

69.04
С-33

ЛЭЖЗ

САТТОРОВ З.М.

**ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ ПО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ
ОБОРУДОВАНИЮ СТРОИТЕЛЬНОЙ
ИНДУСТРИИ**



ТАШКЕНТ-2020

69.04
с-33

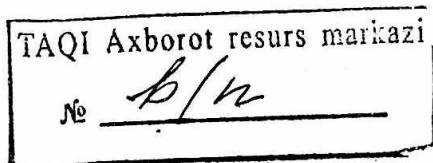
**МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬСТВО
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

САТТОРОВ З.М.

**ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ ПО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБОРУДОВАНИЮ
СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ**

*Рекомендовано научно-методическим Советом Ташкентского
архитектурно-строительного института протоколом за №4 от
14 февраля 2020 года в качестве методического пособия для
направления образования 5340500 – “Производство строительных
материалы, изделия и конструкции”.*



**Полиграфия ООО "PRINT REBEL"
ТАШКЕНТ – 2020**

УДК: 69.04/. 05(075)

ББК: 38.6-5я73

С 33

Сатторов З.М.

С 33 Практические работы по технологическому оборудованию строительной индустрии [Текст]: методическое пособие. Сатторов З.М. – Ташкент: Полиграфия ООО “PRINT REBEL”, 2020. – с. 72.

УДК: 69.04/. 05(075)

ББК: 38.6-5я73

В методическом пособии представлены практические работы по определению технических показателей и работоспособности технологического оборудования и машин для измельчения, помола, сортировки и перемешивания строительных материалов по дисциплине “Технологическое оборудование строительной индустрии”. Методическое пособие предназначено для студентов по направления образования 5340500 – “Производство строительных материалы, изделия и конструкции” в сфере образования по архитектуре и строительству. Студенты в практических работах ознакомятся с работоспособностью, строением, конструкцией, характеристиками и техническими показателями технологического оборудования и машинами применяемыми в строительной индустрии. Этим методическим пособием, также могут пользоваться инженерно-технические работники в этой области.

Рецензенты:

Касимов Э.У. - Заслуженный деятель науки Республике Узбекистана, доктор технических наук, профессор Ташкентского архитектурно-строительного института

Ризаев А.Ж. - Директор ООО “Строительное управление-33”

ISBN 978-9943-6170-3-2

© Сатторов З.М., 20

© Ташкентский архитектурно-строительный институт, 20

В целях повышения эффективности системы управления промышленностью строительных материалов, стимулирование организации углубленной переработки местного сырья, внедрение передовых технологий, диверсификация номенклатуры производимой продукции и расширение объема экспорта, привлечение в отрасль инвестиций, а также последовательной реализации задач, принятое постановление Президента Республики Узбекистан от 20 февраля 2019 года за №4198 «О мерах по коренному совершенствованию и комплексному развитию промышленности строительных материалов».

В республике осуществляется широкомасштабная работа по дальнейшему углублению структурных преобразований в промышленности строительных материалов, направленных на обеспечение устойчивых темпов роста производства и экспорта конкурентоспособной продукции, а также модернизацию, техническое и технологическое обновление предприятий.

На сегодняшний день поставлены задачи по расширению ассортимента производства востребованной качественной продукции, насыщению внутреннего рынка импортозамещающими и конкурентоспособными строительными материалами и изделиями отечественного производства, а также наращиванию экспортного потенциала отрасли.

По учебной программе предмета “Технологическое оборудование строительной индустрии”, по которой обучаются студенты направления образования 5340500 – “Производство строительных материалов, изделий и конструкция” должны ознакомиться с работаспособностями

строениями, конструкциями, характеристиками и техническими показателями технологическим оборудованием применяемыми в строительной индустрии.

При подготовке и переработки строительных материалов в строительной индустрии самое много используется от технологического оборудования так как, машины и оборудование для измельчения, помола, сортировки и перемешивания строительных материалов.

В этом методическом пособии приведены практические работы расчетов технических показателей и работоспособности этих технологических оборудований и машин.

Студент при выполнении практической работы выполняет расчет: мощности электродвигателя щековых дробилок; определение усилий, возникающих в частях щековых дробилок и расчеты на прочность; массы маховика щековых дробилок; шатуна, распорных плит, подвижная щека и эксцентриковый вал щековых дробилок; скорости вращения вала конусных дробилок; мощности электродвигателя конусных дробилок; мощности потребляемой валковыми дробилками; мощности расходуемой мельницы, болтов, соединяющих днища с фланцами корпуса трубных мельниц; цапф мельницы; мощности расходуемой барабанных грохотов; потребной мощности лопастных смесителей непрерывного действия; мощности электродвигателя бетономешалки.

Студент при выполнении практической работы расширяет и углубляет знание, умение и навыки, а также укрепляет научные основы предмета и научно подходит к решению поставленной задачи.

ГЛАВА 1

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

Расчет мощности электродвигателя щековых дробилок

Цель практическая работы: Расчет мощности электродвигателя щековых дробилок. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках щековых дробилок.

Основы расчета мощности электродвигателя щековых дробилок:

Нагрузка на электродвигатель при дробления в щековых дробилках не является величиной постоянной и зависит от усилия дробления. Усилие дробления при рабочем ходе достигает максимальной величины, а при холостом ходе равно нулю. Усилие дробления при рабочем ходе также не является постоянной величиной, а колеблется в значительных пределах в зависимости от степени заполнения (степени разрыхления) материалом рабочей камеры и неодинаковой твердости отдельных кусков исходного продукта.

В настоящее время известно несколько расчетных и эмпирических формул для определения мощности электродвигателя щековой дробилки.

Работы A определяется по формуле

$$A = \sigma_{сж}^2 V / 2E \text{ дж}, \quad (1)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности разрушаемого материала на сжатие, н/м^2 ; V – объем материала, м^3 ; E – модуль упругости разрушаемого материала, н/м^2 ;

Объем определяется по формуле (учитывая при этом степень измельчения)

$$V = \pi L / 6 \cdot (D^2 - d^2) \text{ м}^3, \quad (2)$$

где L – длина камеры дробления, м ; D – размер куска исходного продукта, м ; d – размер куска конечного продукта, м .

Потребная мощность будет равна

$$N = An / \eta \text{ вт}, \quad (3)$$

где n – число оборотов эксцентрикового вала, об/сек ; η – к. п. д. привода, $\eta = 0,85$.

Подставив значения A и V в формулу (3), получим

$$N = \sigma_{сж}^2 \pi L / 12 E \eta \cdot (D^2 - d^2) n \text{ вт}. \quad (4)$$

Мощность электродвигателей для щековых дробилок с простым движением щеки, определенные по формуле (4), сведены в табл. 1.

Величина $\sigma_{сж}$ принята равной 250 Мн/м^2 .

Таблица 1

Мощность электродвигателей, подсчитанная по формуле (4)

Модуль дробилки $B \times L, \text{ мм}$	Мощность, подсчитанная по формуле (4), <i>квт</i>	Установленная мощность электродвигателя, <i>квт</i>	Превышение расчетной мощности над фактической, <i>раз</i>
400×600	103	28	3,68
600×900	300	75	4,0
900×1200	528	100	5,28

1200×1500	945	160	5,9
1500×2100	1660	250	6,65

Предел прочности при сжатии известняков высшей крепости, базальтов и гранитов колеблется от 200 до 400 Мн/м^2 . Пределы же прочности этих материалов при изломе, растяжении и сдвиге составляют 0,0835-0,125 от предела прочности при сжатии.

В процессе разрушения куска материала на него действуют силы сжатия, и при этом возникают силы, вызывающие растяжение, излом и сдвиг. Очевидно, что результирующие силы, требуемые для разрушения куска материала, должна быть меньше силы сжатия, соответствующей максимальному пределу прочности на сжатие.

Учитывая изложенное (подтверждаемое нижеприводимыми расчетами), необходимо величину предела прочности на сжатие принимать меньшей, чем предельная (400 Мн/м^2). Как показали расчеты, эту величину для универсального привода необходимо принимать не более 250 Мн/м^2 .

По формулу (4), принимать объем измельчаемого материала исходя из размера наибольшего куска. Этот объем необходимо признать завышенным по следующим причинам:

а) Принимая число кусков, захватываемых дробилкой, равным L/D , не учитывался, что это отношение является дробным числом и что, например, у дробилки 1500×2100 мм при наибольшем размере куска, равном 1300 мм, $L/D=1,63$ и, следовательно, в приемное отверстие может поступить только один кусок размером 1300 мм. Это положение имеет место и для всех остальных моделей дробилок;

б) практически в дробилку поступает смесь кусков различного размера и, следовательно, необходимо принимать среднюю величину

куска D_{cp} . Расчеты показывают, что величина D_{cp} равняется примерно $(0,5-0,52) D_{наиб.}$

Кроме изложенного, необходимо ввести в формулу коэффициент пропорциональности (см. табл. 2), учитывающий, что с увеличением размера дробимого куска уменьшается удельный расход энергии. Это объясняется тем, что с увеличением размера куска его прочности снижается из-за трещиноватости, пористости и неоднородности. Вводя указания поправки, получим

$$N = k_{np} \sigma^2_{сж} \pi b L n / 12 E \eta \cdot (D_{cp}^2 - d^2_{cp}) \text{ вт}, \quad (5)$$

где k_{np} – коэффициент пропорциональности, учитывающий изменение прочности материала с изменением размера кусков; b – поправочный коэффициент, учитывающий, что число кусков, укладываемых по длине камеры, не должны быть дробным. Так, для дробилки размером 400×600 мм длина камеры равна 600 мм, а $D_{cp} = 0,175$ м, при этом $L/D_{cp} = 3,43$. Фактически могут уложиться три куска, следовательно,

$$b = 3 / 3,43 = 0,876.$$

Подсчет мощности электродвигателя по формуле (5) сведен в табл.

2.

Таблица 2

Мощность электродвигателей дробилок

Модуль дробилки $B \times L$, мм	Мощность установленного электродвигателя, квт	Мощность, подсчитанная по формуле (5), квт	Коэффициент пропорциональ- ности, k_{np}
400×600	28	26,8	1
600×900	75	71,6	0,92
900×1200	100	95,0	0,698

1200×1500	160	152,5	0,625
1500×2100	250	238,2	0,555

На рис. 1 представлена зависимость коэффициента пропорциональности $k_{пр}$ от размеров кусков, поступающих в дробилку.



Рисунок 1. График зависимости коэффициента пропорциональности от размеров кусков, поступающих в дробилку.

Физическая сущность процесса разрушения может быть представлена в следующем виде. Усилия сжатия, передаваемые подвижной щекой на кусок материала неправильной формы, прилагаются к выступающим частям куска. Эти участки измельчаются и обнажается контактная поверхность, пропорциональная пределу прочности на сжатие. В точках контакта возникают большие контактные напряжения, вызывающие местное разрушение камня задолго до того, как в поперечном сечении всего камня возникнут напряжения, достаточные для его разрушения. Далее, при возрастании усилий сжатия кусок материала деформируется и в нем возрастают

напряжения. Материала поглощает энергию, которая распределяется в нем в соответствии с формой и структурой кусков.

Если напряжение в какой-либо части превосходит разрушающее, то образуется трещина. Энергия объемно-напряженного состояния превращается в работу по ее расширению, трещина быстро увеличивается, и кусок раскалывается под действием растягивающих напряжений.

Перемещение энергии к краям трещины приводит к концентрации напряжений и в других местах, что сопровождается появлением новых трещин и разрывов. Возникновение первой трещины происходит в результате локального достижения предельных значений усилия сжатия или сдвига в структуре материала.

Так как предел упругости хрупкого материала практически равен его пределу прочности, то до образования первой трещины энергия, необходимая для разрушения материала, накапливается в виде энергии упругих напряжений.

Большинство горных пород при сжатии не дает остаточных деформаций. Кривая сжатия таких пород сначала плавно поднимается и, когда в материале напряжение достигает разрушающего значения, круто обрывается и падает вниз. Такие тела абсолютно упругие и для них можно применить известное выражение работы деформации

$$A = \sigma_{\text{разр}}^2 V / 2E \quad \text{дж}, \quad (6)$$

где $\sigma_{\text{разр}}$ – разрушающее напряжение при сжатии, н/м²; V – объем куска, м³; E – модуль упругости дробимого материала, н/м²;

Кроме степени измельчения $i_{\text{ср}} = D/d_{\text{ср}}$, вводит еще понятие объемной степени однократного разрушения $\alpha \equiv D^3_{\text{ср}}/d^3_{\text{ср}}$.

Полагая далее, что кусок материала разрушается в несколько приемов n , для получения из тела размером D_{cp} частиц размером d_{cp} при объемной степени однократного разрушения α устанавливаем, что:

$$D_{cp}^3 / d_{cp}^3 = i^3 = \alpha^n, \quad (7)$$

откуда

$$3 \lg i = n \lg \alpha, \quad (8)$$

или

$$n = 3 \lg i / \lg \alpha. \quad (9)$$

Поскольку при каждом приеме разрушения теоретически затрачивается одна и та же работа, а для разрушения куска размером D до размера d требуется n приемов, то, очевидно, общая работа составит

$$A = \sigma_{разр}^2 V / 2E \cdot 3 \lg i / \lg \alpha \quad \text{дж}, \quad (10)$$

где V – объем измельчаемого куска, м^3 .

