



**МЕХАНИЧЕСКОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
ЗАВОДОВ
ЦВЕТНОЙ
МЕТАЛЛУРГИИ**

1

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Глава I. Оборудование складов сыпучих шихтовых материалов	
§ I.1. Общие сведения	8
§ I.2. Устройство и конструкция вагоноопрокидывателей	13
§ I.3. Расчеты вагоноопрокидывателей	23
§ I.4. Механизация восстановления сыпучести грузов и выгрузки их остатков из вагонов	34
§ I.5. Рудногрейферные перегружатели	37
§ I.6. Судоперегружатели	47
§ I.7. Усреднители	56
§ I.8. Расчеты усреднителей	70
Глава II. Оборудование для бункерного хранения и дозирования	
§ II.1. Бункеры и их затворы	75
§ II.2. Расчеты бункеров и затворов	80
§ II.3. Разгрузка бункеров и силосов	85
§ II.4. Конструкции и расчеты питателей	92
§ II.5. Электровибрационные питатели	104
Глава III. Оборудование для классификации по крупности	
§ III.1. Общие сведения	112
§ III.2. Грохоты для холодных материалов	113
§ III.3. Грохоты для горячих материалов	125
§ III.4. Повышение надежности грохотов	127
§ III.5. Расчеты грохотов	131
§ III.6. Дуговые сита	134
§ III.7. Гидроциклоны	135
§ III.8. Классификаторы	138
Глава IV. Дробилки	
§ IV.1. Общие сведения	143
§ IV.2. Щековые дробилки	149
§ IV.3. Конусные дробилки	165
§ IV.4. Валковые дробилки	185
§ IV.5. Роторные дробилки	190
§ IV.6. Молотковые дробилки	196
§ IV.7. Дробилки для горячих материалов	207
§ IV.8. Прочие дробильные машины и устройства	216
Глава V. Мельницы	
§ V.1. Общие сведения и классификация	219
§ V.2. Мельницы шаровые, стержневые и трубные	228
§ V.3. Мельницы самоизмельчения	233
§ V.4. Коренные подшипники барабана мельниц	235
§ V.5. Футеровка мельниц	238
§ V.6. Прочие конструкции мельниц	244
§ V.7. Снижение шума мельниц	245

Глава VI. Оборудование для обогащения	
§ VI.1. Общие сведения, классификация	249
§ VI.2. Оборудование для магнитного обогащения	250
§ VI.3. Оборудование для электрического и радиометрического обогащения	254
§ VI.4. Флотационные машины	257
§ VI.5. Оборудование для гравитационного обогащения. Промы- лочные машины	264
§ VI.6. Отсадочные машины	267
§ VI.7. Тяжелосредные сепараторы	269
§ VI.8. Другие гравитационные сепараторы	273
Глава VII. Оборудование для обезвоживания и осветления	
§ VII.1. Сгустители	273
§ VII.2. Центрифуги	282
§ VII.3. Вакуум-фильтры	287
§ VII.4. Фильтр-прессы	298
Глава VIII. Оборудование для сушки и обжига	
§ VIII.1. Общие сведения	302
§ VIII.2. Сушилки	303
§ VIII.3. Вращающиеся трубчатые печи	305
§ VIII.4. Печи кипящего слоя (КС)	314
Глава IX. Смесители и окомкователи	
§ IX.1. Общие сведения	316
§ IX.2. Винтовые смесители	318
§ IX.3. Роторные смесители	323
§ IX.4. Барабанные смесители и окомкователи	326
§ IX.5. Устранение вибрации барабанных смесителей и окомко- вателей	338
§ IX.6. Чашевые окомкователи	343
§ IX.7. Специальные смесители для пастообразных материалов	349
Глава X. Оборудование для окускования	
§ X.1. Общие сведения	351
§ X.2. Брикетные прессы	354
§ X.3. Агломерационные конвейерные машины	363
Рекомендуемая литература	389
Предметный указатель	391

ПРЕДИСЛОВИЕ

Ускорение научно-технического прогресса, предусмотренное решениями XXVII съезда КПСС, ведет к увеличению доли механического оборудования в составе основных средств, повышению его сложности и единичной мощности, интенсификации его работы.

Техническим состоянием механического оборудования определяется эффективность производства. Качество механического оборудования — производительность, надежность, экономичность, автоматизируемость — это показатель общего уровня цветной металлургии, который обеспечивается механиками-металлургами и механиками-машиностроителями при конструировании и создании, а также в процессе эксплуатации после модернизации узлов, агрегатов и машин.

Это отражено в специальной дисциплине «Механическое оборудование заводов цветной металлургии». Государственные и отраслевые стандарты приведены в учебнике по состоянию на 1 января 1987 г. Названия отдельных видов оборудования даны в соответствии с отраслевым стандартом Минтяжмаша СССР ОСТ 24.010.10—79 «Наименование агрегатов, станов, машин и механизмов в металлургическом машиностроении», учебником для вузов «Машины и агрегаты металлургических заводов» в трех частях (авторы А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др.), а также в соответствии с книгами «Основы металлургии», т. 7 (отв. ред. И. А. Стригин, А. И. Басов, Ф. П. Ельцев и др.) и «Справочник механика заводов цветной металлургии» А. И. Басова, Ф. П. Ельцева.

В учебнике использованы буквенные обозначения физических и общетехнических величин, рекомендованные международной организацией по стандартам (ИСО) и Комитетом по научно-технической терминологии АН СССР и установленные стандартами СЭВ и государственными стандартами СССР. Единицы физических величин, соответствующие основным, дополнительным и производным единицам Международной системы СИ по ГОСТ 8.417—81* (СТ СЭВ 1052—78 «Единицы физических величин»), в экспликациях формул не указаны.

Кинематические схемы выполнены в соответствии с ГОСТ 2.770—68* (СТ СЭВ 2519—80) «ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики». Гидравлические схемы выполнены в соответствии с ГОСТ 2.782—68* (СТ СЭВ 1985—79) «ЕСКД. Обозначения

условные графические. Насосы и двигатели гидравлические и пневматические».

При подготовке учебника использованы публикации в периодических информационных изданиях, а также многолетний производственный, конструкторский и преподавательский опыт коллектива авторов — специалистов кафедр механического оборудования металлургических заводов различных вузов страны (завода-вуза при Норильском ГМК, Московского вечернего металлургического и Запорожского индустриального институтов, МВТУ) и НПО ВНИИметмаш.

В настоящем учебнике рассмотрены комплексы машин и агрегатов, составляющих механическое оборудование трех основных переделов цветной металлургии, соответственно которым материал разделен на три части.

В ч. 1 (автор Д. П. Притыкин) рассмотрено механическое оборудование для подготовки шихтовых материалов (обогажительных, агломерационных, окомковательных и брикетных цехов и фабрик, складов сырья и шихты, цехов подготовки шихты).

Ч. 2 (авторы Л. С. Кохан, А. И. Сапко, А. Я. Жук) посвящена механическому оборудованию для производства цветных металлов (гидрометаллургических, плавильных, электролизных цехов).

В ч. 3 (авторы А. А. Королев, А. Г. Навроцкий, Л. С. Кохан, В. А. Вердеревский, О. В. Соколова) описано механическое оборудование для обработки цветных металлов (цехов и заводов ОЦМ — литейно-прокатных, прокатных, прессовых, трубных и волочильных).

Ввиду обширности номенклатуры продукции цветной металлургии технология и необходимое механическое оборудование весьма разнообразны. Одни и те же виды оборудования могут занимать совершенно разные технологические места, отличаться по конструкции и исполнению.

Методической основой построения дисциплины и учебника является последовательность рассмотрения механического оборудования в зависимости от выполняемой им работы, т. е. по функциональному признаку, в очередности, примерно соответствующей общему направлению основной «усредненной» технологии.

Предмет дисциплины представляет собой последовательное изучение основных, наиболее распространенных видов оборудования в непосредственной связи с его ролью в технологическом процессе и условиями работы.

Задача дисциплины состоит в рассмотрении основ теории и методов расчета оборудования: определении режимов нагружения, мощности приводов, производительности, размеров специфических деталей по условиям прочности, а также в изучении специальных вопросов конструирования и выбора оборудования, его рациональной эксплуатации, модернизации, исследования, перспектив развития.

Схема представления материала по каждому виду оборудования: технологическая роль, область применения; принцип действия, условия работы, устройство, конструкция; краткая техническая характеристика современных образцов отечественного и зарубежного оборудования, суть их, преимущества и недостатки; основы конструирования и расчета; пути совершенствования и развития.

В учебнике приведен лишь самый необходимый математический аппарат, способствующий пониманию физического смысла рабочего процесса металлургических машин.

Автор 1 ч. учебника выражает глубокую благодарность рецензентам, а также преподавателям кафедры механического оборудования заводов цветной металлургии Сибирского металлургического института (зав. кафедрой канд. техн. наук Ю. А. Епифанцев), работникам Управления главного механика МЦМ СССР В. П. Саушкину, В. А. Геве и Ю. И. Люндовскому, преподавателям профилирующих кафедр завода-вуза при Норильском ГМК и специалистам Управления главного механика Норильского ГМК (главный механик Л. И. Данилов) за помощь в работе и полезные рекомендации, высказанные при обсуждении и рецензировании рукописи.

Все замечания и пожелания, касающиеся учебника, автор примет с благодарностью и просит направлять их по адресу: 119857, Москва, ГСП-3, 2-й Обыденский пер., 14. Издательство «Металлургия».

Глава I

ОБОРУДОВАНИЕ СКЛАДОВ СЫПУЧИХ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

§ 1.1. Общие сведения

Особенностью работы механического оборудования цветной металлургии является большой объем перерабатываемого сырья. Сырые материалы (горная масса), флюсы и твердое топливо доставляются на металлургические предприятия различными видами транспорта: сухопутным (железнодорожным, автомобильным, конвейерным, трубопроводным) и водным (морским, речным, озерным).

При выборе вида транспорта учитывают все условия — территориальные, климатические, технологические и технические, в совокупности и взаимодействии определяющие экономичность доставки.

Конвейерный транспорт (ленточные конвейеры)¹ считают наиболее экономически выгодным при удалении поставщиков от потребителя до 100 км. Так, например, в 1965 г. канатно-подвесная дорога от Алтынокпканского рудника Алмалыкского ГМК до железнодорожной станции была заменена двумя канатно-ленточными конвейерами длиной 3 и 4 км. При этом себестоимость перевозки 1 т руды оказалась в 1,7 раза ниже, чем при использовании автотранспорта, и в 2 раза ниже, чем при использовании железнодорожного транспорта.

На Красноярско-Ачинском территориально-энергетическом комплексе конвейерный тракт длиной 15 км и производительностью 4000 т/ч подает уголь от разреза до Березовской ГРЭС-1.

Трубопроводный транспорт (гидротранспорт) основан на перемещении пульпы² — смеси тонко измельченного сырого материала (мельче 1 мм) с водой по трубопроводам под давлением. Этот вид транспорта получает в последние годы преимущественное применение. Так, в 1980 г. впервые в СССР в условиях Крайнего Севера высоконапорный гидротранспорт был успешно применен для передачи пульпы медноникелевого концентрата с Талнахской обогатительной фабрики на Надеждинский металлургический завод Норильского ГМК на расстояние 32 км. С использованием этого опыта был осуществлен гидротранспорт

¹ Согласно ГОСТ 18501—73* (СТ СЭВ 3512—81) «Оборудование подъемно-транспортное. Конвейеры, тали, погрузчики и штабелеры», термин «конвейер» является стандартизированным, а термин «транспортёр» — недопустимым.

² Pulpa (лат.) — мякоть.

железорудного концентрата с Лебединского ГОК КМА на Оскольский электрометаллургический комбинат.

Автомобильный транспорт — автосамосвалы грузоподъемностью до 180 т и выше — применяют, если расстояние не превышает 50 км.

Железнодорожный транспорт в СССР очень широко применяют для доставки сырья. Выгрузку навалочного (насыпного) груза осуществляют двумя способами:

1) из саморазгружающихся вагонов (думпкаров, хоппелов) на приподнятых над уровнем склада эстакадах или над заглубленными бункерами; горную массу транспортируют преимущественно думпкарами грузоподъемностью 60, 80, 105 и 180 т;

2) из вагонов с открытым верхом (полувагонов) — вагоноопрокидывателями. Применяют полувагоны грузоподъемностью 60 (четырёхосные), 93 (шестиосные), 125 и 134 т (восьмиосные); специализированные угольно-рудные цельнометаллические полувагоны с глухим кузовом. Минимальное годовое количество выгружаемых материалов, при котором экономически оправданно применение вагоноопрокидывателя на предприятии, равно 1 млн. т. Однако в связи с необходимостью повышения производительности труда, эту величину снижают до 0,5 млн. т. Например, боксит на глиноземные и алюминиевые заводы (Павлодарский, Уральский алюминиевые заводы и др.) доставляют железнодорожным транспортом с разгрузкой вагоноопрокидывателями.

Дорогостоящие концентраты цветных металлов перевозят в металлических контейнерах, представляющих собой бескаркасные глухонные сосуды в форме усеченного конуса, верхняя часть которого закрывается крышкой, снабженные жестким поясом и двумя цапфами. Для снятия контейнеров с концентратом без участия стропальщиков применяют автоматический захват. Раскрытие захвата происходит при опускании его на края контейнера, удержание в раскрытом состоянии — защелкой.

Контейнеры разгружают на весу, наклоняя их за нижний фитинг крюком малого подъема мостового крана. Для мойки и сушки контейнеры ставят в перевернутое положение. Порожние контейнеры транспортируют к месту загрузки стопами до 10 шт. (один в другой). На современных предприятиях в эксплуатации находятся контейнеры ВНИИПТМАШ типа СК-2-4, Гипроцветмета и Гипроникеля массой брутто соответственно 10, 5 и 3 т и объемом 4, 2 и 1,2 м³.

Рациональным способом перевозки глинозема и фтор-солей на алюминиевые заводы является применение железно-дорожных вагонов-цистерн грузоподъемностью до 120 т с пневматической погрузкой и разгрузкой в силосы.

Водный транспорт — самый дешевый, и это обстоятельство является одним из важных моментов при выборе места строительства предприятия. На рис. 1.1 видны пре-

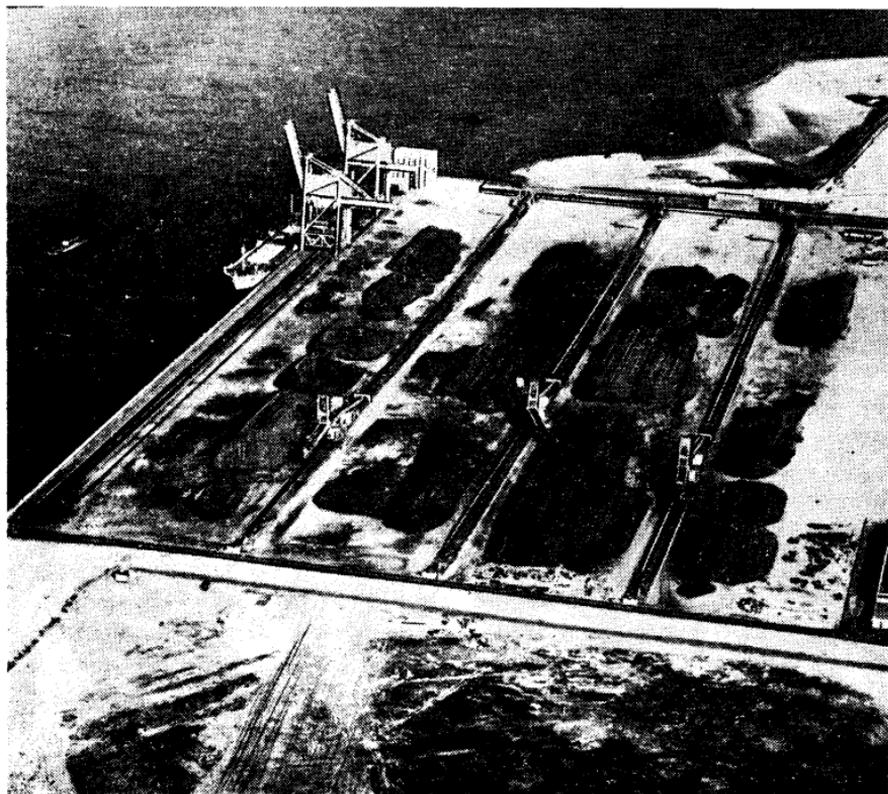


Рис. 1.1. Рудоусреднительный склад с морской пристанью: слева видны два грейферных судоперегрузателя с поднятыми консолями над рудовозом; в центре — три роторных усреднителя и ленточные конвейеры

имущества такого расположения: возможность одновременной разгрузки рудовоза двумя судоперегрузателями за счет большого фронта выгрузки.

Свойствами сыпучих материалов определяется устройство складов и выбор транспортирующего и обрабатывающего оборудования.

Характеристики сыпучих материалов следующие: кусковатость (гранулометрический состав), плотность, влажность, угол естественного откоса, подвижность частиц,

режущая способность (абразивность), крепость, коррозионность, липкость, ядовитость, взрывоопасность, самовозгораемость, слеживаемость, смерзаемость.

