным путем);

Π – производительность измельчителя; ρ – плотность энергоносителя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Материал, изложенный в учебном пособии, является одной из составных частей курса «Машин и аппаратов химических производств». Овладение данным материалом расширит знания студентов по конструктивным особенностям дробилок и мельниц, а также методикам их расчета. Дальнейшее изучение конструкций и принципа действия дробильно-размольного оборудования может осуществляться как в процессе учебных занятий, так и самостоятельно.

Оно предполагает:

1 знакомство с устройством и принципом работы дробильно-размольного оборудования в процессе выполнения лабораторного практикума [17];

2 знакомство с конструктивным оформлением различных вариантов исполнения оборудования, а также их отдельных узлов по атласу конструкций [18];

3 знакомство с основами эксплуатации дробильно-размольного оборудования на промышленных предприятиях во время прохождения конструкторско-технологической и преддипломной практик;

4 приобретение навыков проектирования дробилок и мельниц в процессе выполнения курсового и дипломного проектов.

Для проверки знаний предлагаются тестовые вопросы в соответствии с изложенным материалом учебного пособия (см. прил. 6).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А.** Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.

2 **Машины** и аппараты химических производств: Примеры и задачи: Учебное пособие для студентов вузов / И.В. Доманский, В.П. Исаков, Г.М. Островский и др.; Под общ. ред. В.Н. Соколова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. 384 с.

3 **Конструирование** и расчет машин химических производств / Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев, Э.Э. Кольман-Иванов и др. М.: Машиностроение, 1985. 408 с.

4 **Мартынов В.Д., Алешин Н.И., Морозов Б.П.** Строительные материалы и монтажное оборудование. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

5 **Клушанцев Б.В.** Расчет производительности щековых и конусных дробилок // Строительные и дорожные машины, 1977. № 6. С. 13 – 15.

6 **Исследование** нагрузок на эксцентриковый вал щековой дробилки со сложным движением подвижной щеки / А.И. Косарев, Н.С.

Овчаренко, Г.А. Сперанский, А.П. Арбузов // Тр. ВНИИстройдормаша. 1977. № 77. С. 18 – 21.

7 **Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1966. 395 с.

8 **Андреев С.Е., Петров В.А., Зверевич В.В.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра.1980. – 415 с.

9 **Барабашкин В.П.** Молотковые и роторные дробилки. М.: Недра, 1973. 114 с.

10 **Косарев А.И., Силенок Д.С.** Молотковые дробилки для промышленности строительных материалов. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1979. 40 с.

11 **Осокин В.П.** Молотковые мельницы. М.: Энергия, 1980. 176 с.

12 **Харламов С.В.** Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. Л.: Агропромиздат, 1991. 256 с.

13 **Джигурда Ю.П.** Расчет молотковых мельниц // Электрические станции. 1970. № 5. С. 17 – 21.

14 **Муйземнек Ю.А.** и др. Конусные дробилки. М.: Машиностроение. 1990. 319 с.

15 **Сиденко П.М.** Измельчение в химической промышленности. М.: Химия. 1977. 368 с.

16 **Акунов В.И.** Струйные мельницы. Элементы теории и расчета. М.: Машиностроение, 1967. 264 с.

17 **Техника** переработки сыпучих материалов: Лаб. работы / Сост.: В.Я. Борщев, В.Н. Долгунин, Г.С. Кормильцин, А.Н. Плотников. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2000. 40 с.

18 **Машины** химических производств: Атлас конструкций. Учеб. пособие для студентов вузов / Э.Э. Кольман-Иванов, Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев и др. М.: Машиностроение, 1981. 118 с.

**ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ
ПО ТЕОРИИ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ**

- 1 Процесс измельчения – это процесс ...
 - а) *уменьшения кусков твердого материала;*
 - б) *помола твердого материала;*
 - в) *уменьшения кусков твердого материала механическим воздействием.*

- 2 Основной характеристикой процесса измельчения является ...
 - а) *степень измельчения;*
 - б) *средний размер кусков материала до измельчения;*
 - в) *средний размер кусков материала после измельчения.*

- 3 Степень измельчения показывает ...
 - а) *крупность частиц исходного материала;*
 - б) *крупность частиц готового продукта;*
 - в) *отношение средних диаметров частиц материала до и после измельчения.*

- 4 Сколько стадий дробления целесообразно применить для обеспечения степени измельчения $i = 30$?
 - а) *1;*
 - б) *3;*
 - в) *10.*

- 5 Число стадий измельчения определяется требуемой ...
 - а) *степенью измельчения;*
 - б) *крупностью частиц измельчаемого материала;*
 - в) *мощностью, затрачиваемой на измельчение.*

- 6 Прочность твердых материалов оценивается пределом прочности ...

- а) *при растяжении;*
- б) *при изгибе;*
- в) *при сжатии.*

7 Способность перерабатываемого материала изнашивать рабочие органы машины называется ...

- а) *прочностью;*
- б) *хрупкостью;*
- в) *абразивностью.*

8 В машинах для измельчения НЕ применяются нагрузки ...

- а) *кручения;*
- б) *изгибающие;*
- в) *ударные.*

9 Среднее дробление мягких материалов предпочтительно осуществлять ...

- а) *раздавливанием;*
- б) *ударом;*
- в) *истиранием.*

10 Дробление твердых материалов может быть ...

- а) *только сухим;*
- б) *только мокрым;*
- в) *сухим и мокрым.*

**Тестовые вопросы
по дробилкам, РАЗРУШАЮЩИМ материал СЖАТИЕМ**

1 Преобладающим способом измельчения при работе щековой дробилки является...

- а) *раскалывание;*
- б) *истирание;*
- в) *раздавливание;*
- г) *разламывание.*

2 В чем заключается назначение маховика в щековой дробилке?

- а) *служит для уменьшения вибрации дробилки;*

- б) *обеспечивает качание подвижной щеки;*
в) *служит для выравнивания нагрузки на двигатель.*
- 3 Какое дробление реализуется в щековых дробилках?
а) *среднее и мелкое;*
б) *крупное и среднее;*
в) *крупное и мелкое.*
- 4 Какие способы измельчения реализуются в щековой дробилке со сложным движением щеки?
а) *раздавливание и истирание;*
б) *раздавливание и излом;*
в) *удар и истирание;*
г) *истирание и излом.*
- 5 Дробление вязких материалов можно осуществить в щековой дробилке...
а) *с простым движением щеки;*
б) *со сложным движением щеки;*
в) *с комбинированным движением щеки.*
- 6 Рабочим органом конусной дробилки является...
а) *два подвижных конуса;*
б) *неподвижный и подвижный конусы;*
в) *два неподвижных конуса.*
- 7 В конусных дробилках реализуется ... дробление.
а) *среднее, мелкое и тонкое;*
б) *крупное, среднее и мелкое;*
в) *крупное, мелкое и тонкое.*
- 8 В каких дробилках целесообразно измельчать материалы, склонные к налипанию?
а) *щековых;*
б) *конусных;*
в) *валковых.*
- 9 В валковых дробилках реализуется ... дробление.
а) *крупное и среднее;*

- б) *крупное и мелкое;*
- в) *среднее и мелкое.*

- 10 В валковых дробилках измельчают материалы ... прочности
- а) *высокой и средней;*
 - б) *высокой и малой;*
 - в) *средней и малой.*

ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ ПО ДРОБИЛКАМ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