Если производительность машины будет равна V_m ($\text{м}^3/\text{сек}$), то потребная для измельчения мощность составит

$$N = 3 \sigma_{разр}^2 V_m / 2 E \eta \cdot \lg i / \lg \alpha \quad \text{вт}. \quad (11)$$

Пример. Определить мощность электродвигателя для щековой дробилки с простым движением щеки размером 1500×2100 мм при разрушающее напряжение дробимого материала $\sigma_{разр} = 250 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$, производительности $400 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,111 \text{ м}^3/\text{сек}$, модуль упругости дробимого материала $E = 6,9 \cdot 10^{10} \text{ н/м}^2$, степень измельчения $i = 4,0$, объемный степень однократного разрушения $\alpha = 2$, к. п. д. привода $\eta = 0,85$:

$$N = 3 \sigma_{разр}^2 V_m / 2 E \eta \cdot \lg i / \lg \alpha = \dots \text{вт} = \dots \text{квт}.$$

В табл. 3 даны результаты подсчета мощности электродвигателя по формуле (11)

Мощность электродвигателя, подсчитанная по формуле (11)

Модуль щековой дробилки $B \times L$, мм	Мощность, подсчитанная по формуле (11), кВт	Мощность установленного электродвигателя, кВт	Рекомендуемый поправочный коэффициент, A_n	Коэффициент пропорциональности, k_{np}
400×600		28	1,25	1,0
600×900		75	0,988	0,790
900×1200		100	0,903	0,722
1200×1500		160	0,862	0,688
1500×2100		250	0,707	0,566

Таким образом, при расчетах по формуле (11) необходимо вводить поправочный коэффициент A_n , учитывающий уменьшение прочности камня с увеличением его размера и частичное расхождение между подсчитанной мощностью и установленной. Закономерность изменения величины k_{np} по табл. 3 аналогична той, которая установлена согласно табл. 2 и рис. 2.

Окончательно получаем

$$N = 3 A_n \sigma_{раз}^2 V_m / 2 E \eta \cdot \lg i / \lg a \quad \text{вт.} \quad (12)$$

Рекомендуем определять мощность электродвигателя, исходя из предположения, что камеры дробления загружена кусками материала, как показано на рис. 2. Тогда полное усилие, необходимо для разрушения кусков материала, будет равно

$$P_{\text{общ}} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad \text{н.} \quad (13)$$

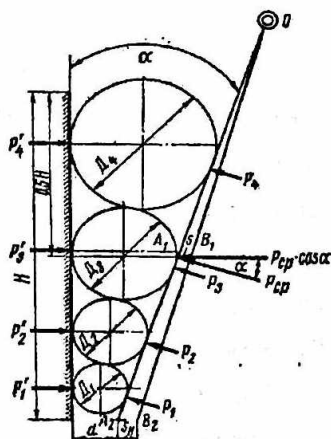


Рисунок 2. Схема к определению мощности дробилки.

Усилие P_1 , необходимо для разрушения нижнего куска, определится по формуле

$$P_1 = p n \pi D_1^2 / 4 = 0,785 p n D_1^2, \quad (14)$$

где n — число кусков, укладываемых по длине камеры; p — коэффициент пропорциональности пределу прочности дробимого материала. На основании опытных данных $p = 110 \text{ Мн/м}^2$.

Учитывая, что

$$n D_1 = L, \quad (15)$$

окончательно получим

$$P_1 = 0,785 p L D_1. \quad (16)$$

Так же определяются усилия P_2 , P_3 , и P_4 .

Согласно формула (13) и (16), получим

$$P_{\text{общ}} = 0,785 p L (D_1 + D_2 + D_3 + D_4) n. \quad (17)$$

Сумма линейных величин, заключенных в скобки, равна высоте камеры H :

$$H = D_1 + D_2 + D_3 + D_4, \quad (18)$$

и тогда

$$P_{\text{общ}} = 0,785p L H \text{ н.} \quad (19)$$

Поскольку камеры заполняется не плотным массивом, а разрыхленной массой, в формулу (19) необходимо ввести коэффициент разрыхления массы $k_{\text{разр}}$, тогда

$$P_{\text{общ}} = 0,785p k_{\text{разр}} L H \text{ н.} \quad (20)$$

где $k_{\text{разр}}$ – коэффициент разрыхления, равный 0,3.

Величину $P_{\text{общ}}$ можно также определить по формуле:

$$P_{\text{общ}} = 0,31\pi^2 \sigma_{\text{разр}} / 8 \cdot S \text{ н.} \quad (21)$$

где $\sigma_{\text{разр}}$ – предельная прочности на разрыв, н/м²; S – активная площадь дробящей плиты, м²; $S=HL$.

Подставив в уравнение (20) величины $P=110 \text{ Мн/м}^2$ и $k_{\text{разр}}=0,3$, получим

$$P_{\text{общ}} = 260 \cdot 10^4 L H \text{ н.} \quad (22)$$

Работа дробления, совершаемая за один ход подвижной щеки, будет равна

$$A = P_{\text{общ}} s_1 \text{ дж,} \quad (23)$$

где s_1 – путь, пройденный щекой в месте приложения силы.

Предполагаем, что точка приложения силы P находится на середине высоты камеры. Согласно рис. 2, из треугольников OA_1B_1 и OA_2B_2 имеем

$$s_1 = OB_1 / OB_2 \cdot s_n \text{ м,} \quad (24)$$

где s_n – ход щеки по горизонтали у разгрузочного отверстия, м.

У дробилок с простым движением щеки $s_1=(0,57 \div 0,60) s_n$, а у дробилок со сложным движением щеки $s_1=0,9s_n$. Работы дробления за один оборот эксцентрикового вала составляет

$$A = P_{\text{ср}} s_1 \text{ дж,} \quad (25)$$

где P_{cp} — среднее значение усилия дробления за один оборот эксцентрикового вала, изменяющееся от P_{max} до 0;

$$P_{cp} = P_{общ} + 0/2 = 0,5 P_{общ} \text{ н.} \quad (26)$$

Мощность электродвигателя дробилки определится по формуле

$$N = 0,5 P_{общ} s \cdot n \cos \alpha / \eta \text{ вт,} \quad (27)$$

где n — число оборотов эксцентрикового вала, *сек*; α — угол между щеками, *град*; при $\alpha=20^\circ \cos \alpha=0,94$; η — к. п. д. привода, $\eta=0,85$.

Подставив и выразив значение $P_{общ}$ из формулы (22) s_1 через s_n , окончательно получим

$$N = 735 \cdot 10^3 s_n n L H / \eta \text{ вт,} \quad (28)$$

где s_n — ход щеки у разгрузочного отверстия, *м*; n — число оборотов эксцентрикового вала, *сек*; L — длина камеры, *м*; H — высота камеры, *м*; η — к. п. д. привода, $\eta=0,85$.

Расчеты потребной мощности по формуле (21) для щековых дробилок с простым движением щеки сведены в табл. 4.

Таким образом, при расчета по формуле (28) необходимо вводить поправочный коэффициент A_n .

Сравнивая данный табл. 2 и 4, устанавливаем, что зависимость мощности электродвигателя от размеров наибольших кусков, поступающих в дробилку, имеет примерно идентичный характер, подтверждающий определенную закономерность влияния крупности дробимых кусков.

В результате рассмотрения существующих формул для определения мощности электродвигателя приходим к выводу, что пока наиболее приемлемой (до разработки новых) является формула (5), поскольку разница между мощностью установленного электродвигателя и мощностью, подсчитанной по формуле (5), является наименьшей в сопоставлении с формулами (11) и (28).

Мощность электродвигателя, подсчитанная по формуле (28)

Модуль дробления $B \times L$	Мощность, подсчитанная по формуле (28), kвт	Мощность установленного электродвигателя, kвт	Оптимальная величина хода, м	Число оборотов вала, сек	Площадь LH , м^2	Рекомендуемый поправочный коэффициент, A_n	Коэффициент пропорциональности, $k_{\text{пр}}$
400×600		28	0,015	5,0	0,51	0,845	1,0
600×900		75	0,02	4,6	1,375	0,676	0,805
900×1200		100	0,03	2,83	2,20	0,607	0,720
1200×1500		160	0,036	2,25	4,13	0,549	0,653
1500×2100		250	0,045	1,67	7,50	0,512	0,603

Для предварительных расчетов мощности для крупных дробилок можно пользоваться формулой

$$N = AB / 120 \text{ квт}, \quad (29)$$

где A – длина зева дробилки, см ; B – ширина зева дробилки, см .

Подсчеты по формуле (29) показывают, что и в этом случае необходимо вводить коэффициент пропорциональности для дробилок малых размеров. Для дробилок средних и крупных формула (29) дает удовлетворительные результаты.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

Определение усилий, возникающих в частях щековых дробилок и расчеты на прочность

Цель практическая работы: Определение усилий, возникающих в частях щековых дробилок и расчеты на прочность. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках щековых дробилок.

Основы определение усилий, возникающих в частях щековых дробилок и расчеты на прочность: В качестве исходной величины для расчета усилий, действующих в частях механизма дробилки с простым качанием щеки, примем мощность электродвигателя, определяемую по формулам (5) приведенного практического работа №1 с введением в них коэффициента пропорциональности $k_{пр}$.

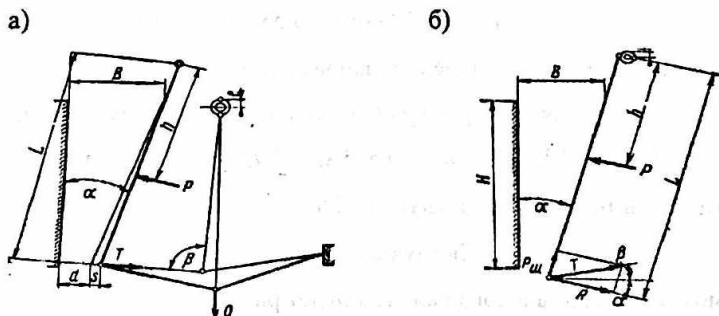


Рисунок 3. Схемы к определению усилий, возникающих в частях дробилки.

Начнем с определения усилий в шатуне (рис. 3. а). При перемещении шатуна из нижнего положения в верхнее подвижная щека

приближается к неподвижной. При этом возникает сопротивление качанию щеки (сопротивление куска раздавливанию), возрастающее от нуля до наибольшей величины. Приблизительно можно считать, что изменение сопротивления P происходит по закону прямой линии, тогда

$$A = P_{\text{наиб}} + 0 / 2 \cdot s_n \quad \text{дж}, \quad (30)$$

где A – работа, затрачиваемая на измельчение; s_n – ход подвижной щеки в месте приложения силы $P_{\text{наиб}}$.

Ранее было указано, что $s_n = (0,57 \div 0,60) s_n$, тогда

$$A = P_{\text{наиб}} / 2 \cdot (0,57 \div 0,60) s_n \quad \text{дж}, \quad (31)$$

где s_n – ход подвижной щеки у разгрузочной щеки.

Найдем величину A , зная мощность электродвигателя $N_{\text{дв}}$:

$$A = N_{\text{дв}} \cdot \eta / n \quad \text{дж}, \quad (32)$$

где η – к. п. д. дробилки, $\eta = 0,85$; n – число оборотов эксцентрикового вала, об/сек; $N_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, вт.

На основании формулы (31) получим

$$P_{\text{наиб}} = 2A \cos \alpha / 0,585 s_n \quad \text{н}, \quad (33)$$

где $0,585 s_n / \cos \alpha$ – ход щеки в направлении действия силы P .

Подставляя в формулу (33) значение A из формулы (32), найдем

$$P_{\text{наиб}} = 2 N_{\text{дв}} \cdot \eta \cos \alpha / n \cdot 0,585 s_n = 3,42 N_{\text{дв}} \cdot \eta \cos \alpha / n \cdot s_n \quad \text{н}, \quad (34)$$

где s_n – в м, а α – угол захвата, $\alpha = 20^\circ$.

Усилие $T_{\text{наиб}}$, действующее по распорной плите (см. рис. 3, а), в момент максимального нажатия будет равно

$$T_{\text{наиб}} = P_{\text{наиб}} h / \sin \beta L, \quad (35)$$

где $L = 2,7$ В (ширины загрузочного отверстия), а $H = 1,7$ В; β – угол между шатуном и распорной плитой; принимается $\beta = 80^\circ$; $\sin \beta = 0,985$, тогда

$$T_{\text{наиб}} = 0,64 \cdot P_{\text{наиб}}. \quad (36)$$

Обозначим через Q усилие, действующее в шатуне. Усилие Q , так же как и сопротивление раздавливанию P_T , будет изменяться от нуля до наибольшей величины, тогда его среднее значение Q_{cp} будет равно

$$Q_{cp} = Q_{наиб} + 0 / 2 = Q_{наиб} / 2 \text{ н. (37)}$$

Работа, совершаемая силой Q_{cp} эксцентрикового вала, будет равна

$$A = Q_{cp} \cdot 2e \text{ дж, (38)}$$

где e – эксцентриситет вала, м,

откуда

$$Q_{cp} = A / 2e \text{ н. (39)}$$

Подставляя значение A из формулы (32), получим

$$Q_{cp} = N_{дв} \cdot \eta / 2e \text{ н, (40)}$$

[в формуле (40) $N_{дв}$ в Вт, e – в м, n – в об/сек]. Величина наибольшего усилия в шатуне определится по формуле

$$Q_{наиб} = 2 Q_{cp} = N_{дв} \cdot \eta / e \text{ н. (41)}$$

Чтобы избежать поломок шатуна при попадании твердых посторонних предметов (стальные обломки буров, зубья экскаватора и т. п.), расчетную величину $Q_{наиб}$ рекомендуется принимать на 30-50% больше. В дробилках со сложным движением щеки усилия будут распределены так, как это показано на рис. 3, б.

Величина наибольшего усилия раздавливания согласно формулам (30) и (32) будет равна

$$P_{наиб} = 2 N_{дв} \cdot \eta / n s_l \text{ н, (42)}$$

где s_l – ход подвижной щеки в месте приложения силы P , принимается приближенно равным $0,5 s_n$ м (s_n – ход подвижной щеки у разгрузочной щеки):

$$P_{наиб} = N_{дв} / n s_n \cdot \eta \cos \alpha \text{ н, (43)}$$

(n – в об/сек, а s_n – в м).