Кусковатостью или гранулометрическим составом сыпучего материала называют количественное (процентное) распределение его частиц по крупности. Характер однородности размеров частиц определяется коэффициентом k_0 , представляющим собой отношение наибольшего a_{\max} размера частиц (кусков) материала к наименьшему a_{\min} :

$$k_0 = a_{\max}/a_{\min}.$$

При $k_0 > 2,5$ материал относят к категории рядовых, при $k_0 \leq 2,5$ — сортированных. Кусковатость сыпучего материала определяют размером a наиболее характерного, типич-

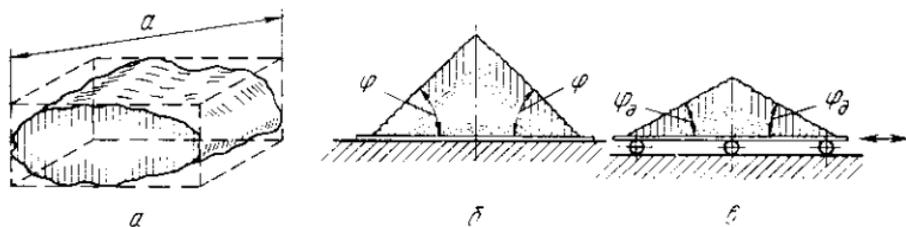


Рис. 1.2. Параметры насыпного груза:

a — расчетный размер частиц; ϕ — угол естественного откоса в покое; ϕ_d — то же, в движении

ного куска (рис. 1.2, a), количество которых превышает 10%. Сортированные материалы характеризуют средним размером кусков

$$a = (a_{\max} + a_{\min})/2.$$

По крупности кусков насыпные материалы разделяют на следующие группы, мм: особо крупнокусковой (>500), крупнокусковой (200—500); среднекусковой (61—199); мелкокусковой (10—60), зернистый (0,5—9), порошкообразный (0,05—0,49) и пылевидный ($<0,05$).

По плотности сыпучие материалы делят на следующие группы, т/м³: легкие ($\leq 0,6$), средние (0,6—1,6), тяжелые (1,6—2,0) и особо тяжелые (2,0—4,0).

Влажность сыпучего материала w_B определяют как отношение массы содержащейся в нем воды, удаляемой высушиванием пробы при температуре $+105^\circ\text{C}$, к массе высушенного материала, %:

$$w_B = (m_B - m_c)100/m_c,$$

где m_B и m_c — соответственно массы порций влажного и просушенного материалов.

По влажности сыпучие материалы делят на влажные (мокрые, сырые), естественной влажности (воздушно-сухие) и сухие. При низкой температуре воздуха влажные материалы смерзаются и примерзают к поверхности вагонов, бункеров, воронок.

Угол естественного откоса насыпного материала — это угол φ между образующей конуса из свободно насыпанного материала и горизонтальной плоскостью (рис. 1.2, б). Этот угол зависит от взаимной подвижности частиц материала (для воды $\varphi=0$), которая в свою очередь изменяется под действием сил сцепления между ними и сил трения, возникающих при перемещении одной частицы относительно другой. Поэтому для одного и того же материала в зависимости от его состояния (влажности, кусковатости, температуры, движения или покоя) угол естественного откоса имеет разные значения.

Обозначим коэффициент внутреннего трения через f_v , а угол внутреннего трения через ρ_v . Пренебрегая сцеплением частиц сыпучего материала (считая его идеально сыпучим, можно принять (особенно для сухих, легкосыпучих материалов): $\varphi = \text{arctg } f_v \approx \rho_v$.

Если опорная горизонтальная поверхность движется и колеблется, угол естественного откоса уменьшается, поэтому угол естественного откоса в движении φ_d меньше, чем в покое φ (рис. 1.2, в). Обычно принимают $\varphi_d \approx 7\varphi$. Аналогично различают коэффициент и угол внутреннего трения — в покое и движении.

Подвижность частиц. Сыпучие материалы разделяют на легкоподвижные ($\varphi=30 \div 35^\circ$), среднеподвижные ($\varphi=40 \div 45^\circ$) и малоподвижные ($\varphi=50 \div 56^\circ$).

Режущая способность (абразивность) — это свойство частиц сыпучего материала истирать поверхности рабочих органов погрузочно-разгрузочных машин, питателей, стенки бункеров, воронок, затворов. По степени абразивности сыпучие материалы разделяют на четыре группы: *A* — неабразивные, *B* — малоабразивные, *C* — среднеабразивные, *D* — высокоабразивные. Абразивность зависит от твердости частиц, которая характеризуется сравнительной 10-балльной шкалой (шкала Мооса). В ней за эталоны приняты 10 минералов, расположенных в порядке возрастания твердости: 1 — тальк, графит (легко чертится ногтем); 2 — гипс, сера, каолин, антрацит, поташ (царапается ногтем); 3 — известковый шпат, кальцит, боксит, доломит (легко царапается ножом); 4 — плавиковый шпат, флюорит (с трудом царапается ножом); 5 — апатит, асбест (не

царапается ножом и не чертит стекла); 6 — полевой шпат, ортоклаз (твердость оконного стекла); 7 — кварц (царапает стекло); 8 — топаз (царапает стекло); 9 — корунд, хромит (режет стекло); 10 — алмаз (режет стекло).

Крепость частиц материала определяется пределом прочности при сжатии $\sigma_{сж}$ (МПа) и характеризуется коэффициентом крепости $k_{кр}$ по шкале Протодьяконова*: $k_{кр} = \sigma_{сж}/10$.

Для мягкого мела, угля, железной руды значения $k_{кр}$, МПа: 1; 2; 15 соответственно.

Классификация складов сыпучих шихтовых материалов проводится по разным показателям¹.

Общее назначение складов: бесперебойное обеспечение шихтовыми материалами основных технологических агрегатов (главная задача), прием, создание запаса, хранение и усреднение сырья и шихты.

Различают склады:

1) по месту в технологическом процессе — до обогащения, до окучивания (до кальцинации — для боксита, нефеллина), до металлургического передела;

2) по наличию здания; открытые (в районах умеренного климата) и закрытые (в районах сурового климата, с обычными или ангарными обогреваемыми зданиями);

3) по устройству и способу усреднения: штабельные (рис. I. 3) и бункерные;

4) по системам загрузки и разгрузки: непрерывная (конвейерная) и прерывная (грейфером, ковшом и др.).

Усреднение — это смешивание отдельных порций одного или разных сырых материалов для получения однородной по составу рудной (шихтовой) массы (подробнее см. § I.7, § IX.1).

Набор оборудования складов зависит от их назначения и в общем виде состоит из трех групп: для выгрузки сыпучих материалов, для загрузки склада и для разгрузки склада. Последние две группы одновременно выполняют функцию усреднительного оборудования.

§ I.2. Устройство и конструкция вагоноопрокидывателей

Все разновидности этих машин предназначены для выгрузки из железнодорожных вагонов сыпучих материалов, осуществляемой поворотом или наклоном вагона в положение, обеспечивающее высыпание груза.

¹ Матюшев Л. Г., Сужин В. Н. Транспортные устройства и склады обогатительных фабрик. — М.: Недра, 1979. — 176 с.

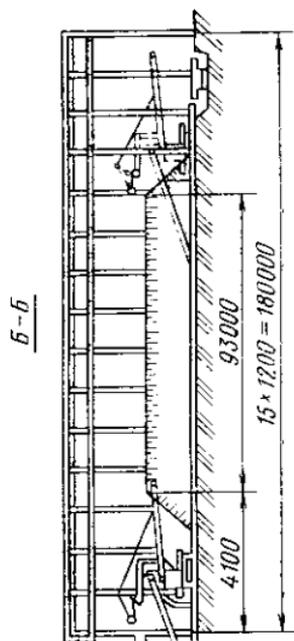
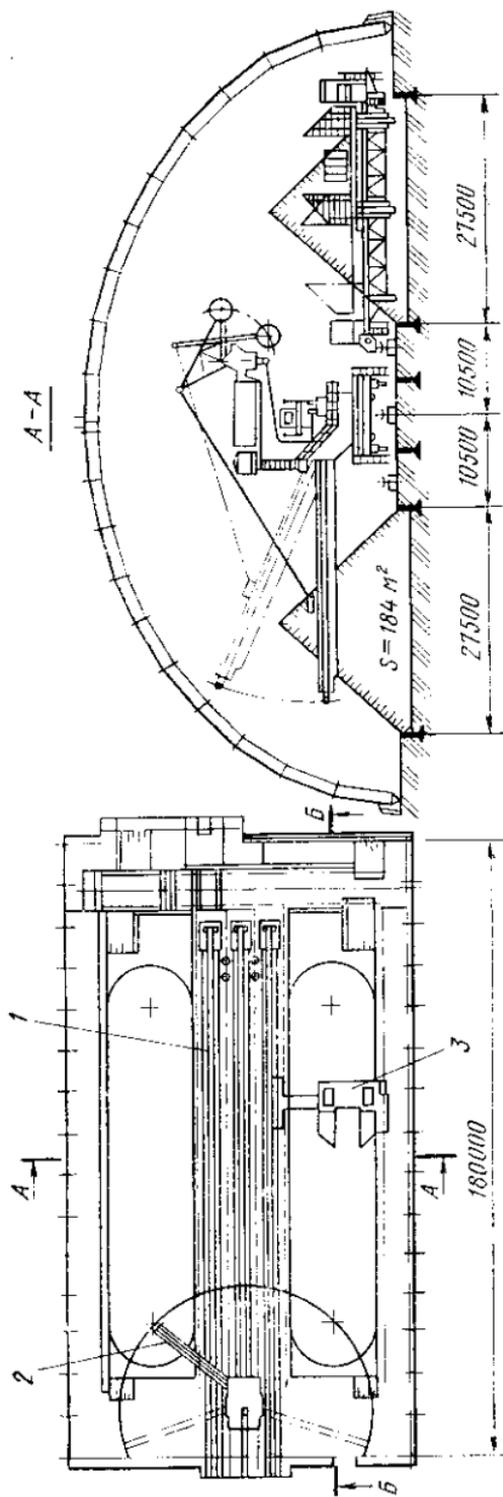


Рис. 1.3. Штабелный усреднительный склад закрытого типа:
 1 — коявейер; 2 — штабелеукладчик; 3 — штабеле-разгрузчик

В зависимости от способа поворота и типа вагона различают следующие типы вагоноопрокидывателей (рис. 1.4):

1) круговые — с круговым поворотом вагона на угол до $3,14$ рад вокруг его продольной геометрической оси, проходящей внутри контура вагона, с разгрузкой через боковую стенку и открытый верх вагона; при этом центр тяжести сечения вагона незначительно изменяет свое положение по высоте;

2) боковые — с поворотом вагона на угол до $3,05$ рад относительно продольной оси, расположенной сбоку значи-

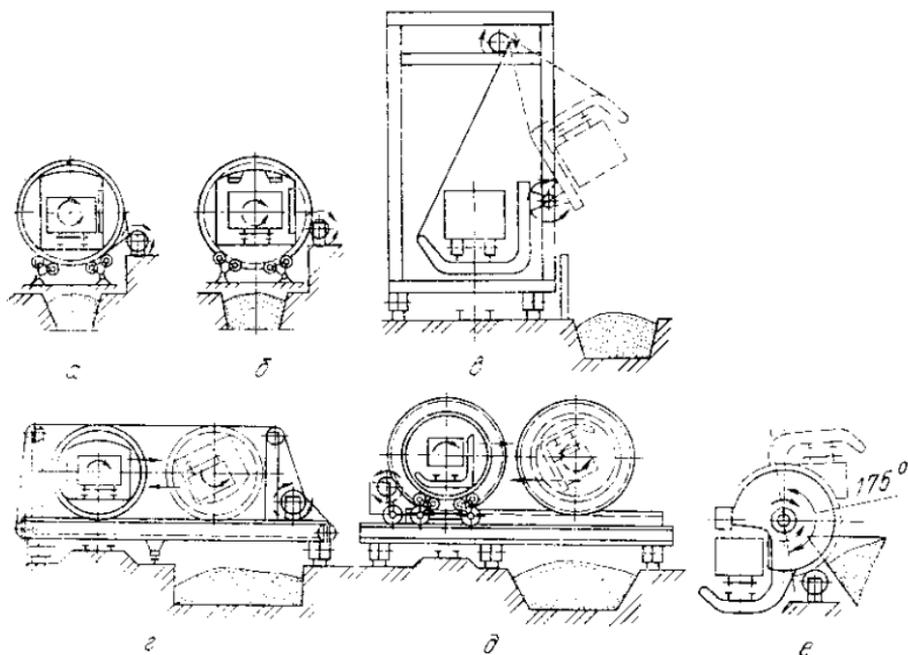


Рис. 1.4. Типы вагоноопрокидывателей:

а — стационарный роторный с канатной передачей механизма кантования; *б* — стационарный роторный с зубчатой передачей механизма кантования; *в* — передвижной башенный; *г* — передвижной роторный с канатной передачей механизма кантования; *д* — передвижной роторный с зубчатой передачей механизма кантования; *е* — стационарный боковой; разгрузка показана сплошной стрелкой, возврат — пунктирной

тельно выше уровня пути вагона, с высыпанием груза через боковую стенку и открытый верх вагона;

3) комбинированные — с поворотом крытого вагона в поперечной и продольной плоскостях и рядом повторных движений в разные стороны для разгрузки через боковую дверь;

4) торцевые — с поворотом вагона на угол до $1,22$ рад относительно какой-либо поперечной оси, при котором груз высыпается через откидную торцевую стенку вагона.

В СССР такие вагоны не применяют, они распространены в ЧССР, ПНР и других европейских странах.

По конструкции различают вагоноопрокидыватели:

1) роторные, основная рабочая часть — ротор, внутри которого помещен разгружаемый поворотом ротора вагон;

2) башенные, основная рабочая часть — башня (портал), в которой поворачивается люлька с разгружаемым вагоном и над которой размещен канатный привод механизма поворота;

3) рамные, основная рабочая часть — рама — поворачивается вместе с вагоном относительно одной или двух осей.

По принципу обслуживания фронта разгрузки вагоноопрокидыватели разделяют на стационарные и передвижные.

Для работы кругового вагоноопрокидывателя расходуется примерно в 2,5 раза меньше энергии, чем для бокового; металлоемкость кругового вагоноопрокидывателя вдвое меньше, чем бокового. Круговой вагоноопрокидыватель выгружает материал под ротор, что требует устройства заглубленных бункеров или траншей. Боковой вагоноопрокидыватель применяют только на обогатительных фабриках, в морских портах и других местах с высоким уровнем подпочвенных вод, так как при его установке заглубление конструкций по сравнению с круговым роторным уменьшается на 5—6 м, что позволяет значительно снизить капитальные затраты.

При установке стационарного вагоноопрокидывателя, кроме заглубленных бункеров, необходимо еще включать в разгрузочный комплекс питатели, конвейеры, перегрузочные устройства для подачи разгруженного материала на склад.

Передвижной вагоноопрокидыватель разгружает вагоны по всей длине складов (до 500—1000 м), но в комплект для отбора выгруженного материала из разгрузочной траншеи на склад входят грейферные краны-перегрузатели.

Выбор типа и конструкции вагоноопрокидывателя зависит от местных технологических и климатических условий.

В СССР освоены следующие модели вагоноопрокидывателей: башенный передвижной (ЮУМЗ), мостовой передвижной роторный (ЮУМЗ и ДЗМО), боковой стационарный (ДЗМО), роторный стационарный (ДЗМО). Для экспортной поставки на металлургический завод в Индию ЮУМЗ создал комбинированный вагоноопрокидыватель.

В цветной металлургии СССР распространено применение роторных стационарных вагонопрокидывателей, которые устанавливают по одному или, реже, по два на комбинат.

Вагонопрокидыватель ВРС-134 («вагонопрокидыватель роторный стационарный») предназначен для разгрузки полувагонов грузоподъемностью 63, 93, 125 и 134 т. Эта конструкция Днепропетровского завода металлургического оборудования (ДЗМО), опытный образец которой испытан в 1979 г, была модернизирована в 1983 г. До 1961 г. ДЗМО и Зуевский энергомеханический завод выпускали ВРС с канатным механизмом поворота ротора и канатным зажимом вагона. Канатный зажим может быть бесприводным рычажно-лекальным и с электроприводом. Применение канатов снижало надежность машин, повышало трудоемкость эксплуатации и ремонта. Последующие конструкции снабжены зубчатой передачей механизма поворота ротора и бесканатным бесприводным зажимом вагона.

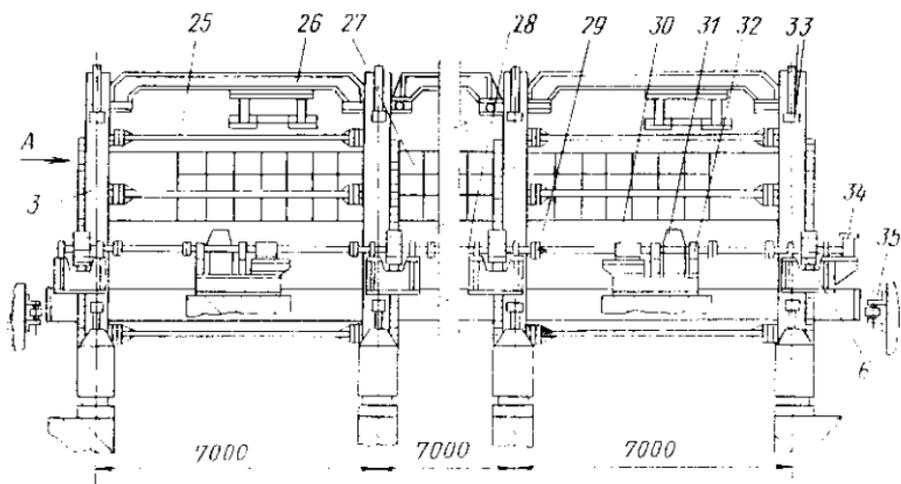
Вагонопрокидыватель (рис. 1.5) состоит из следующих основных узлов: ротора, роликоопор, платформы, люлек и привалочных стенок, привода поворота ротора, вибровозбудителей, предохранительного щита.

Ротор представляет собой сварную металлическую конструкцию, состоящую из четырех дисков 3 (двух крайних и двух средних), соединенных между собой в пары продольными связями 25. В верхней части ротора диски соединены балками 26, к которым на пружинных виброизоляторах¹ подвешены три П-образные рамы 1 с вибровозбудителями направленного действия 23. Такая форма рам позволяет разгружать вагоны 4, загруженные выше боковых стенок («шапкой»). Каждая рама имеет внизу расширенные упоры 2 с резиновыми плитами, на которые вагон опирается верхними обвязочными брусьями при опрокидывании.