- 1 Дробилки ударного действия применяются для измельчения материалов ...
- а) *средней прочности;*
 - б) *высокой прочности;*
 - в) *средней прочности и мягких.*
- 2 Какую степень измельчения, как правило, обеспечивают дробилки ударного действия?
- а) *3...5;*
 - б) *более 50;*
 - в) *15...20.*
- 3 Какие материалы НЕ целесообразно измельчать в дробилках ударного действия?
- а) *мягкие;*
 - б) *малоабразивные;*
 - в) *высокой влажности.*
- 4 В каких машинах целесообразно измельчать крупнокусковые материалы?
- а) *молотковых дробилках;*
 - б) *роторных дробилках;*
 - в) *пальцевых измельчителях.*
- 5 В каких машинах реализуется крупное, среднее и мелкое дробление?
- а) *молотковых дробилках;*
 - б) *пальцевых измельчителях;*

- в) *роторных дробилках.*
- 6 Укажите основной недостаток пальцевых измельчителей.
- а) *большие габариты;*
 - б) *повышенный износ пальцев;*
 - в) *высокие энергозатраты.*
- 7 Рабочим органом роторных дробилок является ...
- а) *жестко закрепленные била;*
 - б) *шарнирно закрепленные била;*
 - в) *диски с закрепленными на них пальцами.*
- 8 Рабочими органами дезинтеграторов являются ...
- а) *два неподвижных диска с пальцами;*
 - б) *два вращающихся диска с пальцами;*
 - в) *неподвижный и вращающийся диски с пальцами.*
- 9 В молотковых дробилках материал измельчается под действием ...
- а) *удара и истирания;*
 - б) *удара и раздавливания;*
 - в) *удара и раскалывания.*
- 10 С какой целью применяют дробилки с реверсивным вращением роторов?
- а) *удобство монтажа;*
 - б) *упрощение конструкции ротора;*
 - в) *использование обеих сторон бил без их перестановки.*

ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ ПО БАРАБАННЫМ МЕЛЬНИЦАМ

- 1 Какие способы измельчения реализуются в барабанной шаровой мельнице?
- а) *удар и излом;*
 - б) *удар и раздавливание;*
 - в) *удар, раздавливание и истирание;*
 - г) *раздавливание и истирание.*

- 2 Что является рабочим органом барабанных мельниц?
а) футерованный барабан;
б) мелющие тела;
в) барабан и мелющие тела.
- 3 Футеровка барабана предназначена для...
а) защиты стенок барабана от износа;
б) повышения прочности барабана;
в) улучшения условий измельчения.
- 4 В качестве мелющих тел в барабанных мельницах, работающих по принципу самоизмельчения, используются...
а) шары;
б) стержни;
в) цилиндры;
г) куски измельчаемого материала.
- 5 Чем определяется режим движения мелющих тел в барабане?
а) производительностью мельницы;
б) угловой скоростью барабана;
в) формой мелющих тел.
- 6 При каком режиме движения мелющих тел обеспечивается более эффективный помол материала?
а) каскадном;
б) переката;
в) водопадном.
- 7 Критическая угловая скорость барабана соответствует...
а) максимальной производительности мельницы;
б) максимальным нагрузкам на барабан;
в) движению мелющих тел вместе со стенкой барабана.
- 8 Коэффициент заполнения барабана мелющими телами характеризует...

В.Я. БОРЩЁВ

- а) *отношение объема мелющих тел к внутреннему объему барабана;*
б) *отношение насыпного объема мелющих тел к внутреннему объему барабана;*
в) *отношение объема мелющих тел к свободному объему барабана.*
- 9 Какая форма мелющих тел обеспечивает более эффективный помол?
а) *цилиндр;*
б) *шар;*
в) *тело неправильной формы.*
- 10 Оптимальная угловая скорость барабана равна...
а) $w = 0,5w_{кр}$;
б) $w = w_{кр}$;
в) $w = 0,76w_{кр}$, ($w_{кр}$ – критическая угловая скорость).