По рис. 3, б при $\alpha_l = \alpha$ имеем

$$P = T \sin (\alpha + \beta) \quad \text{н,} \quad (44)$$

$$R = T \cos (\alpha + \beta) \quad \text{н,} \quad (45)$$

где β – угол между распорной плитой и горизонтальной плоскостью, $\beta = 25^\circ$.

Далее определяем

$$R_{\text{наиб}} = P_{\text{наиб}} h / L. \quad (46)$$

Подставляя в формулу (46) вместо R его значение по формуле (45), получим

$$T_{\text{наиб}} = P_{\text{наиб}} h / L \cos (\alpha + \beta) \quad \text{н.} \quad (47)$$

Пример. Определить величину усилий, действующих в частях механизма щековой дробилки с простым движением щеки размером 1500×2100 мм. Ранее было установлено, что мощность электродвигателя данной дробилки равна 250 кВт , число оборотов эксцентрикового вала $n = 1,67 \text{ об/сек}$; ход подвижной щеки у разгрузочной щеки $s_n = 0,03 \text{ м}$; угол между щеками $\alpha = 20^\circ$.

Согласно формуле (5)

$$P_{\text{наиб}} = 2 N_{\text{дв}} \eta \cos \alpha / n \cdot 0,585 s_n = 3,42 N_{\text{дв}} \eta \cos \alpha / n \cdot s_n = \dots \text{ Мн, или} \\ \dots \text{ т.}$$

Усилие в распорной плите

$$T_{\text{наиб}} = 0,64, P_{\text{наиб}} = \dots \text{ Мн} = \dots \text{ т.}$$

Усилие в шатуне

$$Q_{\text{наиб}} = 2 Q_{\text{ср}} = N_{\text{дв}} \eta / e n = \dots \text{ Мн} = \dots \text{ т.}$$

Для данной дробилки приводит следующие цифры: $P_{\text{наиб}} = \dots \text{ т}$, $Q_{\text{наиб}} = \dots \text{ т}$, т. е. весьма близкие к подсчитанным выше.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

Расчет массы маховика щековых дробилок

Цель практической работы: Расчет массы маховика щековых дробилок. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках щековых дробилок.

Основы расчета массы маховика щековых дробилок: Щековая дробилка является машиной периодического действия (половина хода рабочего, половина холостого). Во время холостого хода, когда энергия затрачивается только на преодоление вредных сопротивлений, мощность двигателя используется не полностью и, следовательно, двигатель имеет запас мощности. Для использования этой мощности дробилки снабжаются маховиками, назначение которых состоит в том, чтобы накопить кинетическую энергию во время холостого хода и отдать ее в момент рабочего хода. При этом угловая скорость изменяется с ω_{max} в начале рабочего хода до ω_{min} в конце рабочего хода. Колебания угловой скорости рабочего хода ограничиваются так называемой степенью неравномерности хода δ :

$$\delta = \omega_{max} - \omega_{min} / \omega_{cp}, \quad (48)$$

где ω_{cp} – средняя угловая скорость,

$$\omega_{cp} = \omega_{max} + \omega_{min} / 2. \quad (49)$$

Энергия, накапливаемая маховиком, определяется следующим образом:

$$\mathcal{E} = I \omega_{max}^2 / 2 - I \omega_{min}^2 / 2 = I \cdot \omega_{max}^2 - \omega_{min}^2 / 2 \quad \text{дж}, \quad (50)$$

$$\mathcal{E} = I / 2 \cdot (\omega_{max} + \omega_{min}) \cdot (\omega_{max} - \omega_{min}) \quad \text{дж}. \quad (51)$$

С учетом формул (48) и (49) получим:

$$\mathcal{E} = I \omega_{cp}^2 \delta = I (2\pi n)^2 \delta = 4 I \pi^2 n^2 \delta \quad \text{дж}, \quad (52)$$

$$I = \mathcal{E} / 4 \pi^2 n^2 \delta. \quad (53)$$

Из теоретической механики известно, что

$$I = mR^2 = mD^2/4 \text{ кгм}^2, \quad (54)$$

где I – момент инерции маховика, кгм^2 ; m – масса маховика, кг ; R – радиус маховика, м .

Из формулы (54) получим

$$mD^2 = 4 I \text{ кгм}^2. \quad (55)$$

Произведение mD^2 называется маховым моментом.

Подставляя в формулу (55) вместо I его значение из формулы (53), получим

$$mD^2 = 4 \mathcal{E} / 4 \pi^2 n^2 \delta = \mathcal{E} / \pi^2 n^2 \delta. \quad (56)$$

Величину энергии, накапливаемой маховиком $\mathcal{E}$, рекомендуется принимать равной половине работы дробления согласно формуле (50) приведенного практического опыта №1, а именно

$$\mathcal{E} = A / 2 = N_{\text{дв}} \cdot \eta / 2 n \text{ Дж}, \quad (57)$$

Подставляя найденное значение в формулу (56), получим

$$mD^2 = N_{\text{дв}} \cdot \eta / 2 \pi^2 n^2 \delta. \quad (58)$$

Для дробильных машин степень неравномерности принимают в пределах 0,01-0,03.

Пример. Определить массу маховика для дробилки, если мощность электродвигателя $N_{\text{дв}} = 75 \cdot 10^3 \text{ Вт}$, к. п. д. дробилки $\eta = 0,85$, число оборотов эксцентрикового вала $n = 4,58 \text{ об/сек}$, степень неравномерности хода $\delta = 0,02$:

$$mD^2 = N_{\text{дв}} \cdot \eta / 2 \pi^2 n^2 \delta = \dots\dots\dots \text{кгм}^2.$$

Диаметр маховика для дробилки равен 1,525 м. Масса маховика составляет

$$m = mD^2 = \dots\dots\dots \text{кг}.$$

С учетом массы ступицы $m_1 = 1,2$ и спиц масса $m = 855 \text{ кг}$.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

Расчет шатуна, распорных плит, подвижная щека и эксцентриковый вал щековых дробилок

Цель практическая работы: Расчет шатуна, распорных плит, подвижная щека и эксцентриковый вал щековых дробилок. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках щековых дробилок.

Основы расчета шатуна, распорных плит, подвижная щека и эксцентриковый вал щековых дробилок:

Расчет шатуна производится по усилию $Q_{\text{наиб}}$, определенному по формуле (41) $Q_{\text{наиб}} = 2Q_{\text{ср}} = N_{\text{дв}} \cdot \eta / \epsilon \pi$ приведенного практического работа №2. Площадь сечения F шатуна определяется из условия

$$F = Q_{\text{наиб}} / \sigma_p. \quad (59)$$

Расчет распорных плит. Наибольшую величину усилия, действующего вдоль распорной плиты, определяют по формулам (36) $T_{\text{наиб}} = 0,64 \cdot P_{\text{наиб}}$ или (47) $T_{\text{наиб}} = P_{\text{наиб}} h / L \cos(\alpha + \beta)$ приведенного практического работа №2.

В большинстве конструкций дробилок распорные плиты являются также и предохранительным устройством. В этом случае расчет ведут также по формулам (36) и (47) приведенного практического работа №2, однако при этом запас прочности принимают 1,5-2,0. В ряд конструкций распорные плиты составляют из двух частей, соединенных болтами или на заклепках. Соединение делается с таким расчетом, чтобы болты (заклепки) срезались при возникновении усилий, превышающих расчетных пределы.

Подвижная щека рассчитывается на изгиб под действием силы $P_{наиб}$ как балка на двух опорах, из которых одна опора шарнирная. Величина силы $P_{наиб}$ определяется по формулам (34) $P_{наиб} = 2 N_{дв} \eta \cos \alpha / n \cdot 0,585 s_n = 3,42 N_{дв} \eta \cos \alpha / n \cdot s_n$ и (43) $P_{наиб} = N_{дв} / n s_n \cdot \eta \cos \alpha$ приведенного практического работа №2.

Эксцентриковый вал рассчитывается на сложное сопротивление от 1) изгиба: для дробилок с простым качанием щеки под действием силы $Q_{расч}$ – формула $Q_{наиб} = 2 Q_{ср} = N_{дв} \eta / e n$, а для дробилок со сложным качанием щеки под действием силы P – формула $P = T \sin (\alpha + \beta)$ приведенного практического работа №2 и 2) кручения под действием крутящего момента, определяемого по формуле

$$M_{кр} = N / \omega \text{ нм, (60)}$$

(N – в вт).

При расчете вала необходимо также учитывать изгибающее усилие от натяжения ремней и проверить консольную часть вала, которая подвергается изгибу и кручению.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5

Расчет скорости вращения вала конусных дробилок

Цель практическая работы: Расчет скорости вращения вала конусных дробилок. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках конусных дробилок.

Основы расчета скорости вращения вала конусных дробилок:
Для дробилок длинноконусных с подвешенным валом число оборотов

вала (или дробящего конуса у дробилок эксцентриковых) определяют из условия свободного падения измельченного материала:

$$h = gt^2 / 2 ; t = \sqrt{2h / g} . \quad (61)$$

За один оборот вала образующая конуса совершает два качания (вправо и влево), откуда время, требуемое для одного качания, составит

$$t_1 = 1 / 2n = 0,5 / n \text{ сек.} \quad (62)$$

Для того чтобы условия работы были наиболее благоприятны, необходимо иметь

$$t = t_1 ; \sqrt{2h / g} = 0,5 / n \text{ сек,} \quad (63)$$

откуда

$$n = 0,5 \sqrt{g / 2h} \text{ об/сек.} \quad (64)$$

Подставляя в формулу (62) значение h по уравнению $h = 2r / \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1$ и полагая, что $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$, получим

$$n = 0,5 \sqrt{9,81 (\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1) / 2 \cdot 2r} = 0,785 \sqrt{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1 / r} , \quad (65)$$

где r — эксцентриситет, м.

Значение n , полученное по формуле (65), рекомендуется уменьшать на 5-10% с учетом торможения материала за счет трения его о стенки конусов, и тогда

$$n = 0,706 \div 0,745 \sqrt{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \beta_1 / r} . \quad (66)$$

Для определения числа оборотов вала дробилок с консольным валом рекомендуем следующую формулу:

$$n \geq 2,2 \sqrt{\sin \alpha - f \cos \alpha / l} \text{ об/сек,} \quad (67)$$

где α — можно с достаточной степенью точности принять равным наклону образующей дробящего конуса (см. к определению производительности конусных дробилок); обычно принимается равным 39-40%; f — коэффициент трения материала о поверхность конусов, равный 0,35; l — длина зоны параллельности, м.

По принятому нами условию, длина зоны параллельности l должна быть не меньше пути, который должен пройти за один оборот эксцентриковой втулки выпадающий из дробилки кусок (за одно полное качание конуса вправо и влево). Соответствующее этому циклу время будет равно

$$t = l / n. \quad (68)$$

Так, для короткоконусной дробилки размером 1200 мм число оборотов n эксцентриковой втулки равно 4,5 об/сек, тогда

$$t = l / 4,5 = 0,222 \text{ сек.}$$

За это время кусок материала, находящийся на поверхности конуса идвигающийся равномерно ускоренно, пройдет путь

$$l = at^2 / 2, \quad (69)$$

где a – ускорение;

$$a = g (\sin \alpha - f \cos \alpha) \text{ м/сек}^2, \quad (70)$$

полагая что $\alpha = 41^\circ$, $f = 0,35$ и $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$, получим

$$l = 9,81 (0,656 - 0,35 \cdot 0,754) / 2 \cdot 0,222^2 = 0,094 \text{ м.}$$

Определяя отношение величины l , найденное по формуле (69), к D_k получим

$$l / D_k = 0,094 / 1,2 = 0,0784 \approx 0,08.$$

Расчетную величину зоны параллельности для всех трех типов дробилок среднего и мелкого дробления рекомендуется принимать

$$l_{расч} = 0,08 D_k \text{ м.} \quad (71)$$

Производительность дробилки при n оборотах вала и коэффициенте разрыхления ϕ составит

$$Q_V = V \phi n = d l \pi D_k \phi n \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (72)$$

или

$$Q_{\gamma_{об}} = Q_V \gamma_{об} = \pi d l D_k \phi n \gamma_{об} \text{ кг/сек}, \quad (73)$$

где φ – коэффициент разрыхления, равный 0,25–0,6; n – число оборотов, об/сек; $\gamma_{об}$ – объемная масса, кг/м³.

Подставляя в формуле (72), (73) и (67) вместо l его выражение из формулы (71), получим

$$Q_v = \pi d \cdot 0,08 D_n^2 n \varphi n \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (74)$$

$$Q_\gamma = \pi d \cdot 0,08 D_n^2 n \varphi n \gamma_{об} \text{ кг/сек}, \quad (75)$$

$$n = 2,2 \sqrt{\sin \alpha - f \cos \alpha} / 0,08 D_n = 7,8 \sqrt{\sin \alpha - f \cos \alpha} / D_n \text{ об/сек}. \quad (76)$$

Пример. Определить производительность дробилки короткокonusного типа при диаметра выходящих кусков $d=0,003$ м, нижний диаметр дробящего конуса $D_n=1,2$ м, коэффициент разрыхления $\varphi=0,4$, коэффициент трения материала о поверхность конусов $f=0,35$, угол наклона образующей дробящего конуса $\alpha=41^\circ$, объемная масса материала $\gamma_{об}=2600$ кг/м³.

По формуле находим число оборотов дробящего вала и конического вала

$$n = 2,2 \sqrt{\sin \alpha - f \cos \alpha} / 0,08 D_n = 7,8 \sqrt{\sin \alpha - f \cos \alpha} / D_n \text{ об/сек}.$$

В этом формуле поставим соответствующие значение, и тогда

$$n = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{ об/сек}.$$

По паспорту число оборотов данной дробилки равно $\dots\dots$ об/сек.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6

Расчет мощности электродвигателя конусных дробилок

Цель практическая работы: Расчет мощности электродвигателя конусных дробилок. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках конусных дробилок.