На каждом диске ротора закреплены бандаж 22 и зубчатый венец 5, которые обеспечивают поворот ротора на угол 3,05 рад. Концы бандажей закреплены специальными замками 33.

Ротор установлен на четырех балансирных роликоопорах, каждая из которых состоит из рамы 13 с двумя

¹ Согласно ГОСТ 24346—80 (СТ СЭВ 1926—79) «Вибрация. Термины и определения», термин «виброизолятор» следует применять вместо ранее применявшегося «амортизатор»; «вибровозбудитель» — вместо «вибратор»; «вынуждающая сила» — вместо «возмущающая сила».



Вид А (увеличен)

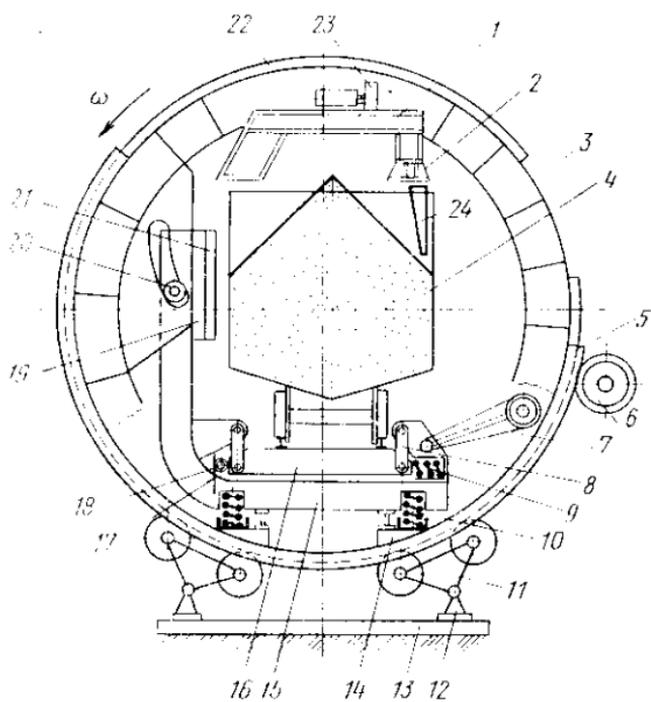


Рис. 1.5. Стационарный роторный вагоноопрокидыватель ВРС-134

кронштейнами 12 с шарнирно закрепленными на них балансирами 11. На каждом баланси́ре установлено по два ролика, на которые опирается бандаж. Конструкция баланси́рных опор ротора обеспечивает равномерное распределение нагрузки на ролики. Крепление баланси́ра к кронштейнам, а не непосредственно к раме, облегчает замену роликов. Продольное перемещение ротора при его вращении ограничивается ребордами на роликах крайних роликоопор.

Платформа 16, снабженная рельсами для установки разгружаемых вагонов, представляет собой сварную металлическую конструкцию, подвешенную шарнирно к двум люлькам, на четырех тягах к каждой. Такая подвеска типа шарнирного параллелограмма обеспечивает равномерное прилегание вагонов к привалочным стенкам 19 (так называемую боковую привалку). Для смягчения боковой привалки между платформой и люльками установлены пружинные буфера 9, которые стремятся сдвинуть платформу с вагоном к привалочным стенкам. В исходном положении реакция сжатых пружин воспринимается упорами 17 фундамента через закрепленные на платформе ролики 18, что обеспечивает установку платформы по оси железнодорожного пути.

Для ограничения продольного перемещения платформы на торцах фундамента установлены с зазором 5 мм ролики 35 (по одному с каждого торца платформы).

В роторе, между крайними и средними дисками, размещены две люльки 15, каждая из которых представляет собой изогнутую рамную конструкцию и состоит из двух опорных L-образных балок и привалочной стенки 19. Обе люльки шарнирно соединены между собой средней привалочной стенкой 27. Для повышения сохранности вагонов и увеличения износостойкости гофрированных резиновых облицовочных плит 21, в отличие от предыдущих конструкций (ВРС-93; ВРС-125), привалочные стенки 19 выполнены подвижными относительно люлек и соединены с ними шарнирно посредством рычагов, образующих параллелограмм.

На каждой люльке предусмотрены две цапфы с роликами 20, которыми люльки опираются в верхней части на дугообразные выступы дисков ротора, а в нижней части люлька боковыми тягами 7 шарнирно подвешена к кронштейнам на дисках ротора. Такая параллелограммная подвеска обеспечивает вертикальную привалку вагона к упорам вибровозбудителей.

Для дополнительного прижатия вагона к упорам при повороте ротора и для смягчения удара при возврате в исходное положение платформы с люльками на опорных балках люлек установлено восемь пружинных буферов 10. В исходном положении пружины буферов находятся в сжатом состоянии и люльки плотно опираются на все кронштейны 14 дисков ротора.

Привод механизма поворота ротора состоит из двух реверсивных электродвигателей 30, двух редукторов 31, промежуточных валов с зубчатыми муфтами 29 и приводных шестерен 6, которые входят в зацепление с зубчатыми венцами дисков ротора. Механическая синхронизация

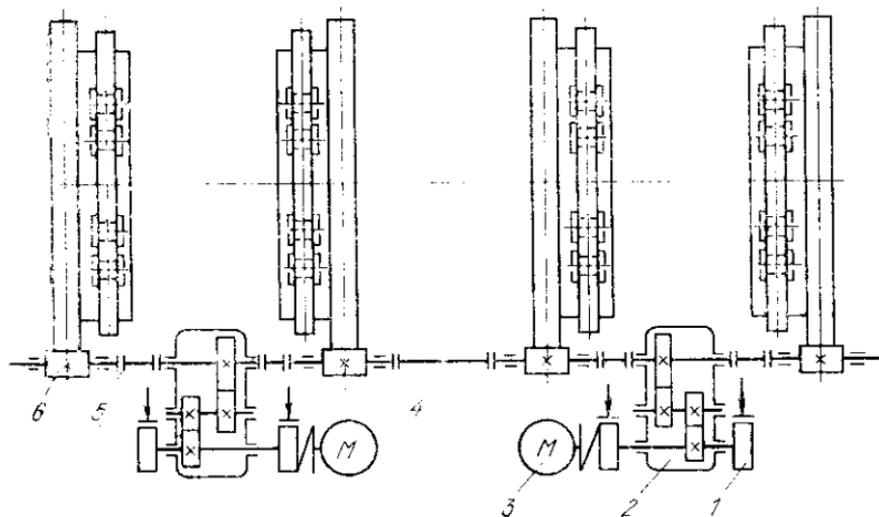


Рис. 1.6. Кинематическая схема механизма поворота ротора стационарного роторного вагонопрокидывателя:

1 — тормоз; 2 — редуктор; 3 — электродвигатель; 4 — вал; 5 — муфта; 6 — ведущая шестерня

работы электродвигателей обеспечивается соединительным валом 28. Крайние приводные шестерни соединены с командоаппаратами 34. Механическое торможение, кроме электрического динамического, осуществляется четырьмя колодочными тормозами 32, установленными на быстроходных валах редукторов. Кинематическая схема привода представлена на рис. 1.6.

Для защиты от разрушения при разгрузке деревянной обшивки¹ вагонов грузоподъемностью 63 т служит предо-

¹ Как правило, вагоны с деревянной обшивкой не должны разгружаться вагонопрокидывателем, так как применение предохранительного щита увеличивает цикл разгрузки на 2 мин.

хранительный щит 24 (см. рис. 1.5), подвешиваемый на канатно-блочной системе и опускаемый двумя лебедками внутрь вагона на боковую стенку со стороны разгрузки. Весь механизм предохранительного щита размещен на роторе.

Вагоноопрокидыватель снабжен тензометрическим взвешивающим устройством. Для электропитания и управления вибровозбудителями и лебедками предохранительного щита служит гибкий блочный токоподвод. В состав разгрузочного комплекса входит также вагонотолкатель и маневровое устройство для сбора вагонов.

Вагоноопрокидыватель работает следующим образом. Предназначенные для разгрузки вагоны подаются электрическим вагонотолкателем к вагоноопрокидывателю и по одному устанавливаются на его платформе. Машинист вагоноопрокидывателя управляет вагонотолкателем дистанционно с поста управления. После установки вагона машинист включает электродвигатели механизма поворота ротора. В начальный момент при определенном угле поворота (см. рис. 1.5) платформа 16 с вагоном перемещаются под действием силы тяжести и усилия пружинных буферов 9 к подвижным привалочным стенкам 19 до полного прилегания к ним кузова вагона — происходит боковая привалка. Она заканчивается для вагонов грузоподъемностью 134; 93; 60 и 125 т при повороте ротора соответственно на 13 и 17,5°.

В дальнейшем, при вращении ротора подвижные привалочные стенки с вагоном, перемещаясь на рычагах, опираются на люльки. Вертикальный ход подвижных привалочных стенок равен ходу пружин тележек вагона.

При повороте ротора до 48,5° положение вагона относительно него не меняется, а при увеличении этого угла люльки перемещаются с платформой и вагоном до соприкосновения верхней обвязки кузова с упорами 2 рам 1 вибровозбудителей. Происходит вертикальная привалка вагона. Она заканчивается для вагонов грузоподъемностью 134, 125, 93 и 60 т при повороте ротора соответственно на 50,5, 68,0, 73,0 и 83,5°. Дальнейшее изменение угла вращения до 170° не влияет на положение вагона, опирающегося на рамы вибровозбудителей. При этом платформа под действием силы тяжести и пружин 10 прижимается к колесам вагона.

При повороте ротора на 170° включаются вибровозбудители 23. Они развивают вынуждающую силу 45 кН каждый с частотой колебаний 25 Гц. Под действием этой силы

кузов вагона колеблется вместе с рамами вибровозбудителей между пружинами тележек вагона и пружинами виброизоляторов подвески рам вибровозбудителей. Для сохранения кузова вагона в работу включают только два вибровозбудителя: при разгрузке вагонов грузоподъемностью 93 т, 125 т или 134 т — два крайних, при разгрузке 60-т вагона — один крайний и средний. Создаваемые вибровозбудителями направленные колебания способствуют быстрому и полному высыпанию груза. До применения на вагоноопрокидывателях виброочистки на стенках и днище вагона оставался 1—2% груза¹. Длительность очистки различных грузов составляет 5—10 с. Вибровозбудители отключаются в начале обратного хода ротора.

После разгрузки вагона электродвигатели привода поворота включают на обратный ход (возврат) и люльки с платформой и вагоном в обратном порядке возвращаются в исходное положение. Время разгрузки одного вагона 63—75 с.

После возврата в исходное положение порожний вагон удаляется из вагоноопрокидывателя (сначала толкателем, затем маневровым устройством), а на его место устанавливается следующий груженный вагон. Цикл работы повторяется.

При необходимости предохранительный щит лебедками опускается в вагон. Во время поворота ротора на 20° щит скользит своими роликами по торцевым стенкам вагона и приваливается к боковой стенке, защищая ее от ударов груза. При повороте ротора на 70° щит опирается на упоры вибровозбудителей.

Во время возврата ротора в исходное положение предохранительный щит лебедками при угле 20° тоже поднимается в исходное положение.

Общая мощность установленных электродвигателей 149 кВт. Масса вагоноопрокидывателя 224 т.

Вагоноопрокидыватели по принципу работы разделяют на автономные и неавтономные. Неавтономный толкатель связан с вагоноопрокидывателем канатом, наматывая который на барабан лебедки он подтягивается к вагоноопрокидывателю, передвигая при этом состав вагонов. Автономный толкатель, представляющий собой самоходную машину с электроприводом, для увеличения силы сцепления загружают балластом. Передвижные вагоноопрокиды-

¹ На работающих в Восточном порту (г. Находка) вагоноопрокидывателях японского производства виброочистка не предусмотрена, из-за чего вагоны с углем кантуют два раза. Это увеличивает цикл разгрузки до 4 мин.

ватели комплектуют порталным толкателем, перемещающимся по рельсам вагоноопрокидывателя над вагонами. Стационарные вагоноопрокидыватели комплектуют вагонотолкателем, передвигающимся по стандартному железнодорожному пути с колеей 1520 мм.

Вагонотолкатель Т-20 представляет собой двусный электровоз с дистанционным управлением. Он оборудован двумя приводами передвижения, по одному на каждую пару колес, компрессором с песочницами, двумя кузовами для балласта и автосцепками.

Максимальная сила тяги составляет 200 кН, что обеспечивает передвижение состава массой 1000 т со скоростью 0,6 м/с. Скорость холостого хода 1,2 м/с. Масса с балластом 80 т, без балласта 32 т.

§ 1.3. Расчеты вагоноопрокидывателей

Производительность Q вагоноопрокидывателя определяют по формуле, т/ч:

$$Q = 3600m / (t_{\text{раб}} + t_0),$$

где $t_{\text{раб}}$ — рабочий цикл (опрокидывание + возврат), с; t_0 — время, затрачиваемое на подачу и установку груженого вагона. с; m — грузоподъемность вагона, т.

Производительность вагоноопрокидывателей весьма высока: они могут выгружать более 100 тыс. вагонов в год с учетом потерь времени на обработку вагонов, в которых произошло прилипание и примерзание груза; техническую производительность принимают 12 вагонов в час. При расчетном времени работы оборудования за сутки, равном 18 ч, с учетом сменных остановок для технического обслуживания и неравномерности поступления сырья, а также при годовом времени работы, равном 352 сут, с учетом простоя на ремонте согласно нормативам Положения о ППР, производительность ВРС-134 при разгрузке вагонов грузоподъемностью 134 т превышает 10 млн. т/год.

Расчет мощности электродвигателей привода механизма поворота ротора стационарного роторного вагоноопрокидывателя состоит из трех стадий: расчетов кинематики, статики и динамики механизма.

Кинематику привода рассчитывают, задаваясь трапецидальной формой графика скорости, по методике, изученной в теоретической механике.

Расчет статики выполняют по методике Днепропетровского металлургического института (ДМетИ), которая будет приведена далее.

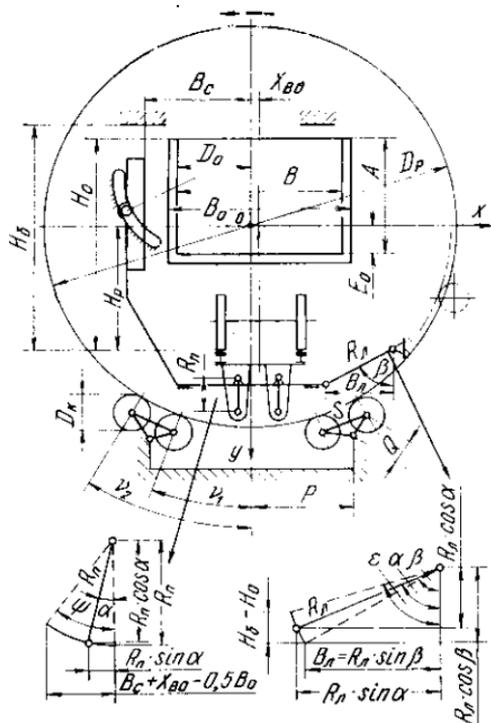


Рис. 1.7. Схемы к расчету привода механизма поворота ротора стационарного вагоноопрокидывателя

Общий статический момент состоит из следующих составляющих (рис. 1.7):

1) момент силы тяжести ротора с люльками, платформой и порожним вагоном M_p ;

2) момент силы тяжести груза—сыпучего материала $M_{гр}$;

3) момент силы трения на опорных роликах $M_{тр}$.

В процессе поворота ротора с вагоном можно выделить четыре этапа в зависимости от угла α поворота ротора.

На этапе I при $0 \leq \alpha \leq \psi$ происходит привалка вагона (на платформе) к привалочным стенкам люлек (боковая привалка). Угол привалки ψ определяют по формуле

$$\psi = \arcsin [(B_c + x_{в0} - 0,5B_0) / R_n]. \quad (1.1)$$

где все обозначения — по рис. 1.7.

На этапе II при $\psi \leq \alpha \leq \beta$ вагон, платформа, люльки и ротор поворачиваются как одно целое. Перемещение подвижной привалочной стенки с вагоном относительно люльки в начале этапа незначительно меняет координаты точек приложения сил и для упрощения расчета его не учитывают. Угол отрыва люльки от опорных кронштейнов дисков ротора

$$\beta = \arcsin (B_n / R_n). \quad (1.2)$$

На этапе III, при $\beta \leq \alpha \leq \epsilon$, люльки с платформой и вагоном перемещаются внутри ротора до привалки вагона к верхним упорам рам вибровозбудителей (верхняя привалка).

Угол верхней привалки ϵ определяется по формуле

$$\epsilon = \arccos \{ \cos \beta + [R_n(1 - \cos \psi) - (H_0 - H_o)] / R_n \}. \quad (1.3)$$

В IV этапе, при $\alpha \gg \varepsilon$, вагон, платформа, люльки и ротор вновь поворачиваются как одно целое.

В соответствии с описанными этапами изменяются координаты центров тяжести люльки (считаем, что обе люльки перемещаются в пространстве одинаково — плоскопараллельно), платформы вагона и груза в подвижной системе координат, связанной с ротором. Формулы (I.4) — (I.27) для вычисления этих координат сведены в табл. I.1.