ТЕСТОВЫЕ ВОПРОСЫ

По среднеходным мельницам и мельницам для особо тонкого измельчения

- 1 Рабочим органом валковых мельниц является...
а) *вращающиеся валки и вращающаяся тарелка;*
б) *вращающиеся валки и неподвижная тарелка;*
в) *неподвижные валки и вращающаяся тарелка.*
- 2 Материал в валковых мельницах измельчается под действием...
а) *раздавливания и излома;*
б) *раздавливания и раскалывания;*
в) *раздавливания и истирания.*
- 3 Угловая скорость тарелки определяется из условия...
а) *обеспечения максимальной производительности;*

- б) *исключения выброса центробежной силой частиц материала с тарелки;*
в) *обеспечение минимальных энергозатрат.*
- 4 В вибрационных мельницах материал измельчается под воздействием...
- а) *раскалывания и истирания;*
б) *удара и истирания;*
в) *удара и раздавливания.*
- 5 В вибрационных мельницах в качестве мелющих тел, как правило, используют...
- а) *шары;*
б) *цилиндры;*
в) *стержни.*
- 6 В вибрационных мельницах процесс измельчения сопровождается...
- а) *повышенным пылением;*
б) *переизмельчением материала;*
в) *повышенным тепловыделением.*
- 7 В каком режиме должна работать вибрационная мельница в процессе эксплуатации?
- а) *дорезонансном;*
б) *зарезонансном;*
в) *резонансном.*
- 8 Какие материалы целесообразно измельчать в струйных мельницах?
- а) *высокой прочности;*
б) *склонных к налипанию;*
в) *средней прочности.*
- 9 Основным недостатком струйных мельниц является...
- а) *высокий расход энергоносителя;*
б) *повышенное пылеобразование;*
в) *низкая производительность.*

10 В струйных мельницах в качестве энергоносителя НЕ используют...

- а) инертный газ;
- б) перегретый пар;
- в) воду.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
.....	
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССАХ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ	6
1.1 ПРОЦЕССЫ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ.....	6
1.2 КЛАССИФИКАЦИЯ МАШИН ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ.....	7
.....	
1.3 ТЕОРИИ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ.....	10
2 МАШИНЫ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ	12
2.1 ДРОБИЛКИ, РАЗРУШАЮЩИЕ МАТЕРИАЛ СЖАТИЕМ..	12
2.1.1 Щековые дробилки.....	12
2.1.2 Конусные дробилки.....	15
2.1.3 Валковые дробилки.....	17
2.1.4 Бегуны.....	19
2.1.5 Расчет параметров щековых, конусных, вал-	20

	ковых дробилок и бегунов.....	
2.1.6	Расчет нагрузок, действующих на элементы дробилок.....	33
2.2	ДРОБИЛКИ УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	40
2.2.1	Особенности рабочего процесса.....	40
2.2.2	Конструкции дробилок.....	41
2.2.3	Расчет параметров дробилок ударного действия.....	43
2.2.4	Пример расчета молотковой дробилки.....	47
3	МАШИНЫ ДЛЯ ПОМОЛА МАТЕРИАЛОВ.....	51
3.1	БАРАБАННЫЕ ШАРОВЫЕ МЕЛЬНИЦЫ.....	51
3.1.1	Расчет параметров барабанных шаровых мельниц	53
3.1.2	Расчет нагрузок на элементы барабанных измельчителей.....	57
3.1.3	Пример расчета барабанной шаровой мельницы.....	58
3.2	СРЕДНЕХОДНЫЕ МЕЛЬНИЦЫ.....	61
3.2.1	Конструкции мельниц.....	61
3.2.2	Расчет параметров мельниц.....	63
3.3	МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ОСОБО ТОНКОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ....	65
3.3.1	Вибрационные мельницы.....	65

3.3.2	Струйные	мельни-	68
цы.....			
ЗАКЛЮЧЕ-			76
НИЕ.....			
СПИСОК	ЛИТЕРАТУ-		77
РЫ.....			
ПРИЛОЖЕ-			79
НИЯ.....			