Основы расчета мощности электродвигателя конусных дробилок:

Конусной дробилки может быть подсчитана по одной из формул.

$$N = k_{np} \sigma_{сж} \pi b L n / 12 E \eta \cdot (D_{cp}^2 - d_{cp}^2) \text{ вт}, \quad (77)$$

где k_{np} – коэффициент пропорциональности, учитывающий изменение прочности материала с изменением размера кусков; $\sigma_{сж}$ – предел прочности разрушаемого материала на сжатие, н/м^2 ; E – модуль упругости разрушаемого материала, н/м^2 ; L – длина камеры дробления, м ; n – число кусков, укладываемых по длине камеры; η – к. п. д. привода, $\eta = 0,85$; D_{cp} – средняя величина кусков, м ; d_{cp} – средние размеры частицы размеров кусков конечного продукта, м . b – поправочный коэффициент, учитывающий, что число кусков, укладываемых по длине камеры, не должно быть дробным. Так, для дробилки размером 400×600 мм длина камеры равна 600 мм, а $D_{cp} = 0,175$ м, при этом $L / D_{cp} = 3,43$. Фактически могут уложиться три куска, следовательно,

$$b = 3 / 3,43 = 0,876.$$

$$N = 3 A_n \sigma_{разр} V_m / 2 E \eta \cdot l / \lg a \text{ вт}, \quad (78)$$

где A_n – поправочный коэффициент; размером дробилки при 400×600 мм равен 1,25, 600×900 мм равен 0,988, 900×1200 мм равен 0,903, 1200×1500 мм равен 0,862, 1500×2100 мм равен 0,707; $\sigma_{разр}$ – разрушающее напряжение дробимого материала, н/м^2 ; V_m – производительность машины, $\text{м}^3/\text{сек}$; E – модуль упругости разрушаемого материала, н/м^2 ; η – к. п. д. привода, $\eta = 0,85$; l – степень измельчения; a – объемный степень однократного разрушения.

$$N = 735 \cdot 10^3 s_n n L H / \eta \text{ вт}, \quad (79)$$

где s_n – ход щеки у разгрузочного отверстия, m ; n – число оборотов эксцентрикового вала, $сек$; L – длина камеры, m ; H – высота камеры, m ; η – к. п. д. привода, $\eta = 0,85$;

Рекомендуется же вести расчет по формуле (77), дающей наиболее близкие результаты к фактическим.

В табл. 5 приводятся результаты подсчета мощности электродвигателя для конусных дробилок крупного дробления.

Таблица 5

**Мощность электродвигателя для конусных дробилок
крупного дробления**

Размер дробилок	Мощность, подсчитанная по формуле (77), <i>квт</i>	Мощность установленного электродвигателя, <i>квт</i>	Коэффициент пропорциональности, k_{np}
500/75		125,0	0,96
900/160		250,0	0,698
1200/150		—	0,625
1500/180		400,0	0,555

Изменения величин коэффициент k_{np} аналогичны ранее рассмотренным.

Формулы (77), (78) и (79) пригодны только для конусных дробилок крупного дробления. Для короткоконусных дробилок среднего и мелкого дробления они дают заниженные результаты.

Для определения равнодействующей усилий дробления рекомендуем формулу

$$R = M_2 \cdot i \cdot \eta / e \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \text{ н, (80)}$$

где R – равнодействующая усилий дробления, n ; M_s – суммарный эквивалентный момент на тихоходном валу, нм ; i – передаточное отношение зубчатой конической передачи; η – к. п. д. зубчатой передачи, эксцентрика и верхнего подвеса конуса; e – эксцентриситет в расчетном сечении, м ; α – угол опережения плоскости эксцентриситета; β – угол наклона образующей дробящего конуса.

В конусной дробилке 1500/180 при дроблении горных руд при среднем размере кусков дробимой руды, равном $0,5 \cdot D_{\text{наиб}}$, т. е. равном 600 мм, средняя величина равнодействующей получилась $R_{\text{ср}} = 300T$ при угле опережения ею плоскости эксцентриситета $\alpha = 30^\circ$.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7

Расчет мощности потребляемой валковыми дробилками

Цель практическая работы: Расчет мощности потребляемой валковыми дробилками. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках валковых дробилок.

Основы расчета мощности потребляемой валковыми дробилками:

Валковые дробилки применяются как для дробления твердых материала, так и для измельчения глиняных пластичных материалов. В основном в промышленности строительных материалов валковых дробилки применяются для измельчения пластичных глиняных материалов, осуществляя наряду с измельчением и пластицирование их.

Для определения среднее удельное давление вала вспоминаем формулу:

$$P = \sigma F \text{ н, (81)}$$

где σ – напряжение возникающие при деформации, н/м²; F – площадь поперечного сечения тела, м²;

Среднее удельное давление на валок можно определить по формуле

$$P_{cp} = k \cdot \sigma_T \cdot 2h_{н.с} / (\delta - 1) \Delta h \cdot [(h_{н.с} / h_k)^\delta - 1] \text{ н/м}^2, \text{ (82)}$$

где k – коэффициент, принимаемый равным 1,15; σ_T – предел текучести, н/м²; $h_{н.с}$ – толщина нейтрального слоя, м; δ_T – коэффициент, определяемый по соотношению

$$\delta = \mu / \operatorname{tg} \alpha / 2, \text{ (83)}$$

где μ – коэффициент трения между материалом и валком; α – угол захвата; Δh – линейное обжатие материала, м; h_k – толщина выходящей ленты материала, м;

Определим среднее удельное давление на валок в дробилке с валками диаметром 0,8 м и шириной валка 0,6 м при зазоре 0,004 м.

Величину $h_{н.с}$ можно приближенно определить по формуле

$$h_{н.с} \approx \sqrt{h_n h_k}, \text{ (84)}$$

где h_n – начальная толщина поступающего материала, равная наибольшему размеру поступающих кусков, м;

$$h_n = \Delta h + h_k,$$

$$\Delta h = 2R(1 - \cos \alpha). \text{ (85)}$$

При $\alpha = 24^\circ 20'$ и $R = 0,4$ м получим

$$\Delta h = 2 \cdot 0,4 (1 - 0,9) = 0,08 \text{ м.}$$

Согласно формулам (84) и (85), получим:

$$h_n = 0,08 + 0,004 = 0,084 \text{ м;}$$

$$h_{н.с} = \sqrt{0,084 \cdot 0,04} = 0,0183 \text{ м.}$$

По формуле (83) находим при $\mu = 0,4 \div 0,45$

$$\delta = 0,425 / 0,216 \approx 2.$$

Предел текучести для пластичных глин изменяется в зависимости от влажности их в пределах $(3+5) \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$.

Подставляя полученные значения в формулу (82), найдем

$$p_{cp} = 1,15 \cdot 4 \cdot 10^5 \cdot (2 \cdot 0,0183) / (2 - 1) \cdot 0,08 [(0,0183/0,004)^2 - 1] = 4,2 \text{ Мн/м}^2.$$

Площадь, по которой будет действовать это давление, определяется по формуле

$$F = Bl \text{ м}^2, \quad (86)$$

где B – ширина валков, м; l – длина дуги, на которой измельчается материал (см. рис. 4);

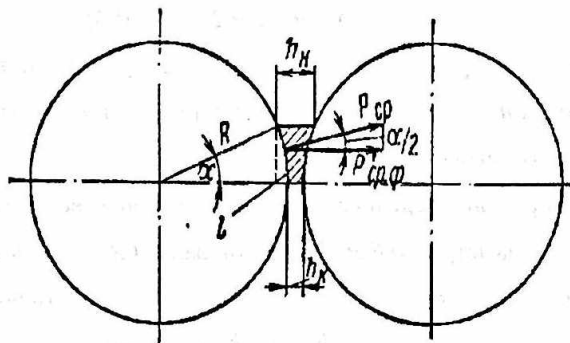


Рисунок 4. Схема к определению мощности валковой дробилки.

$$l = R\alpha, \quad (87)$$

где α выражено в радианах.

При $\alpha = 24^\circ 20'$ и $l = R \cdot 0,423$.

Подставляя значения B и l в формулу (86) найдем

$$F = 0,6 \cdot 0,4 \cdot 0,423 \approx 0,1 \text{ м}^2.$$

Окончательно получим, что

$$P_{cp} = p_{cp} F = 4,2 \cdot 10^6 \cdot 0,1 = 420000 \text{ н} = 0,42 \text{ Мн}.$$

Вводя коэффициент, учитывающий использование ширины валков и степень разрыхления материала, $k=0,6$, получим

$$P_{cp} = 0,6 \cdot 420000 = 252000 \text{ н}.$$

Проекция $P_{ср.ф}$ на горизонтальную ось, принимая приближенно, что точка приложения этой силы находится на половине длины дуги l , будет равна

$$P'_{ср. ф.} = P_{ср} \cos \alpha / 2 = 252 \cdot 10^3 \cdot 0,977 = 246000 \text{ н.}$$

Суммарный путь, который проходит точка приложения сил нажатия обоих валков на материал, есть проекции перемещения точек приложения этих сил. Считая приближенно, что точка приложения силы $P_{ср.ф}$ лежит на половине дуги l , получим величину горизонтального пути, проходимого точкой приложения этой силы, равной (для обеих сил)

$$S = 2R (1 - \cos \alpha / 2) = 2 \cdot 0,4 (1 - 0,997) = 0,0184 \text{ м.}$$

Работа, совершаемая силами $P'_{ср. ф.}$ на суммарном пути, будет равна

$$A = P'_{ср.ф.} S = 246000 \cdot 0,0184 = 4500 \text{ нм.}$$

При этом расход мощности составит

$$N_1 = An = 4500 \cdot 3,3 = 14850 \text{ вт} = 14,85 \text{ квт.}$$

где n – число оборотов валка, $n=3,3$ об/сек.

Принимаем, что глиняная масса, поступающая в валковую дробилку, движется в ней в форме ленты со скоростью, равной окружной скорости валков. Очевидно, что скорость ленты на выходе больше, чем на входе. При указанном положении имеет место скольжение глиняной массы относительно поверхности валков и, следовательно, появляется сила трения между материалом и валком.

Приближенно считаем, что

$$v_2 = v_1 \cdot h_k / h_n. \quad (88)$$

Можно доказать, что потребная мощность на преодоление трения материала о валок равна мощности, затрачиваемой на измельчение, умноженной на коэффициент трения

TAQI Axborot resurs markazi33

№

b/n

$$N_2 = fN_1 = 0,45 \cdot 14850 = 6680 \text{ вт} = 6,68 \text{ квт}.$$

Расход мощности на трение в подшипниках валков может быть определен исходя из следующего. Подшипники одного валка нагружены силами тяжести валка и суммарного давления валка на материал $P_{\text{ср.ф}}$. Для большей надежности расчета примем, что сила $P'_{\text{ср.ф}}$ направлена горизонтально. Тогда результирующая сила G будет равна

$$G = \sqrt{Q^2 + p_{\text{ср}}^2} = \sqrt{3680^2 + 246000^2} = 246020 \text{ н},$$

где Q – сила тяжести валка $Q = mg$ (масса на ускорение), н.

При массе валка, равной для рассматриваемой дробилки 375 кг, получим силу тяжести

$$Q = 375 \cdot 9,81 = 3680 \text{ н}.$$

Расход мощности на трение в подшипниках для двух валков будет равен

$$N_3 = \pi d \cdot 2fGn = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0,001 \cdot 246020 \cdot 3,3 = 510 \text{ вт} = 0,51 \text{ квт},$$

где f – приведенный к валу коэффициент трения качения, $f=0,001$; d – диаметр цапфы валка, $d=0,1$ м;

$$N_{\text{общ}} = N_1 + N_2 + N_3 = 14,85 + 6,68 + 0,51 = 22,04 \text{ квт}.$$

Передача от двигателей на шкивы валков клиноременная.

Коэффициент полезного действия клиноременной передачи $\eta=0,95$.

Тогда получим

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{общ}} / \eta = 22,04 / 0,95 = 23,2 \text{ квт}.$$

По паспорту установленная мощность $N=24 \text{ квт}$.

Мощность электродвигателя для валковой дробилки при дроблении крепких пород можно подсчитать по формуле

$$N = 3A_n \sigma_{\text{разр}}^2 V_m / 2 E \eta \cdot \lg i / \lg a \text{ вт}, \quad (89)$$

где A_n – поправочный коэффициент; $\sigma_{\text{разр}}$ – напряжение на разрыв измельчаемого материала, н/м²; V_m – производительность машины, м³/сек; E – модуль упругости измельчаемого материала, н/м²; i – степень

измельчения; a – объемный степень однократного разрушения; η – к. п. д. привода, $\eta=0,85$.

Пример. Принимаем $\sigma_{разр}=250 \cdot 10^6$ н/м², производительность машины $V_m=0,00667$ м³/сек, модуль упругости измельчаемого материала $E=6,9 \cdot 10^{10}$ н/м², степень измельчения $i=3$, объемный степень однократного разрушения $a=2$, поправочный коэффициент $A_n=1$ (учитывая малый размер поступающих кусков).

Подставив указанные значения, получим:

$$N_1 = \dots\dots \text{вт} = \dots\dots \text{квт},$$

$$N_2 = f N_1 = \dots\dots = \dots\dots \text{квт},$$

$$N_{общ} = N_1 + N_2 / \eta = \dots\dots \text{квт}, \quad (90)$$

где $\eta=0,85$ с учетом потерь в подшипниках и передачи от электродвигателя.

Мощность электродвигателя для дробилки, по параметрам которой произведен расчет, равна $\dots\dots \text{квт}$.

ГЛАВА 2

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОМОЛА

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8

Расчет мощности расходуемой мельницы

Цель практической работы: Расчет мощности расходуемой мельницы. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках шаровых мельниц.

Основы расчета мощности расходуемой мельницы: В шаровой мельнице энергия расходуется на подъем мелющих тел, сообщение им кинетической энергии и на преодоление вредных сопротивлений, которые будем учитывать коэффициентом полезного действия мельницы.