1. Момент сил тяжести ротора M_p , люлек M_l и платформы с вагоном $M_{п.в}$ вычисляются по формулам:

$$M_p = G_p(x_p \cos \alpha + y_p \sin \alpha); \quad (I.28)$$

$$M_l = G_l(x_l \cos \alpha + y_l \sin \alpha); \quad (I.29)$$

$$M_{п.в} = G_{п.в}(x_{п.в} \cos \alpha + y_{п.в} \sin \alpha), \quad (I.30)$$

где G_p , G_l , $G_{п.в}$ — соответственно силы тяжести ротора, люлек, платформы, порожнего вагона (тара).

$$G_{п.в} = G_{п.} + G_{в.}; \quad (I.31)$$

$$x_{п.в} = x_{п.} + x_{в.}; \quad (I.32)$$

$$y_{п.в} = (G_{п.}y_{п.} + G_{в.}y_{в.}) / G_{п.в}. \quad (I.33)$$

2. Момент силы тяжести сыпучего груза. При повороте ротора изменяется также момент силы тяжести сыпучего груза. Это происходит под действием трех факторов — перемещения вагона внутри ротора, перераспределения груза по сечению внутри вагона, высыпания груза из вагона. Эти факторы могут действовать в разных сочетаниях, т. е. одновременно, последовательно или на каком-то этапе поворота вообще не действовать.

Перемещение вагона внутри ротора происходит по закону, описанному формулами (I.20) — (I.27), (см. табл. I.1, без учета перемещения подвижных привалочных стенок относительно люлек.

Процесс перераспределения сыпучего груза по сечению внутри вагона и его высыпания из вагона иллюстрируется рис. I.8, на котором показаны характерные формы поперечного сечения груза, а также $x_{гр}$ и $y_{гр}$ — координаты центра тяжести поперечного сечения груза.

Принято, что $G_{гр}$ ($G_{гр0}$) — текущее (исходное) значение силы тяжести сыпучего груза в вагоне; S (S_0) — текущее (исходное) значение площади поперечного сечения груза; $x_{гр}$ и $y_{гр}$ — координаты центра тяжести поперечного сечения.

Т а б л и ц а 1.1. Формулы к расчету вагоноопрокидывателя

Этап	I		II	
	$0 \leq \alpha \leq \psi$		$\psi \leq \alpha \leq \beta$	
Координаты центров тяжести ротора	$x_p = x_{p0}$ (I.4)		$x_{пв} = x_{пв0} - R_n \sin \alpha$ (I.12)	
	$y_p = y_{p0}$ (I.5)		$x_{пв} = x_{пв0} - R_n \sin \psi$ (I.14)	
люльки	$x_{л} = x_{л0}$ (I.6)		$y_{пв} = y_{пв0} - R_n (1 - \cos \psi)$ (I.5)	
	$y_{л} = y_{л0}$ (I.7)		$D = -D_0 - R_n \sin \psi$ (I.22)	
платформы и вагона	$D = -D_0 - R_n \sin \alpha$ (I.20)		$E = E_0 - R_n (1 - \cos \psi)$ (I.23)	
	$E = E_0 - R_n (1 - \cos \alpha)$ (I.21)			

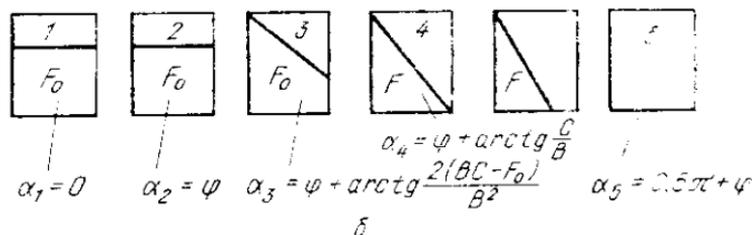
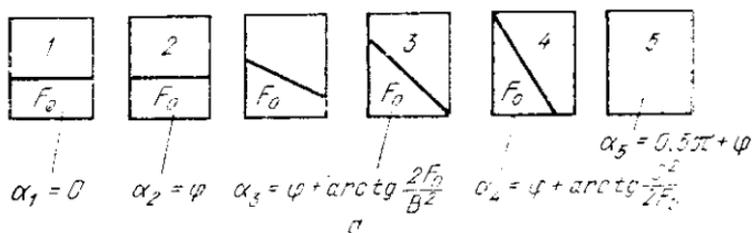


Рис. 1.8. Характерные формы поперечного сечения сыпучего груза в вагоне при разгрузке на роторном вагоноопрокидывателе:
 а — I вариант; б — II вариант

III	IV
$\beta \leq \alpha \leq \varepsilon$	$\alpha \geq \varepsilon$

$$x_p = x_{p0} \quad (1.4)$$

$$y_p = y_{p0} \quad (1.5)$$

$$x_n = x_{n0} - R_n (\sin \alpha - \sin \beta) \quad (1.8) \quad x_n = x_{n0} - R_n (\sin \varepsilon - \sin \beta) \quad (1.10)$$

$$y_n = y_{n0} - R_n (\cos \beta - \cos \alpha) \quad (1.9) \quad y_n = y_{n0} - R_n (\cos \beta - \cos \varepsilon) \quad (1.11)$$

$$x_{пв} = x_{пв0} - R_n \sin \psi - R_n \times \quad x_{пв} = x_{пв0} - R_n \sin \psi - R_n \times$$

$$\times (\sin \alpha - \sin \beta) \quad (1.16) \quad \times (\sin \varepsilon - \sin \beta) \quad (1.18)$$

$$y_{пв} = y_{пв0} - R_n (1 - \cos \psi) - \quad y_{пв} = y_{пв0} - R_n (1 - \cos \psi) -$$

$$- R_n (\cos \beta - \cos \alpha) \quad (1.17) \quad - R_n (\cos \beta - \cos \varepsilon) \quad (1.19)$$

$$D = -D_0 - R_n \sin \psi - \quad D = -D_0 - R_n \sin \psi -$$

$$- R_n (\sin \alpha - \sin \beta) \quad (1.24) \quad - R_n (\sin \varepsilon - \sin \beta) \quad (1.26)$$

$$E = E_0 - R_n (1 - \cos \psi) - \quad E = E_0 - R_n (1 - \cos \psi) -$$

$$- R_n (\cos \beta - \cos \alpha) \quad (1.25) \quad - R_n (\cos \beta - \cos \varepsilon) \quad (1.27)$$

Тогда сила тяжести

$$G_{гр} = SL\gamma, \quad (1.34)$$

где L — внутренняя длина вагона; γ — удельный вес насыпного сыпучего груза.

Момент силы тяжести груза

$$M_{гр} = G_{гр} (x_{гр} \cos \alpha + y_{гр} \sin \alpha). \quad (1.35)$$

При перераспределении и высыпании груза возможны два основных варианта:

I — в момент начала высыпания поперечное сечение (сечение 4) имеет форму треугольника;

II — в момент начала высыпания поперечное сечение (сечение 3) имеет форму трапеции.

По варианту I необходимо вести расчет при $S_0 = (G_{гр0}/\gamma L) < 0,5BC$; по варианту II — при $S_0 = (G_{гр0}/\gamma L) > 0,5BC$.

При $S_0 = (G_{гр0}/\gamma L) = 0,5BC$ можно вести расчет либо по I, либо по II варианту. Здесь B — внутренняя ширина вагона; C — высота привалочной стенки (от днища вагона).

В обоих вариантах сечение 1 соответствует исходному положению груза, сечение 2 — началу перераспределения груза в вагоне, сечение 5 — концу высыпания груза из вагона. В варианте I сечение 3 соответствует переходу трапецидального сечения в треугольнике, сечение 4 — началу высыпания груза. В варианте II сечение 3 соответствует началу высыпания груза, сечение 4 — переходу трапецидального сечения в треугольное.

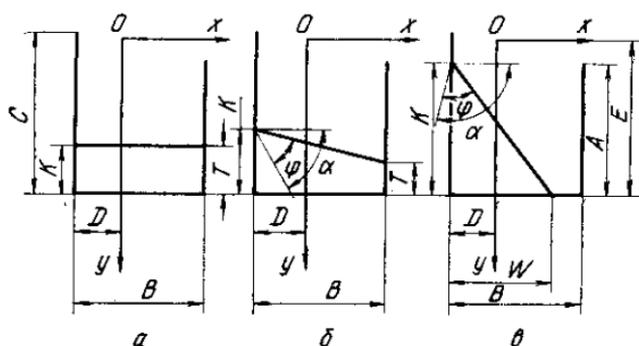


Рис. 1.9. Расчетные схемы для определения площадей; координат центров тяжести и моментов различных поперечных сечений сыпучего груза: а — прямоугольник; б — трапеция; в — треугольник

Поперечное сечение груза в вагоне может принимать форму прямоугольника, трапеции и треугольника (рис. 1.9).

При сечении — *прямоугольнике* (см. рис. 1,9,а)

$$S = S_0; \quad (I.36)$$

$$K = S_0/B; \quad (I.37)$$

$$x_{гр} = D + 0,5B; \quad (I.38)$$

$$y_{гр} = E - 0,5K. \quad (I.39)$$

При сечении — *трапеции* (см. рис. 1.9,б).

Из геометрических соотношений

$$K - T = B \operatorname{tg}(\alpha - \varphi), \quad (I.40)$$

где φ — угол естественного откоса сыпучего груза.

В случае, если груз *не высыпается* (смерзся), то по формуле (I.36)

$$S_0 = 0,5B(K + T) \quad (I.41)$$

и из совместного решения уравнений (I.40) и (I.41) получим

$$K = (S_0/B) + 0,5B \operatorname{tg}(\alpha - \varphi); \quad (I.42)$$

$$T = (S_0/B) - 0,5B \operatorname{tg}(\alpha - \varphi). \quad (I.43)$$

Если груз *высыпается*, то

$$K = C \quad (I.44)$$

и после подстановки (I.44) в (I.40) получаем

$$T = C - B \operatorname{tg}(\alpha - \varphi); \quad (I.45)$$

$$S = B [C - 0,5B \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)]. \quad (I.46)$$

Для нахождения координат центра тяжести трапеции разбиваем ее на прямоугольный треугольник с катетами K и B и оставшийся прямоугольник

$$\begin{aligned} x_{\text{гр}} &= \frac{0,5BK \left(E - \frac{1}{3}K \right) + 0,5BT \left(D + \frac{2}{3}B \right)}{0,5BK + 0,5BT} = \\ &= D + \frac{B}{3} \frac{K + 2T}{K + T}, \end{aligned} \quad (I.47)$$

$$\begin{aligned} y_{\text{гр}} &= \frac{0,5BK \left(E - \frac{1}{3}K \right) + 0,5BT \left(E - \frac{2}{3} \frac{K + T}{2} \right)}{0,5BK + 0,5BT} = \\ &= E - \frac{1}{3} \frac{K^2 + KT + T^2}{K + T}, \end{aligned} \quad (I.48)$$

где E — расстояние от центра координат до дна вагона (см. рис. I.9, в).

При сечении — *треугольнике* (см. рис. I.9, в).

Из геометрических соотношений

$$K = W \operatorname{tg}(\alpha - \varphi). \quad (I.49)$$

Если груз *не высыпается*, то

$$S_0 = 0,5KW \quad (I.50)$$

и из совместного решения уравнений (I.49) и (I.50) приходим к формулам:

$$K = \sqrt{2S_0 \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}; \quad (I.51)$$

$$W = \sqrt{2S_0 \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi)}. \quad (I.52)$$

Если груз *высыпается*, то после подстановки (I.44) в (I.49) получим

$$W = C \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi), \quad (I.53)$$

а после подстановки (I.53) в (I.50)

$$S = 0,5C^2 \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi). \quad (\text{I.54})$$

Координаты центра тяжести треугольника

$$x_{\text{гр}} = D + W/3; \quad (\text{I.55})$$

$$y_{\text{гр}} = E - K/3. \quad (\text{I.56})$$

Подставляя величины D и E из табл. I.1 в формулы (I.38), (I.39), (I.47), (I.48), (I.55) и (I.56), определим координаты центра тяжести сыпучего груза $x_{\text{гр}}$ и $y_{\text{гр}}$.

3. Момент сил трения на опорных роликах, приведенный к оси ротора, определим, пренебрегая для упрощения давлением зубьев приводных шестерен и допуская, что общая сила тяжести всех вращающихся узлов вагонопродувателя с вагоном приложена в центре дисков ротора на оси вращения ротора

$$M_{\text{тр}} = 4 \frac{G_p + G_n + G_{\text{пв}} + G_{\text{гр}}}{2(\cos \nu_1 + \cos \nu_2)} k_p \frac{fd + 2k}{D_p} \frac{D_6 + D_p}{2}, \quad (\text{I.57})$$

где f — приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках опорных роликов, $f = 0,015 - 0,02$; k — коэффициент трения качения бандажей по опорным роликам, $k = (8 - 12) \cdot 10^{-4}$ м; d — средний диаметр подшипника опорного ролика; k_p — коэффициент учета трения реборд крайних роликоопор, $k_p = 1,5 - 2$; D_p — диаметр ролика роликоопоры; D_6 — диаметр бандажа ротора; 4 — количество роликов под одним бандажом; число 2 в знаменателе первой дроби получено из разложения сил тяжести по ромбу.

Порядок расчета следующий.

1. По формулам (I.1), (I.2) и (I.3) определим углы φ , β и ϵ .

2. Сравнив величины $G_{\text{гр}}/\gamma L$ и $0,5BC$, найдем, по какому варианту следует продолжать расчет.

3. По формулам рис. I.9 вычислим граничные углы α_1 , α_2 , α_3 , α_4 , α_5 .

4. По формулам (I.4) — (I.19) табл. I.1 и формулам (I.28) — (I.30) находим координаты центров тяжести и моменты силы тяжести ротора, люлек, платформы и вагона.

5. По формулам (I.20) — (I.27) табл. I.1 определим значения D и E .

6. По формулам (I.34) — (I.56) вычислим K , T , W , затем $x_{\text{гр}}$, $y_{\text{гр}}$, S , $G_{\text{гр}}$ и $M_{\text{тр}}$.

7. По формуле (I.57) вычислим моменты сил трения.

8. Суммируя моменты M_p , $M_{л}$, $M_{пв}$, $M_{гр}$ и $M_{тр}$ с учетом их знаков на основе положений динамики электропривода, определим статический момент $M_{ст}$, приведенный к валу двигателей (принимая два двигателя в приводе)

$$M_{ст} = (M_p + M_{л} + M_{пв} + M_{гр} + M_{тр}) \eta_{\Sigma}^{-1} u_{\Sigma}, \quad (1.58)$$

где η_{Σ} — полный к. п. д. всей передачи от двигателя к ротору; u_{Σ} — общее передаточное число от двигателя к ротору.

Коэффициент полезного действия привода примем равным $\eta_{\Sigma} \approx 0,85$ и, в зависимости от направления действия статического момента на валах двигателей (против движения или в сторону движения), учитываем его со знаком «минус» или «плюс» в показателе степени.

Методом теоретической механики строим график изменения моментов во времени, ориентировочно рассчитываем мощность двигателей и выбираем их по каталогу. Для привода поворота ротора стационарного вагоноопрокидывателя обычно применяют асинхронные электродвигатели с фазным ротором типа МТН и синхронной частотой вращения $n = 600$ об/мин. Вычисления следует выполнить для ряда положений ротора с угловым шагом $10-20^\circ$.

Расчет динамики привода ведем с использованием приведенных в каталогах моментов инерции $J_{дв}$ выбранных двигателей. Рассчитываем динамические моменты привода $M_{дин.пр}$ и ротора с люльками, платформой, вагоном и грузом $M_{дин.рот}$

$$M_{дин} = M_{дин.пр} + M_{дин.рот} = [\delta J_{дв} + (J_{р.л.п} + J_{в} + J_{гр})/u_{\Sigma}^2] \omega_{дв}/t_{р(т)}, \quad (1.59)$$

где δ — коэффициент приведения вращающихся масс привода к валу двигателя (для данной системы $\delta = 1,75$); $J_{р.л.п}$ — момент инерции ротора, люлек и платформы; $J_{в}$ — момент инерции вагона; $\omega_{дв}$ — угловая скорость двигателя; $t_{р(т)}$ — время разгона (торможения); $J_{гр}$ — момент инерции груза. Значение $J_{гр}$ в начальный момент, в сечениях 1 и 2 (см. рис. 1.8) определим по формуле:

$$J_{гр} = \{(BH_{гр}^3 + H_{гр}B^3)/12 + BH_{гр} [x_{в}^2 + (H_{р} - 0,5H_{гр})^2]\} L\gamma,$$

где $H_{гр} = G_{гр}/\gamma BL$.

Для последующих положений учитывают изменяющиеся сечения груза (трапеция, треугольник) по форму-

лам (I.46) или (I.54) и изменяющуюся силу тяжести по формуле (I.34).

При расчете динамики следует учитывать, что боковая привалка сопровождается динамическим торможением одним двигателем, а после окончания привалки происходит разгон до номинальной скорости. По полученным значениям строим графики $M_{дин}$ в функции угла поворота ψ и текущего времени t .

Затем для каждого углового шага суммируем статические и динамические моменты и строим график суммарного момента двигателей в функции времени.

Привод поворота ротора работает в условиях повторно-кратковременного номинального режима (S3), поэтому ориентировочный выбор двигателей по эквивалентному статическому моменту и окончательный по эквивалентному суммарному моменту осуществляют по положениям динамики электропривода с учетом фактической продолжительности включения ПВ_ф. Коэффициент запаса мощности принимают равным 1,5.

Всего в расчете строим восемь графиков:

три по кинематике: $\varepsilon(t)$; $\omega(t)$; $\psi(t)$;

два по статике $M_{ст}(\psi)$; $M_{ст}(t)$;

два по динамике $M_{дин}(\psi)$; $M_{дин}(t)$;

суммарный график $M_{\Sigma}(t)$.

Для привода поворота ротора ВРС-134 применены два электродвигателя 4МТН-280-10М-VI типа 60, мощностью по 60 кВт, с частотой вращения 570 об/мин при ПВ=40%. Данный расчет приведен сравнительно подробно в качестве типового.

В настоящее время проявляется тенденция устанавливать в приводе вагоноопрокидывателей (и других металлургических машин) двигатели постоянного тока с питанием от тиристорных преобразователей, что обеспечивает плавное торможение и исключает случаи скручивания валов и деформации металлоконструкций.

Проверка толкателя на предупреждение буксования выполняется по соотношению

$$F_{сц}/W \geq 1,2,$$

где $F_{сц}$ — сила сцепления приводных колес толкателя с рельсами; W — сила сопротивления движению толкателя и толкаемого состава вагонов.

$$F_{сц} = G_T (m/n) f_{сц}. \quad (I.60)$$

Здесь G_T — сила тяжести толкателя; m — количество при-

водных ходовых колес; n — общее количество ходовых колес; $f_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления.

Из формулы (1.60) видно, какое значение имеет балласт, нагружаемый на автономный толкатель для увеличения его силы сцепления, а также преимущество полноприводной схемы, когда все ходовые колеса выполнены приводными, т. е. $m=n$. Для увеличения $f_{\text{сц}}$ применяют пневмосистему для посыпания рельсов осушенным песком из песочниц возле каждого колеса, что обеспечивает $f_{\text{сц}}=0,15$.

$$W = W_{\text{тр}} + W_{\text{укл}} + W_{\text{в}} + W_{\text{ин}}, \quad (1.61)$$

где $W_{\text{тр}}$ — сопротивление вследствие сил трения в опорах ходовых колес толкателя и толкаемых вагонов и от трения качения ходовых колес по рельсам; $W_{\text{укл}}$ — сопротивление из-за уклона (подъема) ж. д. пути; $W_{\text{в}}$ — сопротивление из-за ветра; $W_{\text{ин}}$ — сопротивление инерции масс толкателя и вагонов с грузом при трогании с места.

$$W_{\text{тр}} = (G_{\text{т}} + G_{\text{в}\Sigma} + G_{\text{гр}\Sigma}) k_{\text{р}} (2k + fd) / D_{\text{к}}, \quad (1.62)$$

где $G_{\text{в}\Sigma}$ — общая сила тяжести всех порожних вагонов (тара); $G_{\text{гр}\Sigma}$ — общая сила тяжести всего сыпучего груза (нетто); $k_{\text{р}}$ — коэффициент учета трения реборд ($k_{\text{р}} = 1,2-1,5$); d — средний диаметр подшипника ходовых колес толкателя и вагонов; $D_{\text{к}}$ — диаметр колес.

Обычно удельное сопротивление движению или коэффициент сопротивления движению (отношение силы трения к силе тяжести подвижного состава) — $\omega = k_{\text{р}}(2k + fd) / D_{\text{к}} = 0,005-0,015$, в среднем $\omega = 0,01$.

$$\begin{aligned} W_{\text{укл}} &= (G_{\text{т}} + G_{\text{в}\Sigma} + G_{\text{гр}\Sigma}) \sin \alpha_{\text{укл}} \approx \\ &\approx (G_{\text{т}} + G_{\text{в}\Sigma} + G_{\text{гр}\Sigma}) \alpha_{\text{укл}}, \end{aligned} \quad (1.63)$$

где $\alpha_{\text{укл}}$ — уклон железнодорожного пути; $\alpha_{\text{укл}} = 0,001-0,002$.

Сопротивление от ветра определяем по ГОСТ 1451—77:

$$W_{\text{в}} = pA, \quad (1.64)$$

где p — распределенная ветровая нагрузка; A — расчетная площадь толкателя и одного вагона, принимаемая перпендикулярно железнодорожному пути

$$p = qk_{\text{в}}cn,$$

где $q = \rho v^2 / 2$ динамическое давление ветра на высоте 10 м над поверхностью земли; v — скорость ветра; $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ —

плотность воздуха; c — коэффициент аэродинамической силы, значение которого принимают в зависимости от конструктивных особенностей движущейся машины, для прямоугольных толкателя и вагона $c=1,2$; n — коэффициент перегрузки для нагрузок рабочего состояния $n=1$; k_B — коэффициент, учитывающий повышение динамического давления ветра в зависимости от высоты расположения передвигаемой машины над поверхностью земли, при высоте до 10 м $k_B=1$.

$$W_{ин} = (G_p + G_{вз} + G_{грз}) v_{p.т} / g t_p, \quad (I.65)$$

где $v_{p.т}$ — скорость рабочего хода толкателя, обычно $v_{p.т} = 0,6—1,3$ м/с; t_p — время разгона двигателей механизма передвижения толкателя.

§ 1.4. Механизация восстановления сыпучести грузов и выгрузки их остатков из вагонов

Применяемые профилактические способы предупреждения смерзания и примерзания сыпучих грузов в условиях СССР при значительной дальности перевозок, суровом климате и резких колебаниях температуры пока не исключает смерзание.

Восстановление сыпучести смерзшихся грузов осуществляют тремя методами: тепловым разогревом, механическим рыхлением, комбинированным воздействием.

Установки теплового разогрева могут работать с применением горячей воды, пара, электротока промышленной и высокой частоты, газовоздушных потоков и инфракрасного излучения. Широкое распространение получили конвективные гаражи размораживания с рециркуляцией дымовых газов (рис. I.10, а). Начато применение прогрессивных средств разогрева — газовых инфракрасных излучателей с горелками беспламенного типа, тепловой к. п. д. которых втрое выше, чем при конвективном разогреве. Инфракрасные излучатели передают тепло лучеиспусканием, при этом не повреждается даже окраска вагонов и их нетеплостойкие узлы (подшипники, тормоза).

Механические рыхлители разделяют на клиновые, вибрационные и буровые. Из вибрационных нашли применение навесные и накладные вибровозбудители и виброударные рыхлители. Рыхлитель конструкции ВНИИСтройдормаша (рис. I.10, б) изготавливается экспериментальным Новосибирским машиностроительным заводом «Труд». Этот рыхлитель может быть использован для предвари-

тельного рыхления груза в вагоне перед вагоноопрокидывателем или для одновременного рыхления и разгрузки через открытые люки днища вагона. Два электродвигателя мощностью по 22 кВт обеспечивают вертикально направленные колебания рабочего органа с амплитудой 3 мм и частотой 24 Гц. Под действием возмущающей силы 200 кН и собственного веса рабочего органа (69 кН), штыри внедряются в смерзшийся груз и разрушают его на куски до 300 мм.

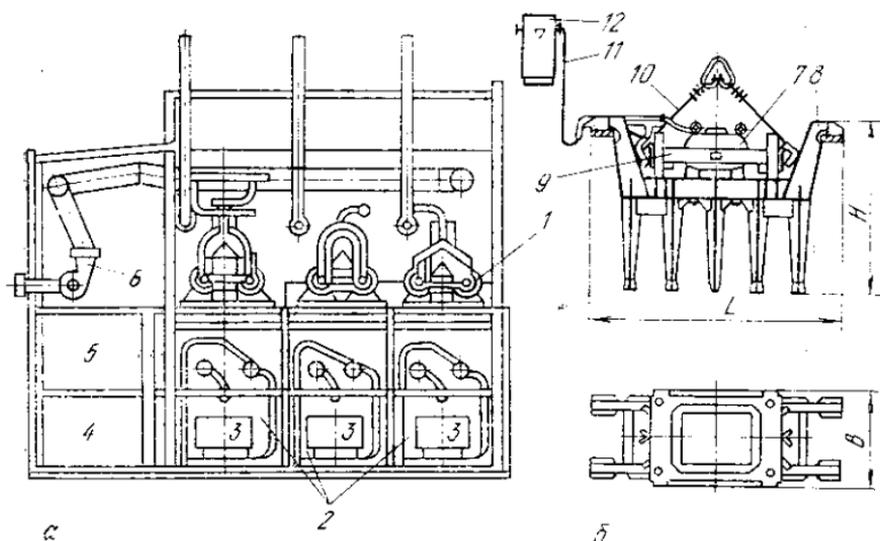


Рис. 1.10. Устройства для восстановления сыпучести смерзшихся грузов: а — гараж размораживания по проекту Ленгипромеза; б — виброударный рыхлитель ДПСБ; 1 — газовые топки; 2 — камеры размораживания; 3 — вагоны; 4 — электроподстанция; 5 — бытовые помещения; 6 — дутьевые вентиляторы; 7 — вибровозбудитель; 8 — плита со штырями; 9 — пригруз-подвеска; 10 — строп; 11 — кабель; 12 — пульт управления

Из буровых машин распространены буровфрезерные устройства.

Положительные результаты дает сочетание теплового разогрева инфракрасным излучением («пленочное» оттаивание поверхности груза) с механическим рыхлением.

Значительно уменьшает примерзание груза опрыскивание внутренней поверхности вагонов специальными нефтяными составами, облицовка вагонов листами из полимерных материалов с высокой молекулярной массой например, из высокомолекулярного полиэтилена.

Механизация очистки вагонов от остатков сыпучих грузов, масса которых достигает 1—2% грузоподъемности,

осуществляется с помощью вибрационных, механических, гидравлических, пневматических и газодинамических устройств.

Наилучшие результаты достигаются в случае включения вибровозбудителей в конструкцию вагоноопрокидывателя (см. § 1.2).

Для дробления крупных кусков груза на решетках приемных бункеров вагоноопрокидывателей применяют описанные в гл. IV дробильно-фрезерные машины (передвижные, на рельсовом ходу).

Перспективы совершенствования вагоноопрокидывателей. Одним из способов повышения производительности вагоноопрокидывателей является разгрузка вагонов без расцепления состава. Это осуществимо, если ось вращения ротора совпадает с осями автосцепок, которые могут вращаться вокруг горизонтальной продольной оси. При таком упрощении производительность вагоноопрокидывателя возрастает в 1,5 раза, штат обслуживающего персонала сокращается втрое. Действующие в комплексе со специализированными вагонами грузоподъемностью 100 т вагоноопрокидыватели такого типа имеют производительность 42 вагона в час.

Известны действующие роторные стационарные вагоноопрокидыватели упрощенной конструкции без платформы и люльки, в которых боковой и вертикальный зажим вагонов осуществляется от гидроцилиндров диаметром 110 мм. Давление масла в цилиндрах боковых и вертикальных зажимов составляет соответственно 5 и 15 МПа. Возбуждение колебаний для очистки вагонов от остатков груза может быть вызвано периодическими изменениями давления в цилиндрах зажимов.

Оригинальный проект кругового вагоноопрокидывателя барабанного типа разработан в 1967 г. инженером Южно-Уральского машиностроительного завода (ЮУМЗ) Г. Л. Астафьевым. В барабане устроены четыре секции, в которых на различных стадиях разгрузки одновременно находятся четыре вагона. Каждый вагон разгружается за четыре отдельных проворота барабана, по 90° каждый. Барабан поворачивается на цапфах в подшипниках. Приводы поворота должны иметь малую мощность, так как конструкция использует потенциальную энергию груза в вагонах, которые подаются на отметку выше разгрузочных бункеров. Грузовой момент, возникающий при подаче каждого следующего груженого вагона в очередную секцию барабана, приводит во вращение барабан, при осво-

бождении фиксаторов. Кроме тормозов привода, барабан оборудован центральными тормозами.

Одновременная разгрузка двух вагонов также повышает производительность вагоноопрокидывателя. Так, роторные стационарные вагоноопрокидыватели японского производства, работающие в Восточном порту (г. Находка) сконструированы для одновременной выгрузки двух вагонов грузоподъемностью по 65 т.

§ 1.5. Рудногрейферные перегружатели

Наиболее распространенными усреднительными машинами для открытых складов сырья и шихты являются рудногрейферные перегружатели. Они представляют собой грейферный кран козлового типа с длинным мостом, по которому передвигается грейферная тележка. Усреднители такого типа являются универсальными машинами, приспособленными как для формирования штабеля усредняемого материала, так и для разработки этого штабеля и отгрузки усредненного материала для последующей переработки. Усреднение достигается послойной укладкой материала в штабель при медленном раскрытии грейфера и одновременном быстром передвижении грейферной тележки вдоль моста, поперек склада. Усредненный материал отбирается поперек штабеля, вразрез, наклонными слоями. Рабочим перемещением является движение грейферной тележки, скорость которой достигает 5 м/с. Для увеличения производительности при значительной длине моста (до 150 м) такой перегружать оборудуют двумя независимыми грейферными тележками.

Рудногрейферные перегружатели работают на Усть-Каменогорском свинцово-цинковом комбинате (УКСЦК), Побужском никелевом заводе и др.

До 70 гг. наиболее распространенной была решетчатая конструкция моста. Давая некоторую экономию металла по сравнению с балочной, такая конструкция усложняла изготовление машины и еще в большей степени усложняла ее монтаж, обслуживание и ремонт.

Конструкции моста перегружателей, появившихся в 70-е годы, более прогрессивны.

Примененная заводом подъемно-транспортных устройств ВТА (ГДР, Лейпциг) конструкция моста основана на балочной форме моста и опор (рис. 1.11), но для уменьшения высоты мостовых балок применена шпренгельная система усиления моста. Балочная конструкция

значительно упрощает изготовление машины, позволяя применить автоматическую сварку, ускоряет монтаж, уменьшает коррозию при эксплуатации, облегчает содержание металлоконструкций.

В СССР нормированным является пролет (расстояние между осями опор) 76,2 м. При таком пролете могут возникать перекосы опор относительно моста при индивидуальном приводе механизмов передвижения моста, вызванные разностью высот рельсовых путей, механическими

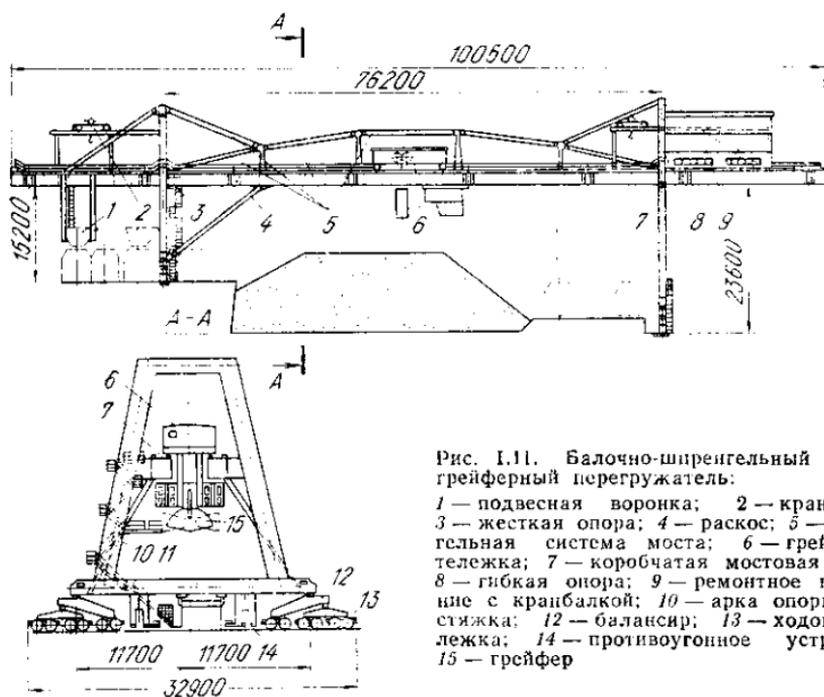


Рис. 1.11. Балочно-шпренгельный рудно-грейферный перегружатель:

1 — подвесная воронка; 2 — кран-балка; 3 — жесткая опора; 4 — раскос; 5 — шпренгельная система моста; 6 — грейферная тележка; 7 — корычатая мостовая балка; 8 — гибкая опора; 9 — ремонтное помещение с кранбалкой; 10 — арка опоры; 11 — стяжка; 12 — балаусир; 13 — ходовая тележка; 14 — противоугольное устройство; 15 — грейфер

и тепловыми деформациями. Во избежание разрушения моста одну из опор, называемую обычно «жесткой», соединяют с мостом шарнирно в вертикальной плоскости. Мост получает возможность в горизонтальной плоскости поворачиваться относительно этой опоры. «Забегание» одной опоры относительно другой у решетчатого перегружателя допускается до 3,5 м. Смятие металлоконструкций может произойти только при величине забега, равной 7 м. Специальная система автоматики отключает электродвигатели «забежавшей» опоры до выравнивания моста. Вторая опора, называемая «гибкой», соединена с мостом при помощи сферического подпятника. Кроме поворота моста в горизонтальной плоскости относительно опоры,

такое соединение допускает наклон опоры в вертикальной плоскости при температурной деформации моста.

Высокочувствительные датчики перекося и специальные крановые рельсы позволяют применять жесткое соединение моста с опорами, что и осуществлено Старокраматорским машиностроительным заводом. В этом случае перекося ограничивается величиной 300 мм.

Вследствие значительной массы машины каждая опора перемещается по двурельсовому пути. Общее количество ходовых колес моста достигает 64, поэтому применяют балансирную установку дуосных ходовых тележек, обеспечивающую равномерное распределение нагрузки на все колеса. Каждый второй скат (каждая ходовая тележка) имеет отдельный привод, состоящий из электродвигателя, тормоза и вертикального редуктора, соединенного с валом приводных колес.

Для отправки усредненного материала железнодорожным транспортом перегружатель снабжают передвижной подвесной загрузочной воронкой.

Значительную экономию металла, сокращения сроков монтажа и удешевление обслуживания дает применение трубчатой конструкции моста и опор (рис. 1.12). Мост перегружателя-усреднителя Красноярского ПО «Сибтяжмаш», имеющий в основе конструкции спирально-сварную трубу диаметром 3 м при общей длине 126,5 м, характеризуется массой всего 476 т. Это на 450 т снижает массу всей машины по сравнению с другими перегружателями равной производительности. Мост поставляется секциями. Толщина стенки трубы 20 мм у средних секций и 16 мм — на консолях. Поскольку мост состоит всего из пяти секций, это позволяет завершить монтаж перегружателя за 3 мес.