Работа A , необходимая для подъема шаров (цильпебса) на определенную высоту, начиная с которой они движутся по параболической траектории, будет равна

$$A_1 = GY_B \text{ дж}, \quad (91)$$

где G – сила тяжести шаров, H ; Y_B – высота подъема шаров от точки отрыва до точки падения, m .

Работа, потребная для сообщения шарам кинетической энергии, равна

$$A_2 = mv^2_0 / 2 = Gv^2_0 / 2g \text{ дж}, \quad (92)$$

где v_0 – скорость движения шаров редуцированного (фиктивного) слоя на круговой траектории, $m/сек$; m – масса шаров, $кг$.

Высота подъема шаров редуцированного слоя подсчитывается по формуле:

$$Y_B = -4R_0 \sin^2 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \text{ м,}$$

где R_0 – радиус инерции [на основе формуле $R_0 = R \cdot \sqrt{1 - k^2/2} = 0,866 R$], α_0 – угол отрыва шаров для редуцированного слоя.

Знак минус в дальнейшем отбрасываем, так как он указывает на направление ординаты.

Величина R_0 согласно выше указанной формуле равна $0,866 R$.

Величина Y_B для угла отрыва шаров редуцированного слоя, равного, как было подсчитано ранее, 60° составит

$$Y_B = 4R_0 \sin^2 \alpha_0 \cos \alpha_0 = 4 \cdot 0,866 R \cdot 0,866^2 \cdot 0,5 = 1,3 R \text{ . (93)}$$

Следовательно,

$$A_1 = 1,3 GR \text{ нм, (94)}$$

Заменяя в формуле (92) v_0 через $2\pi R n$, через R_0 и n через $0,378/\sqrt{R}$, получим

$$A_1 = mv_0^2 / 2 = G v_0^2 / g \cdot 2 \text{ дж,}$$

$$A_2 = G 4\pi^2 \cdot 0,866^2 R^2 \cdot 0,378^2 / g \cdot 2 (\sqrt{R})^2 = 0,214 GR \text{ дж, (95)}$$

Общая величина работы за один цикл будет равна

$$A_1 + A_2 = 1,3 GR + 0,214 GR = 1,514 GR \text{ дж, (96)}$$

За один полный оборот мельницы при определенном ранее числе циклов $1,644$ [на основу формулу $\zeta_0 = 1/n : 0,608/n = 1,644$] получим

$$A_{\text{общ}} = 1,514 GR \cdot 1,644 = 2,49 GR \text{ дж. (97)}$$

Расход мощности составит

$$N_1 = A n / \eta = 2,49 GR n / \eta \text{ вт, (98)}$$

где G – сила тяжести мелющих тел, n ; R – внутренний радиус барабана, м ; n – число оборотов барабана, об/сек ; η – к. п. д. привода; $\eta = 0,9 - 0,94$.

Учитывая, что сила тяжести размалываемого материала составляет 14% от силы тяжести мелющих тел, окончательно получим

$$N = 2,49 \cdot 1,14 GRn / \eta = 2,83 GRn / \eta \text{ вт.} \quad (99)$$

Для дальнейших расчетов нам необходимо преобразовать формулу (98), выразив G в m , а n – об/сек. После соответствующих подсчетов получим

$$N = 0,462 GRn / \eta \text{ квт,} \quad (100)$$

Формула (100) была выведена при величине коэффициента заполнения $\varphi=0,3$, практически принятой для подавляющего большинства мельниц, установленных на цементных заводах, и при скорости, составляющей 75,8% от критической ψ .

Определяя расход мощности по той же принципиальной схеме, которая была рассмотрена выше, но по несколько иной методике, приводится нижеследующую формулу:

$$N = 0,5 \cdot g \cdot \varphi \cdot \sqrt{d} \cdot [9 \cdot (1 - k^4) - 1,75 (1 - k^6)] \text{ л. с.} \quad (101)$$

В табл. 6 приводятся значения $1 - k^4$ и $1 - k^6$ при различной степени заполнения мельницы φ .

Таблица 6

Показатели	Значения к $1 - k^4$ и $1 - k^6$				
	$\varphi=0,2$	$\varphi=0,25$	$\varphi=0,30$	$\varphi=0,35$	$\varphi=0,40$
k	0,834	0,771	0,707	0,620	0,524
$1 - k^4$	0,517	0,643	0,750	0,853	0,925
$1 - k^6$	0,664	0,790	0,875	0,994	0,980

В формуле (101) скорость вращения барабана принята равной $\psi=75,8\%$ от критической.

Преобразуем формулу (101), подставив значения $1 - k^4$ и $1 - k^6$ по табл. и $\varphi=0,3$, получим

$$N = 12,3 \cdot G \sqrt{R} \text{ л. с.} = 9,05 G \sqrt{R} \text{ квт.} \quad (102)$$

Умножим и разделим на n (об/сек), подставив при этом в знаменателе вместо n его значение, т. е. $22,7\sqrt{R}$, окончательно получим

$$N = 0,4 \cdot GRn \text{ квт.} \quad (103)$$

Отметим, что при выводе формулы (101) не учитывал массы размалываемого материала.

С учетом же указанной массы получим

$$N = 0,456 \cdot GRn \text{ квт.} \quad (104)$$

Для расчета мощности рекомендует формулу в общем виде при различных φ и ψ :

$$N = 3,46Ц \cdot G/\varphi \cdot \sqrt{D} \cdot \psi [9/4 \cdot \psi^2(1-k^4) - 4/3 \cdot \psi^6(1-k^6)] \text{ квт.} \quad (105)$$

В данной формуле G – в m , а D – в m .

По формуле (105) получим при $\varphi=0,3$, $\psi=0,758$, подставив значения $1-k^4$ и $1-k^6$ по табл. 6,

$$N = 6,58G \cdot \sqrt{D} \text{ квт.} \quad (106)$$

Вводя в формуле (106) величину $n=32\sqrt{D}$ об/мин и заменяя D через $2R$, окончательно получим

$$N = 6,58G \cdot \sqrt{D} n \sqrt{D} / 32 = 0,41 GRn \text{ квт.} \quad (107)$$

С учетом же массы размалываемого материала будем иметь

$$N = 0,467 GRn \text{ квт.} \quad (108)$$

Сравнивая формулы (100), (104), (108), устанавливаем, что при $\varphi=0,3$ и $\psi=0,758$ все они идентичны.

При расчете мощности, потребляемой мельницами, работающими в промышленности стройматериалов, необходимо пользоваться формулой (99). При расчете мощности для мельниц, у которых $\varphi \neq 0,3$, рекомендуется формула (101). При $\varphi \neq 0,3$ и $\psi \neq 0,758$ применяется формула (105).

При выводе формул для определения мощности, затрачиваемой на работу барабанной мельницы, не учитывалось скольжения мелющих тел

и материала относительно внутренней поверхности барабана. Между тем практика работы барабанных мельниц на цементных заводах показывает, что износ футеровки достигает величины в 1 кг/т готового цемента и более. Износ футеровки является доказательством наличия скольжения всей загрузки относительно поверхности барабана.

Для выяснения влияния скольжения на мощность, потребную для работы мельницы, рассмотрим действующие силы, принимая, что футеровка гладкая.

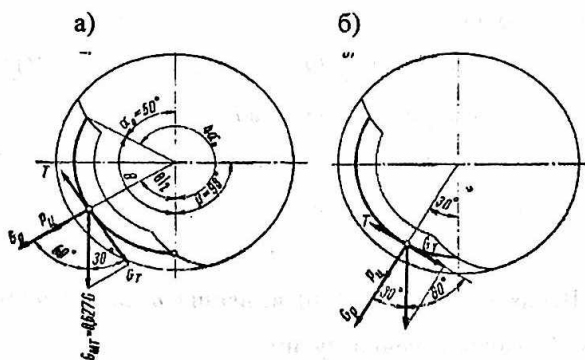


Рисунок 5. Схема к определению влияния скольжения на мощность мельницы.

На внутреннюю поверхность барабана действуют силы нормального давления, вызываемые центробежной силой P_n и радиальной составляющей силы тяжести загрузки G_p (рис. 5). Эти силы, умноженные на коэффициент трения загрузки μ поверхность барабана, создают силу трения T , стремящуюся удержать загрузку от скольжения.

Тангенциальная составляющая силы тяжести G_t стремится повернуть загрузку в сторону, противоположную направлению вращения.

Центробежная сила P_u , возникающая от мелющих тел и материала, находящихся на круговой траектории, будет равна

$$P_u = mv_0^2 / R_0 \text{ н, (109)}$$

где m — масса мелющих тел, кг; v_0 — окружная скорость фиктивного (редуцированного) слоя, м/сек; R_0 — радиус дуги фиктивного слоя; согласно формуле $R_0 = 0,866 R \text{ м}$;

$$v_0 = 2\pi R_0 n \text{ м/сек,}$$

где n — число оборотов барабана, об/сек;

$$\begin{aligned} P_u &= 0,55 \cdot (G + 0,14G) v_0^2 / g R_0 = 0,627 G \cdot 4\pi^2 R_0^2 \cdot 0,378^2 / g R_0 (\sqrt{R_0})^2 = \\ &= 0,356 G \text{ н, (110)} \end{aligned}$$

где $0,627 G$ — сила тяжести мелющих тел и материала, находящихся на круговой траектории, н.

Направление центробежной силы P_u находим исходя из следующего (при коэффициенте заполнения $\varphi = 0,3$). В соответствии с формулой $\cos \alpha \geq v^2 / gR$ и $4\pi^2 R^2 n^2 / gR \leq \cos \alpha$ находим, что угол отрыва α_0 для шаров фиктивного слоя равен 60° , а угол падения $\beta = 90^\circ$ [по формулу $\beta = 3\alpha - 90$].

По рис. 5, α находим, что центробежная сила инерции направлена под углом $\Theta/2 = 60^\circ$ к вертикальной оси:

$$\Theta = 360 - 4\alpha_0 = 120^\circ; \quad \Theta/2 = 60^\circ \quad (111)$$

Радиальная составляющая силы тяжести будет равна

$$G_P = 0,627 G \cdot \cos 60^\circ = 0,312 G \text{ н, (112)}$$

Тангенциальная составляющая силы тяжести

$$G_T = 0,627 G \cdot \cos 30^\circ = 0,545 G \text{ н, (113)}$$

Сила трения будет равна (при $f = 0,35$)

$$T_{60} = (0,312 G + 0,356 G) f = 0,234 G \text{ н, (14)}$$

где f — коэффициент трения между загрузкой и внутренней поверхностью барабана. Коэффициент f находится в пределах $0,30 \div 0,35$ (при гладкой футеровке).

Очевидно, что при найденных величинах G_T и T_{60} загрузка при гладкой футеровке должна скользить в направлении, противоположном вращению барабана.

Рассмотрим случай, когда центробежная сила $P_{\text{ц}}$ будем направлена под углом 30° по отношению к вертикальной оси (рис. 5, б).

В этом случае

$$P_{\text{ц}} = 0,356 m G, \quad (115)$$

где m — коэффициент, учитывающий, какая доля общей загрузки участвует в создании центробежной силы и силы тяжести:

$$G_p = m \cdot 0,627 G \cdot \cos 30^\circ = 0,545 m G \text{ н}, \quad (116)$$

$$G_T = m \cdot 0,627 G \cdot \cos 60^\circ = 0,13 m G \text{ н}, \quad (117)$$

Сила трения в рассматриваемом случае будет равна

$$T_{30} = (0,356 m G + 0,545 m G) f = 0,303 m G \text{ н}. \quad (118)$$

Следовательно, и в этом случае сила трения меньше тангенциальной составляющей силы тяжести.

На основании изложенного видно, что при коэффициенте заполнения $\varphi=0,30$ при гладкой футеровке будет иметь место скольжение загрузки относительно поверхности барабана.

Рассмотрим случай, когда коэффициент заполнения барабана равен $\varphi=0,4$ и $\psi=0,758$. Повторя приведенные выше расчеты, приходим к выводу, что и в этом случае положение не изменится, т. е. будет иметь место скольжение загрузки при гладкой футеровке.

Очевидно, что с увеличением величины ψ возрастает центробежная сила инерции. Принимая, например, $\psi=0,90$, будет иметь согласно формулам $n = \psi n_{\text{ф}}$ и $n_{\text{ф}} = 0,5 / \sqrt{R}$.

$$n = \psi n_{кр} = 0,90 \cdot 0,5 / \sqrt{R_0} = 0,450 / \sqrt{R_0} . \quad (119)$$

Подставив в формулу (110) вместо $0,378/\sqrt{R_0}$ величину n , найденную по формуле (119): $n=0,45/\sqrt{R_0}$, получим

$$P_{\psi} = 0,505G \text{ н.} \quad (120)$$

Сила трения при угле между направлением центробежной силы и вертикалью, равном 60° , будем

$$T_{60} = (G_P + P_{\psi})f = (0,312 + 0,505) Gf = 0,257G \text{ н,} \quad (121)$$

$$G_T = 0,54G \text{ н.}$$

При угле в 30° будем иметь:

$$T_{30} = (0,54 + 0,505) Gf = 0,314G \text{ н,} \quad (122)$$

$$G_T = 0,312G \text{ н.} \quad (123)$$

Таким образом, в зоне угла в 30° , где согласно формуле (123) $G_m=0,312 G$, скольжение загрузки прекратится, и загрузка, начиная с этого участка, будем подпирать предшествующую.

Учитывая, что в промышленности стройматериалов, в частности в цементной, величина ψ принимается равной $0,758$, имеет место скольжение загрузки. При работе барабанных мельниц при гладкой футеровке как внешнего слоя, так и последующих возникает вращение шаров вокруг геометрической оси их.

При фасонной бронефутеровке, например каблукowej, связь между загрузкой и броней характеризоваться уже не коэффициентом трения f , а коэффициентом сцепления ρ , который по величине, естественно, больше f .