Грейферная тележка передвигается по рельсам, закрепленным на сварных двутавровых балках, вваренных в поперечные листовые диафрагмы, охватывающие трубу снизу и обеспечивающие жесткость трубы. Расстояние между ними 1 м.

Опоры также выполнены из сварных труб. Все коммуникации машины проложены в трубах моста и опор, что создает повышенную долговечность коммуникаций и облегчает их обслуживание и ремонт. Коррозионная стойкость металлоконструкций трубчатого усреднителя повышается, значительно упрощается антикоррозионная обработка.

В соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов», утвержденными

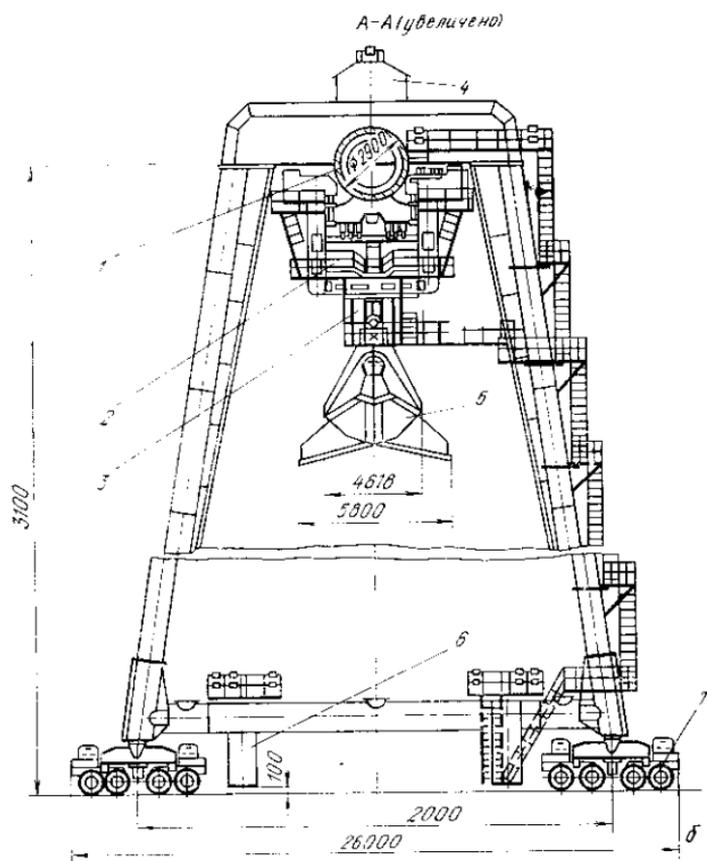
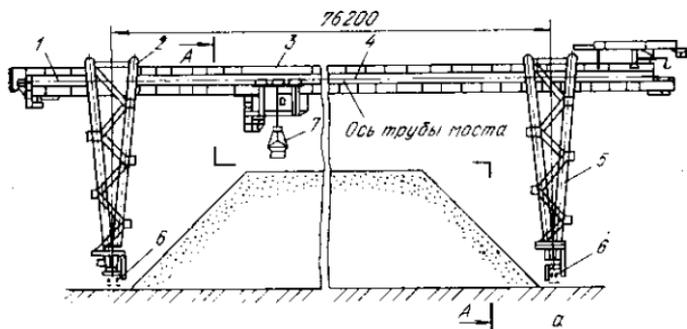


Рис. 1.12. Трубчатый рудногрейферный перегружатель:

a — продольный вид; *б* — поперечный разрез;

1 — консоль; 2 — жесткая опора; 3 — грейферная тележка; 4 — главная труба пролетного строения моста; 5 — гибкая опора; 6 — ходовая тележка

Госгортехнадзором СССР, краны, передвигающиеся по рельсовым путям на открытом воздухе, должны быть оборудованы противоугонными устройствами. С этой целью трубные перегружатели оборудуют рельсовыми клещевыми захватами (рис. 1.13), губки которых зажимают крановый рельс и удерживают перегружатель от самопроизвольного перемещения под действием ветра. Из рис. 1.13 видно, что длинные плечи рычагов, снабженные роликами, раздвигаются опускающимся на канате от барабанной лебедки тяжелым клином. Обычно на каждой опоре установлено по два захвата, клиновые грузы которых поднимает одна двубарабанная лебедка. Таким образом, перегружатель удерживается захватами за все четыре рельса, по которым он передвигается.

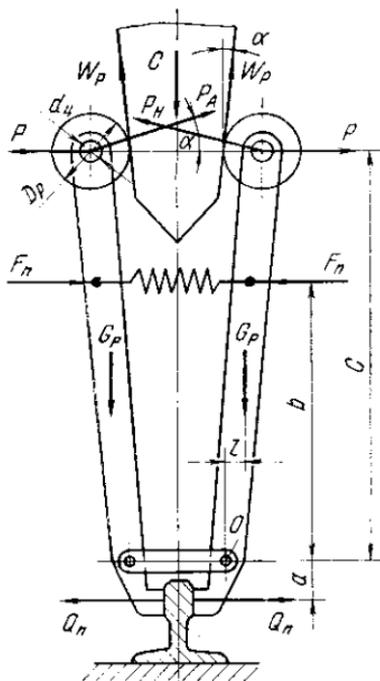


Рис. 1.13. Схема к расчету противоугонного устройства рудного перегружателя

Расчет противоугонного устройства сводится к определению силы зажатия рельса одним захватом, усилия в пружине, сводящей рычаги, и на рычагах, а также силы тяжести клина.

Сила трения F_T между губками клещей всех захватов надежно обеспечивает остановку перегружателя, движущегося в том же направлении, что и ветер.

$$F_T = (W_B - W_{TP}) k_3,$$

где W_B — наибольшая ветровая нагрузка на перегружатель в плоскости, перпендикулярной направлению движения; W_{TP} — наименьшая сила сопротивления движению перегружателя; k_3 — коэффициент запаса ($k_3 = 1,2$).

Ветровую нагрузку определим по ГОСТ 1451—77 по аналогии с расчетом толкателя (1.64). Динамическое давление ветра примем так же, как для нерабочего состояния, в соответствии с картой районирования СССР по ГОСТ 1451—77: от 270 Па (при 21 м/с) до 1000 Па (при 40 м/с,

северное и северо-восточное побережье). Значение $W_{тр}$ находим из соотношения

$$W_{тр} = \omega G_{п} = \frac{fd + 2k}{D_k} k_p G_{п},$$

где $G_{п}$ — сила тяжести перегружателя (без груза в грейфере); ω — коэффициент сопротивления движению; f — приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках ходовых колес; d — средний диаметр подшипников; k — коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам; k_p — коэффициент учета дополнительных сопротивлений передвиганию перегружателя (трения реборд и др.), в данном расчете следует принять $k_p = 1$, а для f и k взять минимальные значения. Действие тормозов приводов механизма передвижения при этом расчете тоже не учитываем.

Необходимое усилие Q прижатия губки захвата к головке кранового рельса

$$Q = F_{г} / 2f_{г}z,$$

где $f_{г}$ — коэффициент сцепления (трения) губок с рельсом; z — число клещевых захватов (с двумя губками каждый) на перегружателе. Примем минимальное значение $f_{г} = 0,15$, хотя для закаленных губок с мелкой (шаг 5—6 мм) остроугольной (угол у вершины зуба 40°) насечкой $f_{г} \geq 0,3$.

Необходимое усилие $F_{п}$ в пружине для сведения рычагов (при подъеме клина для освобождения рельса от зажатия губками) определим из уравнения моментов относительно оси поворота рычага (точка O) при условии $Q = 0$, с учетом трения в шарнире O

$$F_{п} = 2G_{р} (l + f_{ш} 0,5d_{ш}) k_{з.п} / b,$$

где $G_{р}$ — сила тяжести одного рычага; l — плечо силы тяжести рычага относительно центра шарнира O ; b — плечо силы натяжения пружины; $f_{ш}$ — коэффициент трения в шарнире; $d_{ш}$ — диаметр оси шарнира; $k_{з.п}$ — коэффициент запаса пружины, гарантирующий сведение освобожденных рычагов.

Горизонтальную составляющую усилия нажатия клина на ролик (распор P), обеспечивающую необходимое усилие прижатия Q губок захвата к рельсу, определяем из уравнения моментов относительно оси поворота рычага O , с учетом потерь на трение в этом шарнире:

$$P = (Qa + F_{п}b - G_{р}l) c\eta_{р},$$

где $\eta_{р}$ — к.п.д. рычага; c — плечо ролика.

При опускании клина со стороны каждого ролика рычага на клин действует нормальное усилие P_n под углом α к горизонту

$$P_n = P / \cos \alpha,$$

а также сила сопротивления передвижению

$$W_p = P_n \omega = P \omega / \cos \alpha,$$

где ω — коэффициент сопротивления движению ролика по клину,

$$\omega = (f d_{\text{ц}} + 2k) k_{\text{доп}} / D_p,$$

где f — приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках ролика; $d_{\text{ц}}$ — средний диаметр подшипников цапфы ролика; k — коэффициент трения качения ролика по клину; D_p — диаметр ролика; $k_{\text{доп}}$ — коэффициент учета дополнительных сопротивлений, $k_{\text{доп}} = 1,2$.

Полная сила P_{Σ} нажатия клина на ролик (для расчета ролика и подшипника)

$$P_{\Sigma} = P / \cos (\alpha + \rho),$$

где $\rho = \arctg \omega$.

Проецируя на вертикальную ось силы, действующие на клин, определим требуемую силу тяжести клина G

$$G = 2P_n \sin \alpha + 2W_p \cos \alpha = 2P (\tg \alpha + \tg \rho).$$

По найденной силе тяжести клина, используя стандартную методику, выберем электродвигатель лебедки подъема двух клиньев одного захвата для кратковременного номинального режима работы S2.

Для предотвращения аварий на перегружателе, в самой высокой точке, устанавливают анемометр, автоматически включающий сирену при скорости ветра 16 м/с (7 баллов по шкале Бофорта) и отключающий при 20 м/с (8 баллов) двигателя механизма передвижения моста, а также автоматически включающий опускание клиньев лебедки противоугонных устройств.

Шкала Бофорта — условная шкала для визуальной оценки скорости и силы ветра по его действию на наземные предметы, уточненная в 1963 г. Всемирной метеорологической организацией (рис. 1.14). Ветру в 7 баллов по этой шкале соответствуют следующие признаки: «качаются стволы деревьев; идти против ветра трудно; волны громятся, гребни срываются, пена ложится полосами по

<i>Баллы Бофорта</i>	<i>м/с</i>	<i>Характеристика ветра</i>	<i>Действие ветра</i>
0	0-0,2	<i>Штиль</i>	
1	0,3-1,5	<i>Тихий</i>	
2	1,6-3,3	<i>Легкий</i>	
3	3,4-5,4	<i>Слабый</i>	
4	5,5-7,9	<i>Умеренный</i>	
5	8,0-10,7	<i>Свежий</i>	
6	10,8-13,8	<i>Сильный</i>	
7	13,9-17,1	<i>Крепкий</i>	
8	17,2-20,7	<i>Очень крепкий</i>	
9	20,8-24,4	<i>Шторм</i>	
10	24,5-28,4	<i>Сильный шторм</i>	
11	28,5-32,6	<i>Жестокий шторм</i>	
12	32,7 и более	<i>Ураган</i>	

Рис. 1.14. Шкала Бофорта для визуальной оценки скорости ветра

ветру». Обычно термином «ветер» обозначают горизонтальную составляющую ветрового движения.

Грейферная тележка является самым ответственным узлом крана, так как к ней подвешен рабочий орган—грейфер, кабина машиниста; тележка передвигается с высокой скоростью и работает в режиме непрерывных динамических нагрузок.

На тележке установлены два аналогичных механизма подъема и замыкания грейфера — однобарабанные редукторные лебедки, кинематически не связанные между собой, но имеющие одинаковую скорость канатов одного диаметра. Барабаны отличаются только канатоемкостью. На некоторых конструкциях перегружателей барабан соединен с выходным валом редуктора кулачковой или зубчатой муфтой на ступице, причем конец оси барабана опирается на выходной вал редуктора через подшипник или сферическую шайбу, установленную во внутренней расточке вала. Такое соединение существенно снижает надежность перегружателей. Более надежна конструкция лебедки с установкой барабана и последнего зубчатого колеса редуктора на цельном двуопорном валу (рис. 1.15), разработанная на «Запорожстали». Вместо подшипника со стороны барабана в корпусе редуктора предусмотрено уплотнение. Сварно-литые барабаны механизмов подъема и замыкания грейфера целесообразно выполнять одинаковыми, что позволяет унифицировать оба механизма.

Аналогичную модернизацию типовой конструкции механизма подъема электромостовых кранов вынуждены выполнять механики многих металлургических заводов.

Механизм передвижения тележки выполнен полноприводным: каждый скат снабжен отдельным приводом. Рама тележки через пружины опирается на буксы подшипников скатов, поэтому привод выполнен по схеме трамвайной подвески. Ее суть — в сохранении неизменным межцентрового расстояния зубчатой передачи между двигателем и валом ходовых колес. Для этого двигатель, тормоз и одноступенчатый редуктор устанавливают на качающуюся раму, одной стороной через подшипники опирающуюся на вал ската, другой — через шарнир и пружины — подвижно и упруго опирающуюся на раму тележки. Расстояние от оси электродвигателя до оси ската должно быть равно межцентровому расстоянию зубчатой передачи.

Схема трамвайной подвески широко применяется на подвижных металлургических машинах: рудных и коксовых трансферкарах, вагон-весах, передаточных тележках,

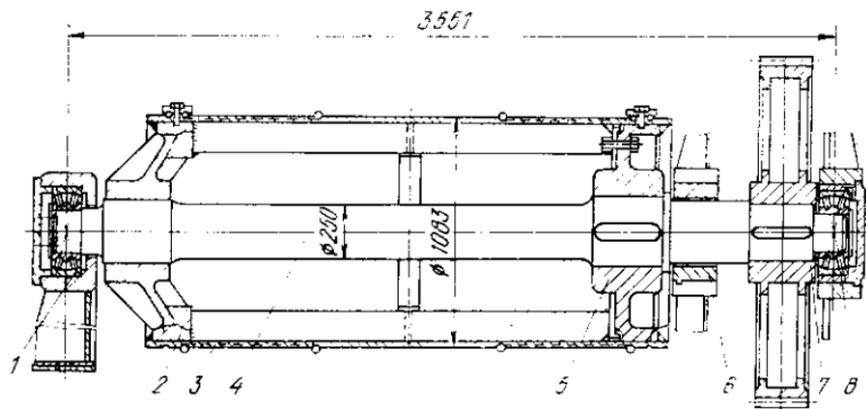


Рис. 1.15. Соединение барабана и редуктора механизмов подъема и замыкания грейфера конструкции комбината «Запорожсталь»:

1 — усиленный подшипник неприводной стороны; 2, 5 — литые ступицы неприводной и приводной сторон; 3 — сварной корпус барабана; 4 — цельный вал барабана; 6 — разрезное уплотнительное кольцо корпуса редуктора; 7 — зубчатое колесо редуктора; 8 — роликоподшипник редуктора

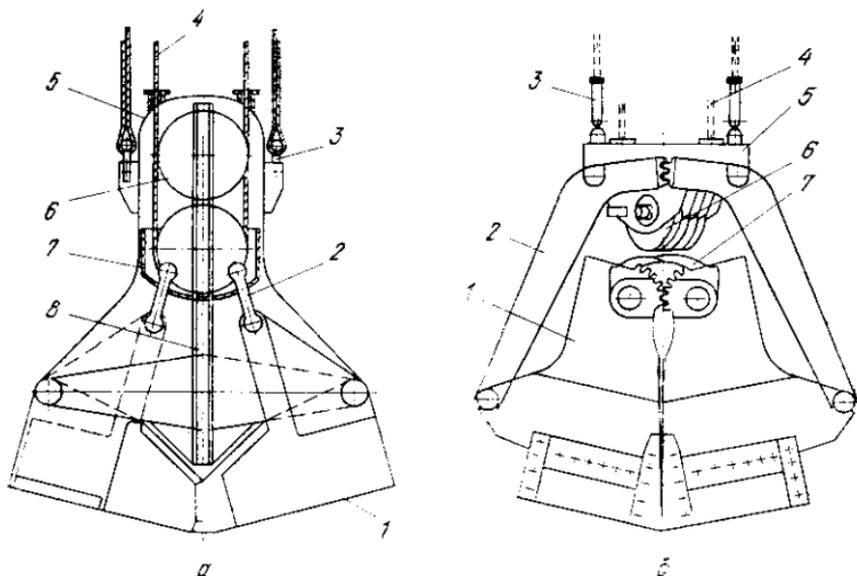


Рис. 1.16. Два типа грейферов рудных перегружателей:

а — короткозвеньный; б — длиннозвеньный с кинематически связанными между собой тягами

самоходных металловозах и шлаковозах, самоходных лопастных питателях.

Грейферы на перегружателях применяют (ГОСТ 24599—81) двучелюстные двухканатные следующих типов: 1) короткозвенные с внешними точками вращения челюстей; 2) длиннозвенные с внутренними точками вращения челюстей (рис. I.16). Грейфер подвешен на двух подъемных канатах 3, прикрепленных к корпусу 5 или головке, и на двух замыкающих канатах 4, вместе с верхними блоками 6 корпуса (или головки) и нижними блоками траверсы 7 образующих полипаст. При этом увеличивается нагрузка на кромках челюстей 1.

Обязательным условием нормальной работы грейферов является симметричность движения челюстей. Для этого у короткозвенных грейферов внутри корпусов прикреплены направляющие 8 (рельсы), по которым перемещается траверса 7. У длиннозвенных грейферов тяги 2 снабжены короткими плечами с зубчатыми сегментами; аналогичными сегментами снабжены и челюсти. Линия зацепления обеих пар сегментов лежит в плоскости продольной оси грейфера.