Считаем, что в такой динамической машине, как мельница, величина ρ должна быть больше $0,55$, с тем чтобы избежать скольжения. Коэффициент сцепления ρ можно существенно изменять, применяя различные формы брони.

В общем виде для предупреждения скольжения загрузки должно быть выполнено следующее условие (считая последовательно по зонам):

$$f(N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_n) > G_{T1} + G_{T2} + G_{T3} + \dots + G_{Tn}, \quad (124)$$

где N_1, N_2, N_3 и т. д. равны соответственно $G_p + P_{\text{и}}$ (см. рис. 5).

Подъем мелющих тел в мельнице с гладкой футеровкой из-за малого сцепления загрузки с последней происходит при повышенном скольжении. Величине скольжения пропорциональны потери мощности привода.

Таким образом, необходимо в мельницах применять фасонные футеровки с профилем, обеспечивающим достаточное сцепление с загрузкой при оптимальном числе оборотов барабана.

Исследование влияния профиля футеровок на их износостойкость и эффективность процесса измельчения материалов в шаровых мельницах приводит к выводу:

- 1) при различных числах оборотов наименьшее скольжение загрузки имеет место при клинчатой футеровке;
- 2) с увеличением размера шаров скольжение их возрастает;
- 3) увеличение степени заполнения загрузкой барабана мельницы уменьшает скольжение;
- 4) при мокром помоле скольжение значительно увеличивается, особенно для футеровок с гладкой поверхностью.

Пример. Определить мощность электродвигателя для трубной мельницы размером $D \times L = 3,2 \times 15$ м при коэффициенте загрузки $\varphi = 0,3$ и скорости вращения барабана принята равной $\psi = 0,758$.

Внутренний диаметр футерованной мельницы обычно принимается равным

$$D_{\text{вн}} = (0,94 \div 0,95) D = 3,0 \text{ м},$$

где $D_{\text{ен}}$ – диаметр мельницы «в свету».

Массу мелющих тел определим по формуле $m = 4150 R^2 L$:

$$m = 4150 R^2 L = \dots\dots\dots \text{ т.}$$

Сила тяжести загрузки будем равна

$$G = mg = \dots\dots\dots \text{ н,}$$

Определим число оборотов барабана при гладкой футеровке по формуле $n_{\text{глад}} = 0,378 / \sqrt{R} = 0,534 / \sqrt{D} \text{ об/сек} = 32,4 / \sqrt{D} \text{ об/мин.}$

$$n = 0,378 / \sqrt{R} = \dots\dots\dots \text{ об/сек.}$$

Мощность электродвигателя при гладкой футеровке определим по формуле $N = 2,49 \cdot 1,14 GRn / \eta = 2,83 GRn / \eta \text{ ат:}$

$$N = 2,83 \cdot 2,83 GRn / \eta = \dots\dots\dots \text{ вт} = \dots\dots\dots \text{ кВт.}$$

где G – сила тяжести мелющих тел, н; R – внутренний радиус барабана, м; n – число оборотов барабана, об/сек; η – к. п. д. привода; $\eta = 0,9 - 0,94$.

При каблуковой футеровке число рабочей оборотов барабана мельницы n согласно формуле $n_{\text{раб}} = 0,33 / \sqrt{R} \text{ об/сек}$, равно

$$n_{\text{раб}} = 0,33 / \sqrt{R} = \dots\dots\dots \text{ об/сек}$$

и тогда мощность электродвигателя получится равной $\dots\dots\dots \text{ кВт.}$

Расход мощности на работу вентиляторов, сепараторов и элеваторов составляет примерно 10-12% от мощности, расходуемой мельницей.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9

Расчет болтов, соединяющих днища с фланцами корпуса трубных мельниц

Цель практическая работы: Расчет болтов, соединяющих днища с фланцами корпуса трубных мельниц. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках трубных мельниц.

Основы расчета болтов, соединяющих днища с фланцами корпуса трубных мельниц: Наиболее нагружены болты со стороны приводного устройства. Соединение с болтами выполнено «под развертку» с предварительной затяжкой их. Болты работают на срез и растяжение.

Срез болтов происходит под действием равнодействующей P_p веса вращающихся частей мельницы и центробежной силы инерции, а также окружного усилия, создаваемого крутящим моментом, который передается от двигателя. Момент трения, вызванный затяжкой болтов, как правило, в расчет не принимается.

Равнодействующая P_p определяется по методике, изложенной также при расчете барабана мельницы. Окружное усилие $P_{окр}$, приложенное по окружности, проходящей через центры болтов, направлено по касательной к этой окружности:

$$P_{окр} = M_{кр} / R_б = N / 2\pi n R_б \quad (125)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, *нм*; $R_б$ – радиус окружности центров болтов, *н*; N – мощность двигателя с учетом к. п. д. передачи, *вт*; n – число оборотов мельницы, *об/сек*.

Суммарная сила среза будет равна

$$P_{сум} = P_p + P_{окр} \quad \text{н.} \quad (126)$$

Величина напряжения в болтах под действием суммарной силы среза составит

$$\tau_{cp} = P_{сум} / mF \text{ н/м}^2, \quad (127)$$

где τ_{cp} — напряжение среза, н/м²; m — число болтов, плотно пригнанных к развернутым отверстиям; F — сечения болта, м².

Допускаемое напряжение среза принимается равным

$$\tau_{cp} = (0,2-0,3) \sigma_T \text{ н/м}^2, \quad (128)$$

где σ_T — предел текучести, для стали Ст. 3 $\sigma_T = 240 \text{ Мн/м}^2$.

Усилие, вызывающее растяжение болтов, возникает от действия изгибающего момента и силы затяжки болтов (рис. 6).

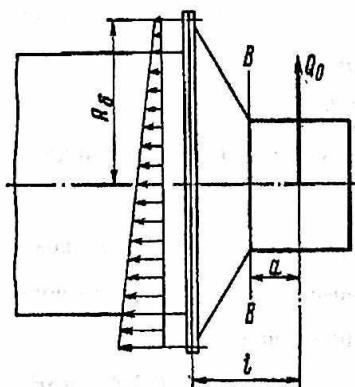


Рисунок 6. Схема к расчету болтов, соединяющих днища с фланцами корпуса.

Растягивающее усилие Q от действия изгибающего момента будет равно

$$Q = M_{изг} / 0,75mR_б = Q_0 l / 0,75mR_б \text{ н}, \quad (129)$$

где $M_{изг}$ — изгибающий момент, нм; $0,75 m$ — количество равномерно затянутых болтов; принимается, что только 75% болтов затянуты равномерно; m — общее количество болтов; Q_0 — реакция опоры, н; $R_б$ — радиус окружности центров болтов, м; l — расстояние от вертикальной

оси подшипника, проходящей через его середину, до плоскости разъема, м.

Усилие затяжки болта равно

$$T = \sigma_{зам} \cdot F_1 \text{ н,}$$

где $\sigma_{зам}$ — напряжение затяжки, н/м²; F_1 — сечение нарезанной части болта, м².

Напряжение затяжки принимается равным

$$\sigma_{зам} = (0,4 \div 0,5) \sigma_T,$$

где σ_T — предел текучести; для стали Ст. 3 $\sigma_T = 240 \text{ Мн/м}^2$.

Суммарная величина растягивающего усилия Q_p равна

$$Q_p = kQ + T \text{ н, (130)}$$

где k — коэффициент, учитывающий упругость болта и соединяемых деталей ($k=0,2 \div 0,3$).

Крутящий момент, необходимый для затягивания болта, равен

$$M_{кр} = T d_b k_1 \text{ н.м, (131)}$$

где d_b — диаметр стержня болта, м; k_1 — коэффициент запаса, $k=1,2$.

Касательные напряжения, возникающие в нарезанной части болта, определяются по уравнению

$$\tau_n = M_{кр} / 0,2 d_n^3 \text{ н/м}^2, \quad (132)$$

то же в его стержне

$$\tau_c = M_{кр} / 0,2 d_c^3 \text{ н/м}^2, \quad (133)$$

где d_n — диаметр нарезанной части, м; d_c — диаметр стержня болта, м.

Суммарные (приведенные) напряжения будут равны;

$$\sigma_{н. пр} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \tau_n^2} \text{ н/м}^2, \quad (134)$$

$$\sigma_{с. пр} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 \tau_c^2} \text{ н/м}^2. \quad (135)$$

Величины $\sigma_{н. пр}$ и $\sigma_{с. пр}$ принимаются по пределу текучести σ_T с коэффициентом запаса, равным $1,3 \div 2,5$.

Следовательно,

$$\sigma_{н. пр} = \sigma_T / 1,3 \div 2,5; \quad \sigma_{с. пр} = \sigma_T / 1,3 \div 2,5 \quad (136)$$

Величины $\sigma_{н. пр}$ и $\sigma_{с. пр}$ по пределу прочности $\sigma_{с. пр}$ будут равны с коэффициентом запаса 2,5÷4:

$$\sigma_{н. пр} = \sigma_{н. пр} / 2,5 \div 4; \quad \sigma_{с. пр} = \sigma_{н. пр} / 2,5 \div 4. \quad (137)$$

Пример. Определить окружное усилие $P_{окр}$ болтов, суммарная сила среза $P_{сум}$ болта, величина напряжения в болтах под действием суммарной силы среза $\tau_{ср}$, усилие затяжки болта T , суммарная величина растягивающего усилия Q_p болта, крутящий момент, необходимый для затягивания болта $M_{кр}$, касательные напряжения, возникающие в нарезанной части болтов τ_n , соединяющих днища с фланцами корпуса трубных мельниц.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 10

Расчет цапф мельницы

Цель практической работы: Расчет цапф мельницы. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках мельницы.

Основы расчета цапф мельницы: Как показала практика эксплуатации шаровых мельниц, опасным сечением днищ является место перехода цилиндрической части (цапфы) в коническую (собственно днище), т.е. в сечении $B - B$ (см. рис. 6 практического работа №9), где могут быть скрытые литейные пороки.

Изгибающий момент в сечении $B - B$ равен

$$M_{изг} = Q_0 a \text{ нм.} \quad (138)$$

Приведенный момент $M_{пр}$ определяется из уравнения

$$M_{np} = \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2} \text{ н.м.} \quad (139)$$

Напряжение от изгиба цапфы будет равно

$$\sigma_{изг} = M_{np} / W \text{ н/м}^2, \quad (140)$$

где W – момент сопротивления изгибу;

$$W = 0,8 \cdot R_n^4 - R_{en}^4 / R_n \text{ м}^3, \quad (141)$$

где R_n – внешний диаметр цапфы, м; R_{en} – внутренний диаметр цапфы, м;

При расчете цапфы допускаемое напряжение принимается не выше 10 Мн/м^2 .

Пример. Определить изгибающий момент $M_{изг}$, приведенный момент M_{np} и напряжение от изгиба $\sigma_{изг}$ цапфы мельницы.

ГЛАВА 3

МАШИНЫ ДЛЯ СОРТИРОВКИ МАТЕРИАЛОВ

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 11

Расчет мощности расходуемой барабанных грохотов

Цель практическая работы: Расчет мощности расходуемой барабанных грохотов. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках барабанного грохота.

Основы расчета мощности расходуемой барабанных грохотов:

Мощность, потребляемая барабанным грохотом на роликоопорах, расходуется на преодоление трения качения бандажей барабана по роликам, трения скольжения цапф валов опорных роликов в подшипниках, трения скольжения сортируемого материала о поверхность решета при скольжения материала вниз и на подъема сортируемого материала.

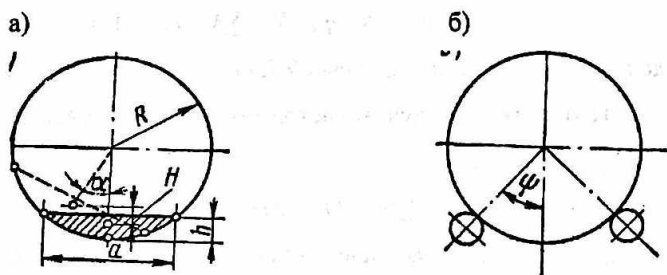


Рисунок 7. Схема к определению мощности расходуемой барабанного грохота.

Суммарный момент:

$$\sum M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = (R_1 + r) \cdot f_1 / r \times (G_6 + G_m) / \cos \psi + f_2 \cdot R_1 \rho / r \cdot (G_6 + G_m) / \cos \psi + f_2 G_m R + G_m H, \quad (142)$$

где M_1 – момент трения качения бандажей по роликам, нм; M_2 – момент трения скольжения цапф опорных роликов в подшипниках, нм; M_3 – момент трения скольжения материала о решето, нм; M_4 – момент, возникающий при подъеме материала, нм; R_1 – радиус бандажа, м; r – радиус ролика, м; f_1 – коэффициент трения качения, м; G_6 – сила тяжести барабана, н; G_m – сила тяжести материала, н; f_2 – коэффициент трения скольжения цапф роликов; ρ – радиус цапфы; ψ – угол между вертикальной осью барабана и линией центров барабана и ролика (рис. 7, б); f_2 – коэффициент трения материала о решета; H – высота подъема материала, м.

Высота подъема сортируемого материала может быть приближенно определена по рис. 7, а:

$$H = R (1 - \cos \alpha). \quad (143)$$

$$\text{При } \alpha = 45^\circ \text{ да } H \approx 0,3 R. \quad (144)$$

Мощность электродвигателя будет равна:

$$N_s = N / \eta; \quad N = \sum M \cdot \omega, \quad (145)$$

где η – к. п. д. механизма, равный 0,7; ω – угловая скорость, рад/сек.