У длиннозвенных грейферов с тягами без коротких плеч при опускании на наклонную поверхность штабеля происходит перекося, натяжение замыкающих канатов со стороны наклона уменьшается, возникает «слабина», а при последующем закрытии грейфера — заклинивание каната.

Недостатком короткозвенных грейферов является невозможность визуального наблюдения за набором материала в грейфер, однако их преимущество — меньшая масса, чем у длиннозвенных.

Расчеты грейферов проводят по общепринятой методике, расчеты механизмов перегружателей — аналогично типовым расчетам подъемно-транспортных машин.

Перспективы развития рудногрейферных перегружателей — применение грейферов с вибровозбудителями, повышение производительности до 1500 т/ч.

§ I.6. Судоперегружатели

Судоперегружатель представляет собой специфическую разновидность рудногрейферного перегружателя. Такие машины устанавливают на прибрежных складах сыпучих материалов (см. рис. I.1). Судоперегружатель может выполнять следующие перегрузочные операции:

- 1) морское судно — прибрежный склад (рис. I.17);

- 2) морское судно — речное судно;
- 3) морское судно-бункер — железнодорожный вагон (автосамосвал);
- 4) прибрежный склад-бункер — железнодорожный вагон (автосамосвал);
- 5) прибрежный склад — речное (морское) судно.

Судоперегрузочная фирма «Крупн Кранбау» грузоподъемностью 40 т представляет собой самоходную портальную конструкцию пролетом 27,9 м с двумя консолями: со стороны моря 47,3 м и со стороны суши (прибрежного склада) 35,4 м. Перегрузочная состоит из портала со



Рис. 1.17. Общий вид прибрежного склада глиноземного завода с тремя судоперегрузочными (на дальнем перегружателе подъемная консоль поднята, ближний перегружатель перегружает боксит на прибрежный склад, кабина машиниста передвинута к судну)

встроенным обогреваемым бункером, балок моста, пилона, машинного помещения, конвейерного устройства. Со стороны моря портал имеет жесткую опору, со стороны суши — шарнирную (рис. 1.17). Металлоконструкции — цельнолитые коробчатые. Бункер опирается на портал в трех точках, в одну из которых встроено динамометрическое взвешивающее устройство. Сборка элементов крана выполняется на высокопрочных болтах с контролируемым напряжением затяжки до 1600 МПа.

Подъемная консоль (массой 120 т) моста перегружателя может подниматься на угол 81° к пилону механизмом

подъема с канатным полиспастом, расположенным между головкой пилона и консолью. Подъем консоли облегчает маневрирование и швартовку судов, снижает динамические нагрузки на пилон в начале и конце передвижения перегружателя. Поэтому поднятое положение консоли является транспортным. В рабочем горизонтальном положении консоль удерживается двумя складывающимися тягами подвесной системы.

В машинном помещении, расположенном над средними балками моста, размещены механизмы подъема консоли, подъема и замыкания грейфера, передвижения грейферной тележки и ремонтно-монтажный кран.

Система канатного привода обеспечивает перемещение грейферной тележки с механизмом подъема и замыкания грейфера. При этом тележка с механизмами связана только канатами, а все вместе представляет собой канатный привод: двигатели и барабаны на портале, блоки — на тележке и грейфере (рис. 1.18). Такая система позволяет снизить собственную массу тележки, передвигающейся по мосту перегружателя, так как все приводные механизмы расположены в стационарном машинном помещении (рис. 1.19), а на раме тележки установлены только неприводные ходовые колеса, упорные катки и четыре канатных блока, через которые проходят канатные подвески грейфера. Такая система обеспечивает хорошее соотношение собственной массы тележки (13,6 т) к грузоподъемности (40 т).

Для сравнения можно указать, что при традиционной компоновке с тремя механизмами и кабиной машиниста на тележке, ее масса составляет 130 т при грузоподъемности 30 т. Тележка с уменьшенной массой создает меньшую нагрузку на среднюю часть моста и консоли, что позволяет снизить и их массу. Это облегчает портал. В целом, судоперегрузатель при длине моста 111 м имеет массу 809 т.

Кроме того, отпадает необходимость в токоподводе к быстроходной тележке.

Кроме грейферной, по мосту передвигается промежуточная тележка массой 11 т с восемью канатными блоками. Промежуточная тележка передвигается посредством двуветьевого полиспаста, а грейферная — от одной ветви каждого основного каната, поэтому скорость передвижения промежуточной тележки вдвое меньше, чем грейферной. Это исключает произвольный подъем или опускание, а также раскрытие грейфера при передвижении тележки.

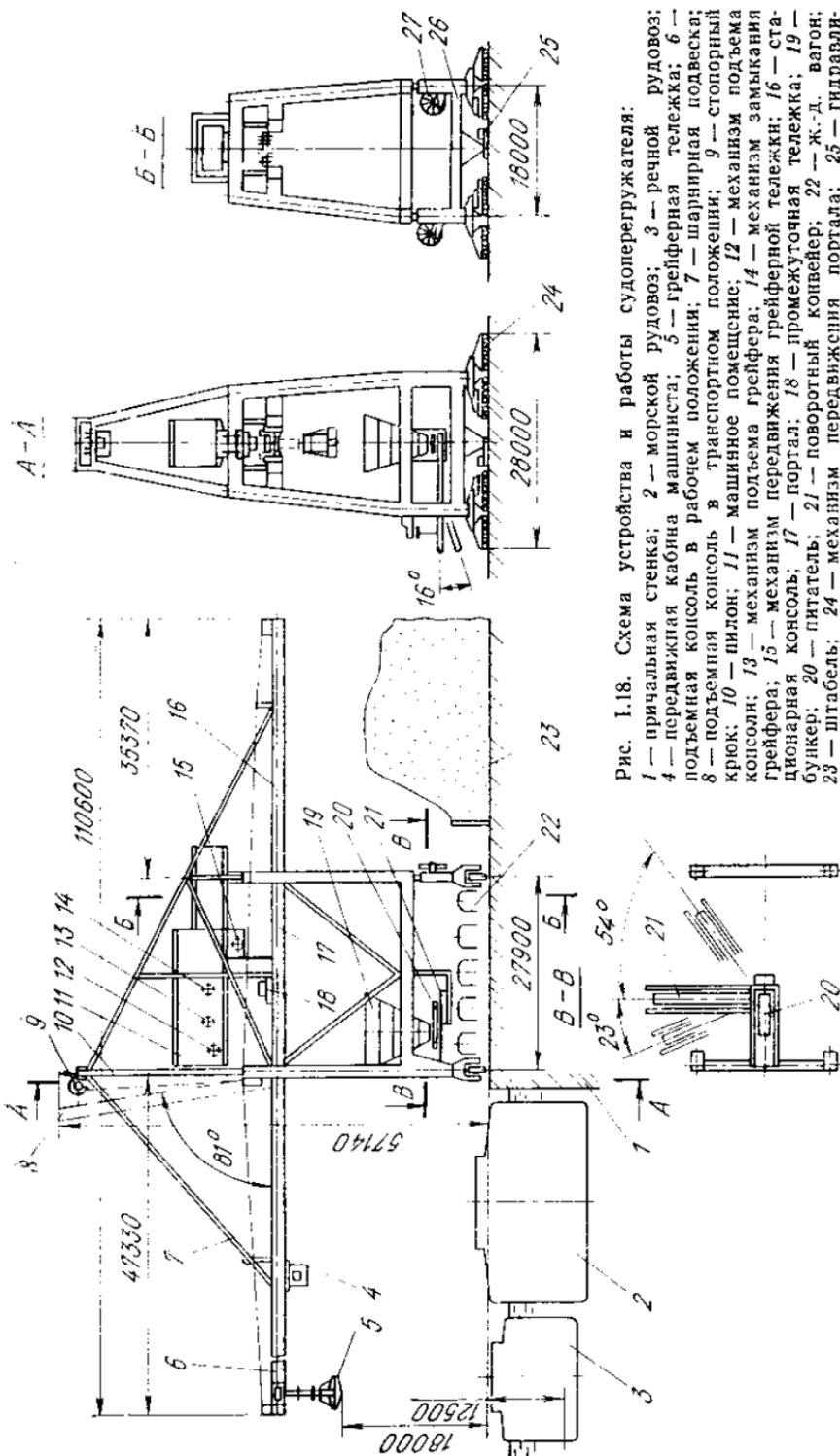


Рис. 1.18. Схема устройства и работы судоперегрузателя:

1 — причальная стенка; 2 — морской рудовоз; 3 — речной рудовоз; 4 — передвижная кабина машиниста; 5 — грейферная тележка; 6 — подъемная консоль в рабочем положении; 7 — шарнирная подвеска; 8 — подъемная консоль в транспортном положении; 9 — стопорный крюк; 10 — пилон; 11 — машинное помещение; 12 — механизм подъема консоли; 13 — механизм подъема грейфера; 14 — механизм замыкания грейфера; 15 — механизм передвижения грейферной тележки; 16 — стационарная консоль; 17 — портал; 18 — промежуточная тележка; 19 — бункер; 20 — питатель; 21 — поворотный ковшер; 22 — ж.-д. вагон; 23 — штабель; 24 — механизм передвижения портала; 25 — гидравлическое противоголущное устройство; 26 — шарнирная опора; 27 — кабельное устройство

Для создания кольцевой системы канатов передвижения тележки и предварительного натяжения основных канатов служат два промежуточных каната. Они проведены от грейферной тележки к блокам на промежуточной тележке, а оттуда — к пилону, где их концы шарнирно закреплены на головках поршневых штоков гидравлических цилиндров натяжного устройства. Установкой направляющих роликов на головках штоков предотвращается раскручивание канатов. Напорные полости гидроцилиндров соединены с гидроаккумуляторами, которые обеспечивают плавную компенсацию неравномерных деформаций растяжения канатов передвижения тележки, появляющихся в процессе работы. Остаточные удлинения канатов или снижение давления компенсируются автоматическим включением насоса гидросистемы или ручным насосом. Натяжение обоих канатов выравнивается в результате соединения обоих гидроаккумуляторов в единую систему. Четыре основных каната передвижения тележки натягивают посредством переносного приспособления с гидравлическим цилиндром и ручным насосом на натяжных устройствах, установленных в конце моста и на грейферной тележке. Максимальное натяжение каждого каната 51 кН.

Особенностями работы перегружателя обусловлена конструкция двухканатного двучелюстного широкозахватного грейфера вместимостью 10,5 м³ (рис. 1.20). По сравнению с типовыми грейферами сухопутных рудных перегружателей этот грейфер вытянут в высоту для свободного прохода (в закрытом положении) через судовые трюмные люки и характеризуется увеличенным захватом в открытом положении для возможности подгребания материала в трюме (подгребающий грейфер).

Канаты подъема и замыкания проведены от барабанов соответствующих механизмов через направляющие канатные блоки, установленные на пилоне, на промежуточной и на главной тележках, к грейферу, где они соединены посредством муфт (с разъемными звеньями) с канатами подъема и замыкания грейфера (см. рис. 1.19,а). Противоположные концы этих канатов постоянно закреплены на грейфере.

В отличие от других способов подвески грейфера канат замыкания здесь не цельный, т. е. не протянут через блоки полиспаста грейфера. Сильному механическому изнашиванию из-за частого соприкосновения с кромками судовых люков подвергаются лишь конечные участки канатов подъема и замыкания. При возникновении повреждений

эти участки обрезают, а необходимая рабочая длина каната восстанавливается за счет расходования предварительно созданных запасных витков на барабанах подъема или замыкания, что позволяет увеличить долговечность канатов.

В то же время, по сравнению с типовыми грейферами рудных перегружателей, работающие внутри грейфера отрезки канатов, отличаются меньшей долговечностью, так как они подвергаются не только изнашиванию вследствие перегибов на блоках, но и абразивного действия пыли загрузаемого материала.

Машинист управляет перегружателем из кабины, передвигающейся вдоль моста самостоятельно, независимо

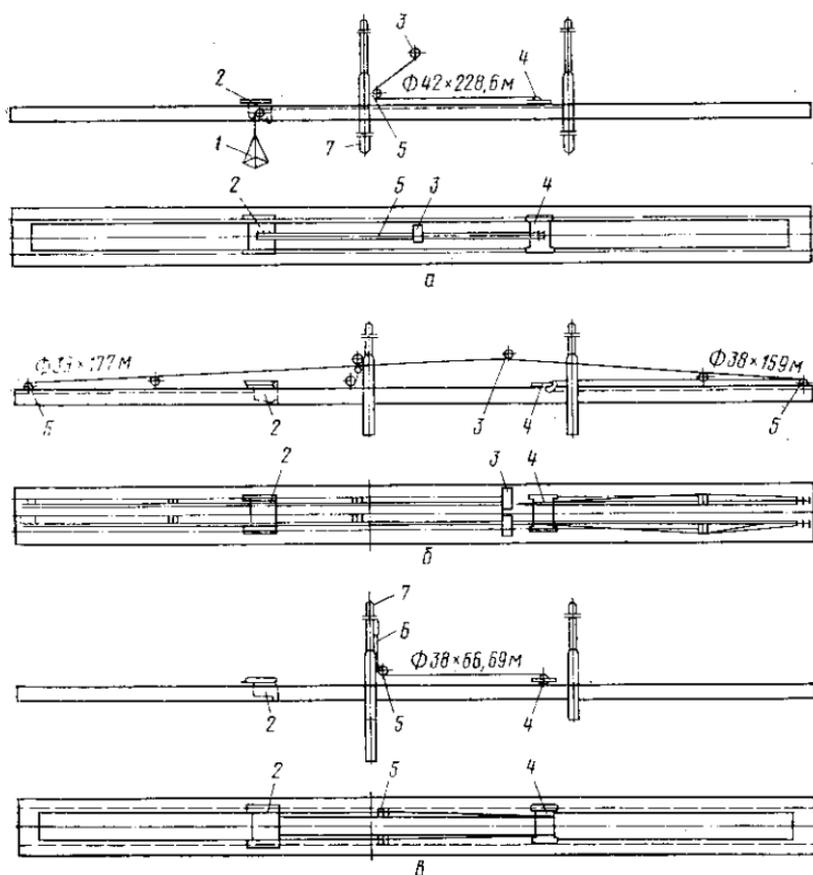


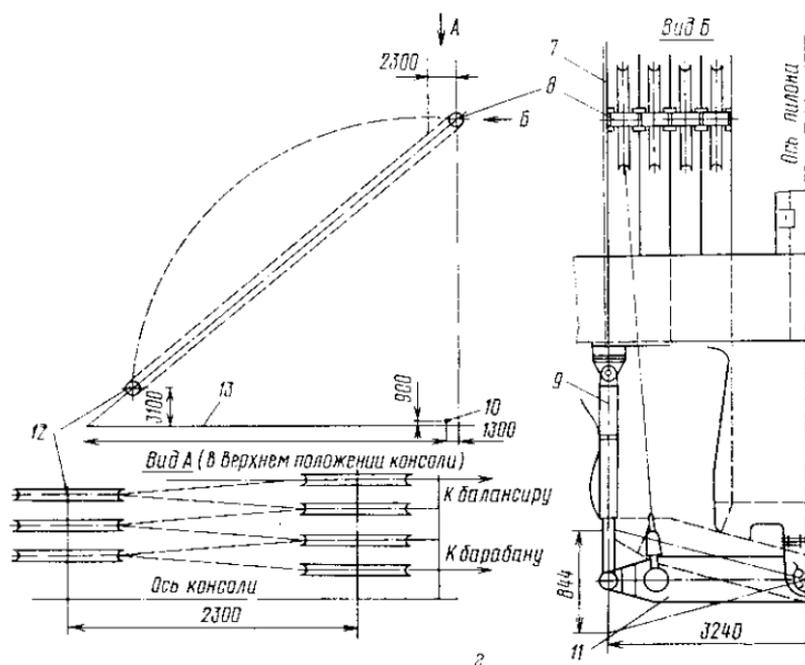
Рис. 1.19. Схемы запасовки канатов механизмов судоперегрузателя:
 а — подъема и замыкания грейфера; б — передвижения тележки; в — промежуточной
 4 — промежуточная тележка; 5 — блоки; 6 — гидроцилиндры натяжного устройства;
 консоли; 11 — балансир; 12 — ось нижних блоков полиспаста; 13 — консоль

от положения грейферной тележки. Поэтому он может выбрать наиболее удобное положение для обзора зоны работы. По сравнению с рудными перегружателями, где машинист непрерывно передвигается с грейфером, на судоперегрузателе условия работы машиниста более комфортны.

Самая верхняя кабина управления установлена на лобовой стенке машинного помещения со стороны моря для управления механизмом подъема консоли.

Перегружатель снабжен ограничителем грузоподъемности, тензометрический датчик которого установлен на опорной станине направляющих канатных блоков на пилоне.