Точно так же получим расход мощности для барабанных грохотов с центральным валом:

$$\sum M = M_1 + M_2 + M_3, \quad (146)$$

где M_1 – момент трения цапф вала в подшипниках, нм; M_2 – момент трения материала о поверхность решета, нм; M_3 – момент, обеспечивающий подъем материала, нм:

$$\sum M = f_1 r_1 \cdot (G_6 + G_m) + f_2 G_m R + 0,3 G_m R \text{ нм.} \quad (147)$$

Потребная мощность двигателя:

$$N_2 = \sum M \cdot \omega / \eta \text{ вт}, \quad (148)$$

где ω — угловая скорость, *рад/сек.*

Пример. Определить мощность электродвигателя, расход мощности для барабанных грохотов с центральным валом $\sum M$ и потребляемой мощности двигателя N_2 при мощности расходуемой барабанных грохотов.

ГЛАВА 4

МАШИНЫ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 12

Расчет потребной мощности лопастных смесителей непрерывного действия

Цель практическая работы: Расчет потребной мощности лопастных смесителей непрерывного действия. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках лопастного смесителя.

Основы расчета потребной мощности лопастных смесителей непрерывного действия: В глиносмесителях мощность затрачивается на:

- а) преодоление сопротивления трения глиняной массы о стенки корыта;
- б) транспортирование массы;
- в) разрезание глиняной массы в процессе перемешивания;
- г) потери в приводном устройстве.

Сопротивления по пунктам а) и б) определяются по формуле для расчета винтовых конвейеров:

$$N_1 = V\gamma_{об}L\omega / 367 \text{ квт}, \quad (149)$$

где V – производительность глиносмесителя, $\text{м}^3/\text{ч}$; $\gamma_{об}$ – объемная масса, $\text{кг}/\text{м}^3$; L – длина корпуса, м ; ω – общий коэффициент сопротивления (для глиняной массы равен 4-5,5).

Мощность, расходуемая на разрезание глиняной массы, определяется исходя из следующего: в процессе работы глиносмесителя каждая из лопастей разрезает глиняную массу по периметру, соответствующему проекции лопасти на горизонтальную плоскость. При угле поворота лопасти, равном α (по отношению к вертикальной плоскости), проекция лопасти на горизонтальную плоскость будет равна

$$F = lb \sin \alpha, \quad (150)$$

где l — длина рабочей части лопасти, м; b — ширина лопасти, м.

Соппротивление, возникающее при погружении лопасти в глиняную массу, по мере углубления будет возрастать, пока не достигнет величины, при которой начнется процесс разрезания глины. Начало этого процесса наступает в момент, когда глиняная масса будет уплотнена усилием, при котором удельная нагрузка на массу будет равна величине k — удельного сопротивления глины разрезанию.

Величина k для глиняной массы при влажности ее 17-20% составляет $2,5 \cdot 10^5$ н/м².

Таким образом, наибольшее усилие, необходимое для разрезания глиняной массы при работе одной лопасти, будет равно

$$P = Fk = lbk \sin \alpha, \quad (151)$$

для i лопастей

$$P_{\text{общ}} = Fk i = lbk i \sin \alpha. \quad (152)$$

Работа резания за один оборот вала будет равна

$$A = P_{\text{общ}} S \text{ Дж}, \quad (153)$$

где S — путь резания за один оборот вала.

Длина этого пути определяется исходя из следующего. Заполнение глиняной массой корпуса смесителя обычно равно 50%. Таким образом, каждая из лопастей в процессе работы разрезает массу на длину пути, равной полуокружности.

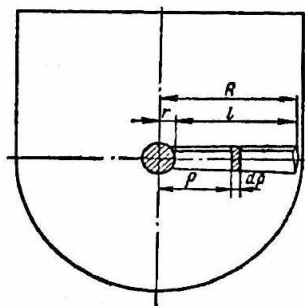


Рисунок 8. Схема к расчету мощности лопастного смесителя.

Выделим на лопасти площадку длиной dp и шириной, соответствующей проекции ширины b лопасти на горизонтальную плоскость, на расстоянии ρ от оси вращения (рис. 8):

$$df = bdp \sin \alpha. \quad (154)$$

Рабочий путь S , проходимый лопастью за один оборот вала (путь резания), будет равен

$$S = \pi \rho. \quad (155)$$

Усилие, необходимое для резания глиняной массы одной лопастью,

$$dP = dfk = bdpk \sin \alpha \text{ н.} \quad (156)$$

Для i лопастей

$$dP_{\text{общ}} = bdpki \sin \alpha \text{ н.} \quad (157)$$

Работа резания определяется из условия

$$dA = dP_{\text{общ}} S = \pi b p d p k i \sin \alpha \text{ дж.} \quad (158)$$

Интегрируя в пределах от r до R , где r – расстояние от центра вращения до начала лопасти, R – радиус окружности, описываемой концом лопасти, получаем

R

$$A = b k \pi \sin \alpha \int r dr \, d\alpha, \quad (159)$$

r

откуда

$$A = b k \pi \sin \alpha \cdot R^2 - r^2 / 2 \, d\alpha, \quad (160)$$

Мощность, расходуемая на разрезание глины, будет равна

$$N_2 = b k \pi n \sin \alpha \cdot R^2 - r^2 / 2 \, \text{вт}, \quad (161)$$

где линейные размеры даны в м, а k – в н/м².

Мощность электродвигателя составит

$$N = N_1 + N_2 / \eta \, \text{вт}, \quad (162)$$

где η – к. п. д. привода, $\eta = 0,8$.

Пример. Определить мощность, потребляемую глиномешалкой.

Расчетные данные: длина рабочей части корпуса 2,44 м, средняя ширина лопасти 0,08 м, удельное сопротивление резанию $2,5 \cdot 10^5$ н/м², число лопастей 30, расстояние от центра вращения до рабочей части лопасти $r = 0,065$ м, радиус окружности, описываемой концом лопасти, $R = 0,3$ м, число оборотов вала лопастей 0,5 об/сек, производительность 20 м³/ч, объемная масса 1600 кг/м³.

Пользуясь формулами $N_1 = V \gamma \omega L / 367$ и $N_2 = b k \pi n \sin \alpha \cdot R^2 - r^2 / 2$, получим:

$$N_1 = V \gamma \omega L / 367 = \dots\dots\dots = \dots\dots\dots \text{квт.}$$

$$N_2 = b k \pi n \sin \alpha \cdot R^2 - r^2 / 2 = \dots\dots\dots = \dots\dots \text{вт} = \dots\dots \text{квт.}$$

$$N = N_1 + N_2 / \eta = \dots\dots\dots = \dots\dots \text{квт.}$$

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 13

Расчет мощности электродвигателя бетономешалки

Цель практическая работы: Расчет мощности электродвигателя бетономешалки. На основе результата расчета сделать вывод об преимуществах и недостатках бетономешалки.

Основы расчета мощности электродвигателя бетономешалки. Для определения мощности электродвигателя рассмотрим сначала положение бетонной смеси в смесительном барабане в состоянии покоя, определим объемы смеси в цилиндрической и конической частях барабана и найдем центры тяжести по каждому из частей.

За основу расчета примем бетоносмеситель с рабочей емкостью его 1200 л или $1,2 \text{ м}^3$. Принимаем, что зеркало бетонной массы представляет собой плоскость, отстоящую от центра барабана на расстоянии 0,4 м. Это расстояние принимаем из расчета, что массу располагается ниже обреза выходного отверстия на 0,08 м. Диаметр выходного отверстия равен 0,64. Ось барабана горизонтальна.

Определим объем массы, находящейся в цилиндрической части барабана. Согласно рис. 9, площадь крутого сегмента определяется углом $\beta = 140^\circ$.

По справочнику находим, что площадь эта равно:

$$S = 0,9R = 0,81 \text{ м}^2, \quad (163)$$

где R – внутренний радиус барабана,

$$R = 0,9 \text{ м}.$$

Объем смеси (считая по готовой) в цилиндрической части будет равен:

$$V_{\text{ч}} = S \cdot l \cdot \varphi = 0,81 \cdot 0,4 \cdot 0,7 = 0,227 \text{ м}^3, \quad (164)$$

где l — длина цилиндрической части барабана, $l = 0,4$ м; φ — коэффициент выхода; $\varphi = 0,7$.

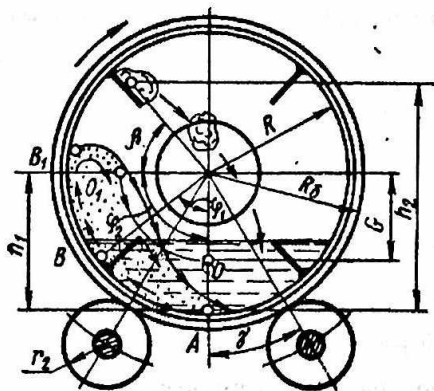


Рисунок 9. Схема к расчету гравитационных бетоносмесителей.

В конических частях барабана объем смеси будет равен:

$$V_{\text{к. общ}} = V_{\text{об. ц}} \cdot \varphi - V_{\text{ц}} = 1,2 \cdot 0,7 - 0,227 = 0,613 \text{ м}^3. \quad (165)$$

Принимаем, что в обеих конических частях объемы равны между собой, тогда получим, что по готовой сеси ее объем в одной конической части будет равен $0,3065 \text{ м}^3$.

Определим центры тяжести смеси в каждой из частей. Центр для смеси в цилиндрической части барабана будет равен:

$$\begin{aligned} R'_{\text{ц.т}} &= 4/3 \cdot R \sin^3 \beta / 2 \cdot \arccos \beta - \sin \beta = \\ &= 4/3 \cdot 0,9 \cdot 0,83 / 2,44 - 0,643 = 0,554 \text{ м}. \quad (166) \end{aligned}$$

Центр тяжести смеси, находящейся в конической части барабана, будет лежать на пересечении медиан на расстоянии одной трети от каждой из сторон. В рассматриваемом случае при длине стороны a , равной $0,5$ м, получим:

$$R''_{\text{ц.т}} = 0,33 \cdot 0,5 + 0,4 = 0,565 \text{ м}.$$

Число оборотов барабана будет равно:

$$n = 0,3 / \sqrt{R} = 0,285 \text{ об/сек.}$$

По паспорту $n = 0,283 \text{ об/сек.}$

При вращении барабана смесь поднимается на некоторую высоту под действием лопастей и центробежной силы инерции и в точке отрыва A отделяется и падает вниз.

В процессе подъема смеси некоторая часть может сползти с лопасти, начиная с того момента, когда смесь на лопасти расположится под углом естественного откоса. Однако, учитывая влияние центробежных сил инерции, под действием которых масса прижимается к стенке барабана, можно без особой погрешности допустить, что влияние сползания мало и его можно не учитывать.

Экспериментально установлено, что угол отрыва смеси в бетономешалке составляет $42-48^\circ$. Принимаем $\alpha = 48^\circ$. Высота подъема h' в цилиндрической части, считая от горизонтального диаметра, будет равна:

$$h_1 = R'_{\text{ч.т}} \sin 48^\circ = 0,554 \cdot 0,743 = 0,52 \text{ м. (167)}$$

Общая высота подъема смеси, считая по центру тяжести массы, для цилиндрической части будет равна:

$$H_1 = h_1 + R'_{\text{ч.т}} = 0,52 + 0,554 = 1,074 \text{ м. (168)}$$

Для конических частей получим:

$$h_2 = R''_{\text{ч.т}} \sin 48^\circ = 0,565 \cdot 0,743 = 0,42 \text{ м. (169)}$$

$$H_2 = h_2 + R''_{\text{ч.т}} = 0,4 + 0,565 = 0,965 \text{ м. (170)}$$

Работа, затрачиваемая на подъем бетонной смеси, будет равна:

$$A = G_1 H_1 + G_2 H_2 \text{ дж, (171)}$$

где G_1 — сила тяжести смеси в цилиндрической части, н; G_2 — сила тяжести смеси в обеих конических частях, н.

$$G_1 = m_1 g \text{ н, (172)}$$

где m_1 – масса смеси в цилиндрической части, кг; g – ускорение силы тяжести, м/сек².

$$m_1 = V_n \gamma_{об} = 0,227 \cdot 2500 = 568 \text{ кг.} \quad (173)$$

где $\gamma_{об}$ – объемная масса смеси, кг/м³,

$$G_1 = 568 \cdot 9,81 = 5580 \text{ н.} \quad (174)$$

$$G_2 = m_2 g \text{ н,} \quad (175)$$

$$G_2 = V_{к.об.} \gamma_{об} g = 0,613 \cdot 2500 \cdot 9,81 = 15000 \text{ н.} \quad (176)$$

Подставив полученные значения в формуле (171), получим:

$$A = 5580 \cdot 1,074 + 15000 \cdot 0,965 = 20580 \text{ дж.}$$

Мощность N_1 затрачиваемая подъем смеси, будет равно:

$$N_1 = A n = 20580 \cdot 0,285 = 5950 \text{ вт,} \quad (177)$$

где n – число оборотов барабана, $n = 0,285 \text{ об/сек.}$

Мощность N_2 , расходуемая на преодоление трения качения бандажа по роликам, равна:

$$N_2 = (R_1 + r) \cdot f / r \cdot (G_6 + G_m) / \cos \psi \cdot n \text{ вт,} \quad (178)$$

где R_1 – радиус бандажа, м; $R_1 = 0,95 \text{ м}$; r – радиус ролика, м; $r = 0,2 \text{ м}$; f – коэффициент трения качения, $f = 0,01 \text{ м}$; G_6 – сила тяжести барабана, н; G_m – сила тяжести смеси, н; n – число оборотов барабана, $n = 0,285 \text{ об/сек}$; ψ – угол установки роликов, $\psi = 36^\circ$;

$$G_6 = m_6 g = 3050 \cdot 9,81 = 29800 \text{ н.}$$

где m_6 – масса барабана равна, $m_6 = 3050 \text{ кг}$;

$$N_2 = (0,95 + 0,2) \cdot 0,01 / 0,2 \cdot (29800 + 21400) / 0,809 \cdot 0,285 = 1170 \text{ вт.}$$

Мощность N_3 , расходуемая на трение в цапфах осей опорных роликов, составит:

$$N_3 = f_1 \cdot (R_1 r_1) / r \cdot (G_6 + G_m) / \cos \psi \cdot n \text{ вт,} \quad (179)$$

где f_1 – приведенный коэффициент трения качения, $f_1 = 0,01 \text{ м}$; r_1 – радиус цапфы, $r_1 = 0,05 \text{ м}$;

$$N_3 = 0,01 \cdot (0,95 \cdot 0,05) / 0,2 \cdot (29800 + 21400) / 0,809 \cdot 0,285 = 44 \text{ вт.}$$

Общая мощность, расходуемая на работу рассматриваемого бетоносмесителя, равна

$$N_{\text{общ}} = N_1 + N_2 + N_3 / \eta = 10220 \text{ вт} = 10,22 \text{ кВт}, \quad (180)$$

где η — к. п. д., $\eta = 0,7$ (с учетом потерь в боковых роликах).

В подсчитанной мощности не учитываются затраты на подъем загрузочного ковша.

Коэффициент заполнения барабанов бетоносмесителей у нас обычно принимается равным $\varphi = 0,25$, а за рубежом величина φ принимается в пределах $0,35-0,43$.

Пример. Определить мощность электродвигателя бетономешалки по следующим показателям. За основу расчета принимать бетоносмеситель с рабочей емкостью его 1200 л или $1,2 \text{ м}^3$. Принимать, что зеркало бетонной массы представляет собой плоскость, отстоящую от центра барабана на расстоянии $0,4 \text{ м}$. Это расстояние принимать из расчета, что масса располагается ниже обреза выходного отверстия на $0,08 \text{ м}$. Диаметр выходного отверстия равен $0,64$. Площадь кругового сегмента углом $\beta = 140^\circ$, угол отрыва смеси в бетономешалке составляет 42° . Радиус бандажа барабана по роликам $0,95 \text{ м}$. Радиус ролика $0,2 \text{ м}$. Коэффициент трения качения $0,01 \text{ м}$. Число оборотов барабана $0,285 \text{ об/сек}$. Угол установки роликов 38° . Масса барабана 3500 кг . Радиус цапфы равно $0,05 \text{ м}$.

Десятичные приставки к названиям единиц

Е – экса (10^{18})

P – пета (10^{15})

T – тера (10^{12})

G – гига (10^9)

M – мега (10^6)

к – кило (10^3)

h – гекто (10^2)

da – дека (10^1)

d – деци (10^{-1})

c – санти (10^{-2})

m – милли (10^{-3})

μ – микро (10^{-6})

n – нано (10^{-9})

p – пико (10^{-12})

f – фемто (10^{-15})

a – атто (10^{-18})

Название использованные буквы в формулах

Печатные буквы	Рукописные буквы	Названия букв
A	α	альфа
B	β	бета
Г	γ	гамма
Δ	δ	дельта
E	ϵ	эпсилон
Z	ζ	дзета
H	η	эта
Θ	θ	тета
I	ι	йота
K	κ	каппа
Λ	λ	ламбада
M	μ	мю
N	ν	ню
Ξ	ξ	кси
O	$\omicron$	омикрон
P	π	пи
P	ρ	ро
Σ	σ	сигма
T	τ	тау
Y	υ	ипсилон
Φ	ϕ	фи
X	χ	хи
Ψ	ψ	пси
Ω	ω	омега

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Duggal S. K. (B.E., M.E., Ph.D. Professor and Head Civil Engineering Department Motilal Nehru Institute of Technology Allahabad (U.P.)) Building materials (2008). New Age International (P) Ltd. - p. 525.

2. Andrew J. Charlett (formerly of Nottingham Trent University, UK) and Craig Maybery-Thomas (Neath Port Talbot County Borough Council, UK) (2013) Fundamental Building Technology. UK - p. 392.

3. Arthur Lyons (Formerly of De Montfort University, UK) (2014) Materials for Architects and Builders. UK - p. 496.

4. Sattorov Z.M. Qurilish industriyasining mexanik uskuna va mashinalari [Matn]: O'quv qo'llanma / Z.M.Sattorov, – Toshkent: «O'zbekiston faylasuflari milliy jamiyati» nashriyoti, 2019. – 296 bet.

5. Бауман В.А., Клушанцев Б.В., Мартынов В.Д. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций». – М.: Машиностроение, 1981.

6. Мартынов В.Д. «Строительные машины и монтажное оборудование». – М.: Высшая школа, 1984.

7. Борщевский А.А., Ильин А.С. «Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий». – М.: Высшая школа, 1987.

8. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудования. Учеб. для вузов по спец. «Строит. машины и оборудование». – М.: Высшая школа, 1987.

9. Силенок С.Г., Борщевский А.А. и др. «Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций». – М.: Машиностроение, 1990.

10. Епифанов С.М. Строительные машины: Справочник. – М.: Стройиздат, 1991.

11. Горбовец М.Н. Строительные машины: Справочник 2 томах. – М.: Машиностроение, 1991.

12. Otaqo'ziev T.A., Mirzaev R.O. Qurilish materiallariga oid ruscha-o'zbekcha izohli lug'at. – Toshkent, "O'qituvchi", 1991.

13. Дамдинова Д.Р., Дондуков В.Г. «Механическое оборудование предприятий строительной индустрии». Учеб. пос., Издательство ВСГТУ, Улан-Удэ, 2004.

14. Богданов В.С., Булгаков С.Б., Ильин А.С. Технологические комплексы и механическое оборудование предприятий строительной индустрии. – СПб: Проект науки, 2010.

15. Qosimov E.U. "Qurilish ashyolari. Ma'lumotnoma". O'zbekiston Respublikasi Davlat arxitektura va qurilish qo'mitasi, Toshkent arxitektura qurilish instituti. – Rasmiy nashr. – Toshkent, 2011.

16. Указатель. «Межгосударственных и республиканских стандартов, технических условий в области строительства». – Ташкент, 2017.

Maqolalar

17. Sattorov Z.M. Zarbli harakatlanuvchi maydalagichlarni hisoblash asoslari. // "Ilm zarchashmalari" ilmiy-metodik jurnal.// №2.2015, UrDU, 2015 y. – 22 – 26 b.

18. Sattorov Z.M. Qurilish materiallarini saralovchi tebranuvchi sim g'alvirlarni texnik va texnologik yangilashda ishlab chiqarish samaradorligini

hisoblash asoslari. // Me'morchilik va qurilish muammolari. Ilmiy-texnik jurnal. // №1-2015, Samarqand, 2015 y. – 58–61 b.

19. Sattorov Z.M. Binolarni loyihalashda tadbiq etiladigan qurilish materiallarini saralash usullari. // Binolarni loyihalashning funksional asoslari. Respublika ilmiy-amaliy konferensiya materiallari. // Toshkent, TAQI, 1-2 may 2015 y. – 70–73 b.

20. Sattorov Z.M., Rizaev A.J. Qurilish industriyasining mexanik uskuna va mashinalarini texnologik yangilash hamda modernizatsiya qilishda hisoblash asoslari. // "O'zbekiston arxitekturasini va qurilishi" jurnali // №3–4-2015, Toshkent, 2015 y. – 52–55 b.

21. Sattorov Z.M. Qurilish sanoatida jag'li maydalagich mashinalarini texnik va texnologik yangilashda hisoblash asoslari. // Qurilish ashyolarining tuzilishi va xossalarini yaxshilash usullari. Ilmiy-amaliy seminar to'plami. // Toshkent, TAQI, 31 oktyabr 2015 y. – 94–97 b.

22. Sattorov Z.M., Muxidov Sh.A. Механическое оборудование гидротехнических сооружений. // O'zbekistonda geotexnikaning dolzarb muammolari va ularning amaliy echimlari. Respublika ilmiy-amaliy anjumani materiallari. I-qism. // Toshkent, TAQI, 12-13 aprel 2016 y. – 145–149 b.

23. Sattorov Z.M., Akbarov D.B. Требования к эксплуатации механического оборудования гидротехнических сооружений. // O'zbekistonda geotexnikaning dolzarb muammolari va ularning amaliy echimlari. Respublika ilmiy-amaliy anjumani materiallari. I-qism. // Toshkent, TAQI, 12-13 aprel 2016 y. – 149–154 b.

24. Сатторов З.М. Классификация современных энергосберегающих смесительных машин для перемешивания материалов. // Социально-экономическое развитие городов и регионов: градостроительство, развитие бизнеса, жизнеобеспечение города [Электронный ресурс]:

материалы международной научно-практической конференции, Волгоград, 22 апреля 2016 г. / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. – Электронные текстовые и графические данные (5,5 Мбайт). – Волгоград: ВолгГАСУ, 2016. – 331–339 с.

25. Sattorov Z.M. Sharli tegirmonda qurilish materiallarini kukunlash nazariyasi. // “Arxitektura va qurilish sohalarida innovatsion texnologiyalarni qo‘llash istiqbollari” xalqaro ilmiy–texnik konferensiya materiallari. 1 Kitob., Samarqand, SamDAQI, 27–28 may 2016 y. – 185–187 b.

26. Sattorov Z.M., Maxamadjonov J.A. Sement ishlab chiqarish sanoatida separatorlarni hisoblash asoslari. // Qurilishda innovatsion texnologiyalar. Respublika ilmiy-texnik anjuman natijalari bo‘yicha ilmiy ishlar to‘plami. 3-qism. // Toshkent, TAQI, 17-18 mart 2017 y. – 42–46 b.

27. Sattorov Z.M. Valikli maydalagichlar va ularning konstruksiyasi. // “O‘zbekiston arxitekturasini va qurilishi” jurnali // №01–02-2017, Toshkent, 2017 y. – 59–62 b.

28. Sattorov Z.M. Ohak tosh ishlab chiqarish sanoatida konusli maydalagichlarning o‘rni. // Zamonaviy qurilishlar, binolar va inshootlarning konstruksiyaviy hamda seysmik xavfsizligi masalalari. Respublika ilmiy-amaliy konferensiya materiallari to‘plami. // Namangan, NamMPI, 11 aprel 2017 y. – 71–74 b.

29. Sattorov Z.M. Chaqiq tosh ishlab chiqarish sanoatida konusli maydalagichlarni hisoblash nazariyasi. // Ilmiy–amaliy jurnal «Arxitektura Qurilish Dizayn». // Maxsus son/2017, Toshkent, 2017 y. – 80–86 b.

30. Sattorov Z.M. Tambalarda qurilish materiallarini uzatish nazariyasi asoslari. // “Shahar qurilishi va xo‘jaligining dolzarb masalalari” Respublika ilmiy-texnik anjuman natijalari bo‘yicha ilmiy ishlar to‘plami. 3-qism. // Toshkent, TAQI, 10-11 noyabr 2017 y. – 59–64 b.

31. Sattorov Z.M. Sement ishlab chiqarish sanoatida shaxtali tegirmonlarni hisoblash nazariyasi. // O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi Qoraqalpog'iston bo'limining Axborotnomasi. // Nukus – «Ilim» №2 (247) 2017 y. –63–65 b.

32. Сатторов З.М. Теоретические основы расчета роторных дробилок при производстве щебня. // Высокие технологии в современной науке и технике (ВТСНТ-2017): сборник научных трудов VI Международной научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов / под ред. А.Н. Яковлева; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 27-29 ноября 2017 г. – 329–330 с.

33. Сатторов З.М. Основы расчеты производительности вибрационных грохотов в процессе технического и технологического возобновление. // Материалы XI Международной научно-технической Web-конференции «Композиционные материалы» / под ред. Мельник Л.И., Сикорский О.О.; Национальный технический университет Украины, Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского. – Киев: Изд-во Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского, 2-27 апреля 2018 г. – 86–91 с.

Internet saytlari

34. www.tpribor.ru.

35. www.mpchb.ru

36. www.drobilki.com

37. www.mpchb.com

38. www.samlit.com

39. www.dromash.ru

40. www.hartl.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
----------------------	----------

ГЛАВА 1. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Практическая работа №1. Расчет мощности электродвигателя щековых дробилок.....	5
Практическая работа №2. Определение усилий, возникающих в частях щековых дробилок и расчеты на прочность.....	17
Практическая работа №3. Расчет массы маховика щековых дробилок.....	21
Практическая работа №4. Расчет шатуна, распорных плит, подвижная щека и эксцентриковый вал щековых дробилок.....	23
Практическая работа №5. Расчет скорости вращения вала конусных дробилок.....	24
Практическая работа №6. Расчет мощности электродвигателя конусных дробилок.....	27
Практическая работа №7. Расчет мощности потребляемой валковыми дробилками.....	30

ГЛАВА 2. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОМОЛА

Практическая работа №8. Расчет мощности расходуемой мельницы.....	36
---	----

Практическая работа №9. Расчет болтов, соединяющих днища с фланцами корпуса трубных мельниц.....	46
Практическая работа №10. Расчет цапф мельницы.....	49

ГЛАВА 3. МАШИНЫ ДЛЯ СОРТИРОВКИ МАТЕРИАЛОВ

Практическая работа №11. Расчет мощности расходуемой барабанных грохотов.....	51
---	----

ГЛАВА 4. МАШИНЫ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Практическая работа №12. Расчет потребной мощности лопастных смесителей непрерывного действия.....	54
Практическая работа №13. Расчет мощности электродвигателя бетономешалки.....	58
Приложение.....	63
Список использованных литературы.....	65

Сатторов Зафар Мурадович

**ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ ПО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ
СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ**

ООО "PRINT REBEL" - 2020

Редактор: И.Т. Нишанбаева

**Разрешено к печати. 14.02.2020 г.
Размер бумаги 60x84 1/16. шрифт Times New Roman
Отпечатано офсетным способом. Размер 4,5. Тираж 50.
Цена договорная. Напечатано ООО "PRINT REBEL"
г. Ташкент, Алмазарский район.
улица Уразбаев, дом 35.**