Конструкция механизма подъема консоли обеспечивает повышенную ее надежность. Барабана приводится двумя косозубыми открытыми передачами через два редуктора от одного электродвигателя. Кроме двух колодочных тормозов, установленных на быстроходных валах редукторов, в линию этих валов между двигателем и одним из редук-



тележки; 2 — подъема консоли; 1 — грейфер; 2 — грейферная тележка; 3 — барабан; 7 — пилон; 8 — ось верхних блоков; 9 — тормозной гидроцилиндр; 10 — ось поворота

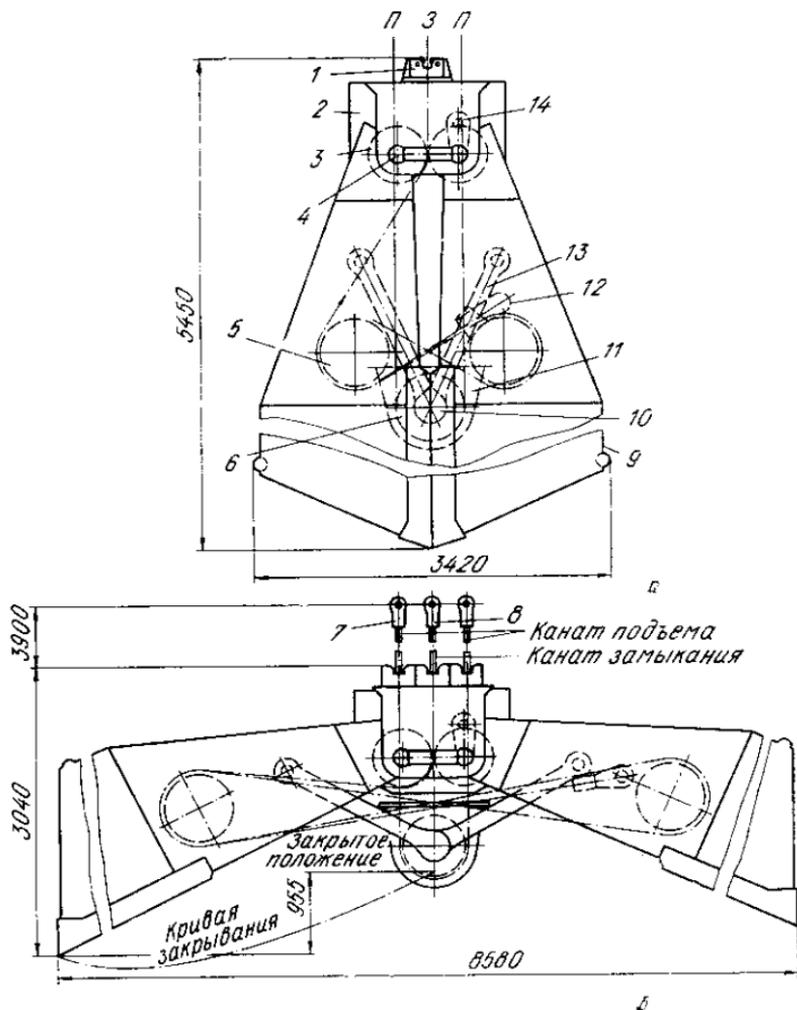


Рис. 1.20. Грейфер судоперегрузателя:

а — в закрытом положении; б — в открытом;
 1 — направляющий ролик; 2 — головка; 3 — отклоняющий блок замыкающего каната; 4 — верхняя ось поворота челюстей; 5 — блоки полиспаста замыкания; 6 — направляющий блок подъемного каната; 7 — соединение каната подъема; 8 — соединение каната замыкания; 9 — челюсть; 10 — нижняя ось поворота челюстей; 11 — кожух блока; 12 — закрепление замыкающего каната на челюсти; 13 — тяга; 14 — закрепление подъемного каната на головке; «П» и «З» — соответственно оси подъемных и замыкающих канатов

торов помещен вихретоковый тормоз, который позволяет также регулировать скорость вблизи крайних положений консоли.

Под барабаном установлен конечный выключатель КВ «слабины», который срабатывает при разрыве одного из двух канатов.

Полиспасть механизма подъема состоит из двух отдельных канатов с шестью ветвями каждый (см. рис. 1.19, д). Концы канатов закреплены на барабанах лебедки подъема консоли и на канатном балансира головки пилона, выравнивающим натяжение канатов. В крайних положениях балансира срабатывают *КВ*, отключающие лебедку.

Для смягчения удара об упор при разрыве одного из канатов между плечами балансира и балкой пилона установлены шарнирно закрепленные тормозные гидроцилиндры. Масло из напорной полости цилиндра со стороны оборвавшегося каната переходит через дроссельный клапан во всасывающую полость цилиндра со стороны целого каната, а из напорной полости цилиндра со стороны целого каната — во всасывающую полость цилиндра со стороны оборвавшегося каната. Таким образом тормозится поворот балансира в сторону целого каната к упору.

В поднятом положении консоль прижимается к двум упорным буферам на головке пилона и удерживается стопорным крюком. Крюк приподнимается направляющей плоскостью проушины консоли при ее медленном подходе к верхнему положению и оседает под действием собственной массы в гнездо. Сжатие буферов и опускание крюка контролируется тремя *КВ*.

Перед опусканием консоли стопорный крюк выводится из зацепления с проушиной консоли гидравлическим устройством.

Нагрузка от машины через 40 ходовых колес передается на два рельса КР-100, балансирующая схема подвески тележек обеспечивает равномерное распределение нагрузки на все колеса. Из 20 балансирующих тележек 12 — приводные. Оба колеса приводной тележки приводятся в движение от двигателя через редуктор и открытую зубчатую передачу.

В состав гидравлического противоугонного устройства входят четыре рельсовых клещевых захвата, по два на каждой опоре. Зажатие клещевых захватов обеспечивается гидроцилиндром, питаемым от индивидуальной гидросистемы. Давление в системе 12,7 МПа, зажимная сила захватов 981 кН. Кроме электронасоса с двигателем 4 кВт, 23 об/с, предусмотрен ручной гидронасос. Рабочий ход гидроцилиндра 100 мм, зазор на губках клещей 10 мм. Разжатие клещей производится девятью тарельчатыми пружинами НС 200×100×12×5.

Конвейерное устройство состоит из стационарного ленточного питателя, установленного под бункером, и пово-

ротного конвейера. Шаровая опора обеспечивает возможность поворота в горизонтальной плоскости для загрузки подвижного состава под порталом. Консоль конвейера с горизонтальной частью соединена шарнирно, что дает возможность опускать ее над вагоном или автосамосвалом для уменьшения пылеобразования и предупреждения ветроуноса перегружаемого материала.

Поворот и опускание консоли выполняются посредством электротали, передвигающейся над консолью по дугообразному двутавру. Консоль подвешена к электротали на четырехветьевом полиспасте. Управление механизмом ленточно-конвейерного устройства осуществляется из отдельной кабины, расположенной над поворотным конвейером.

Перспектива развития перегружателей — разгрузка судов непрерывным потоком с производительностью свыше 4000 т/ч. Уже разработаны судоперегружатели с рабочими органами в виде складных ковшовых элеваторов.

§ 1.7. Усреднители

Современная технология подготовки шихтовых материалов предусматривает следующую методику усреднения: закладка усредняемых материалов (или их смеси) в штабель многочисленными тонкими слоями при различных сочетаниях поперечно-продольных и вращательных движений рабочего органа усреднителя с последующей поперечной разработкой штабеля вразрез с одновременным отбором малых порций материала из максимального числа слоев. Грейферные перегружатели из-за порционного отбора материала из штабеля не могут обеспечить качественное усреднение. Поэтому все усреднительные машины разделяют по функциональному признаку на три группы: штабелеукладчики, штабелеразгрузчики, универсальные машины (выполняющие разновременно обе функции).

Штабелеукладчик, в основном, представляет собой комплекс двух машин — барабанной конвейерной разгрузочной тележки и ленточного конвейера. Подлежащий усреднению материал перегружается с помощью двухбарабанной автоматической сбрасывающей тележки (автостелы)¹ ленточного конвейера, подающего сырье на складской ленточный конвейер, установленный на подвижной стреле (консоли), с которого материал сыпается на тер-

¹ Автостела — название образовано из сокращения слов: автоматическая сбрасывающая тележка («а» — окончание).

риторию склада. Консоль может быть неповоротной, расположенной перпендикулярно оси подающего конвейера и изменять только угол наклона или подъемно-поворотной подвижной в двух плоскостях.

По количеству консолей штабелеукладчики бывают одноконсольными и двухконсольными.

Разгрузочная тележка может быть выполнена независимо от штабелеукладчика и сцепляться с ним при работе, или составлять с ним одно целое.

Ожуралмашзаводом разработана конструкция одноконсольных штабелеукладчиков Ш1К-600 и Ш1КП-1000 и двухконсольного Ш2К-750.

Штабелеукладчик одноконсольный поворотный Ш1КП-1000 (рис. 1.21) представляет собой самоходную порталную машину, перемещающуюся по рельсовому пути. Механизм передвижения включает 16 ходовых колес с балансирной опорой портала на них, привод восьми балансиров обеспечивается электродвигателями с коническо-цилиндрическими редукторами. Машина оборудована грузовыми рельсозахватными противоугонными устройствами. На поворотной раме, вращающейся относительно вертикальной оси, установлены шарнирные опоры консоли, механизм подъема консоли и противовес. В основании поворотной рамы имеется центральная цапфа, входящая в горизонтальный роликподшипник, закрепленный на портале, и опорное кольцо, опирающееся на четыре катка. К опорному кольцу крепится зубчатый венец внутреннего зацепления. Два привода поворота, установленные на портале, состоят из электродвигателей, коническо-планетарных редукторов и ведущих шестерен, обкатывающих подвижный зубчатый венец.

Консоль с ленточным конвейером ближним концом опирается на шарниры поворотной рамы, дальний конец подвешен на пластинчатой цепи к треугольному рычагу с противовесом, шарнирно крепящемся к поворотной раме. Такая схема обеспечивает кинематическое уравновешивание консоли.

Два привода подъема консоли, соединенные между собой трансмиссионным валом, установлены на поворотной раме и состоят из электродвигателей, редукторов и ведущих валов-шестерен, поворачивающих закрепленные на треугольном рычаге зубчатые сегменты.

Штабелеукладчик снабжен автосцепкой железнодорожного типа для сцепления с автономной разгрузочной тележкой подводящего конвейера. Штабелеукладчик предназна-

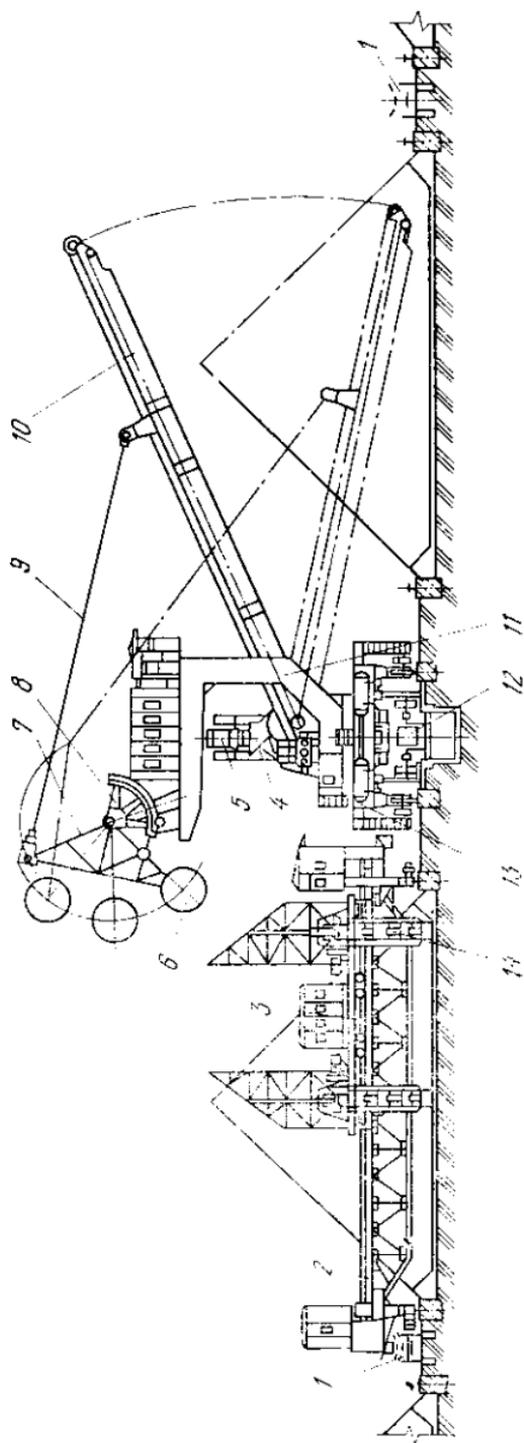


Рис. 1.21. Рудосредительный склад с одноконсольным штабелюккладчиком и роторным усреднителем:

1 — ленточное отвалочное конвейер; 2 — штабелеразгрузчик-усреднитель роторный; 3 — каретка усреднителя; 4 — перегрузочное устройство; 5 — разгрузочная тележка подводящего конвейера; 6 — противосес; 7 — треугольный рычаг; 8 — зубчатый сегмент; 9 — подвеска; 10 — консоль; 11 — поворотная рама; 12 — ленточный подводящий конвейер; 13 — портал штабелюккладчика; 14 — ротор усреднителя

чен для укладки сыпучего материала в один из штабелей треугольного сечения, расположенных справа или слева от подводящего конвейера. Он может работать как в автоматическом, так и в ручном режимах в условиях открытого или закрытого складов. Изменяя наклон консоли, можно укладывать материал в штабель с минимальной высотой падения, что снижает сегрегацию, уплотнение и пылевыделение.

Штабелеукладчики такого типа установлены на Алмалыкском и Джезказганском ГМК и применены в проектах новых и реконструируемых предприятий.

В настоящее время производительность штабелеукладчиков достигла 4200 т/ч и продолжает расти.

Штабелеразгрузчик — это устройство, у которого в качестве рабочего органа использован ковш или плоская рама с зубьями. В зависимости от компоновки ковшей на их движителе (роторное колесо или цепной элеватор) и несущей конструкции движителя (мост или стрела-консоль) различают штабелеразгрузчики мостовые роторные, консольные роторные и мостовые элеваторные. За рубежом штабелеразгрузчик называется реклаймером¹.

Штабелеразгрузчик ЮУМЗ модели У2Р-600 — мостовой двуроторный усреднитель производительностью 600 м³/ч (рис. 1.22). Он предназначен для разгрузки штабеля высотой до 12 м с углом естественного откоса материала 37—45°. Основа машины — мост треугольного сечения с вершиной вниз, на верхних поясах ферм которого установлен рельсовый путь передвижения двух кареток, и ленточный конвейер. Механизм передвижения моста имеет два электродвигателя (маневровый и рабочий), тормоз, центральный редуктор с ведущим валом-шестерней и раздаточные зубчатые колеса, закрепленные на ходовых колесах полноприводного балансира. Рабочий двигатель соединен с центральным редуктором через червячный редуктор и электромагнитную муфту. Из четырех балансиров приводятся только два — задние. Рабочий двигатель обеспечивает скорость надвига на штабель, равную 0,02 м/с, маневровый — транспортную скорость 0,34 м/с. Колея моста составляет 27,5 м.

Каждая каретка представляет собой горизонтальную роту трапецидального сечения, опирающуюся на четыре двухколесные балансира. Каретки соединены между собой шарнирно посредством средней секции с приводом каре-

¹ Reclaimer (англ.) — разгрузочная машина рудоусреднительной установки.

ток. Механизм передвижения состоит из двух ветвей пластинчатой роликовой цепи, натянутых вдоль моста, двух блоков звездочек, редуктора, электродвигателя, тормоза. Каждый блок звездочек имеет одну ведущую звездочку и две отводные и обеспечивает прокатывание каретки вдоль цепи. Ход кареток вдоль моста 10,7 м, что соответствует расстоянию между роторами. Наличие двух

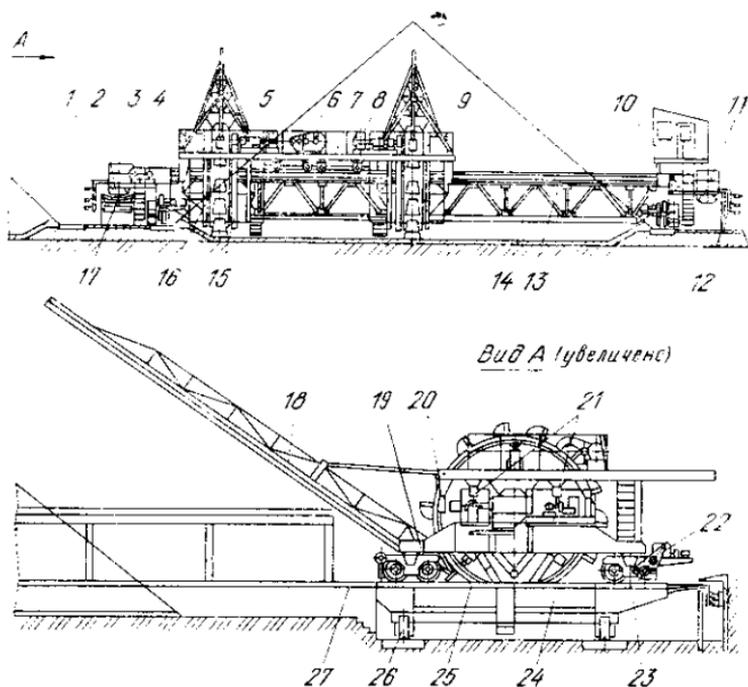


Рис. 1.22. Мостовой усреднитель двухроторный У2Р-600:
 1, 12 — бугели токоподвода; 2, 11 — перегрузочные воронки (левые и правые);
 3 — привод конвейера моста; 4 — ковшовый ротор; 5, 8 — приводы вращения роторов; 6 — привод передвижения кареток; 7 — средняя секция; 9, 16 — каретки;
 10 — кабина машиниста; 13 — конвейер; 14 — мост; 15 — зубчатый венец ротора;
 17 — отводящий конвейер склада; 18 — разрыхлитель; 19 — шарнирная опора разрыхлителя; 20 — привод наклона разрыхлителя; 21 — ходовое колесо каретки;
 22 — привод передвижения моста; 23 — балансир моста; 24 — передаточная тележка в момент транспортирования усреднителя; 25 — рельсовый путь на платформе передаточной тележки; 26 — механизм передвижения тележки; 27 — рабочий рельсовый путь усреднителя

кареток обеспечивает более равномерную загрузку отводящего конвейера и в значительной степени снижает сегрегацию материалов по крупности, получающуюся при шевронном способе закладки материала в штабель.

На каждой каретке установлен разрыхлитель и ротор. Разрыхлитель — легкая ферма, на которой закреплены зубья, посредством винтового привода можно изменять

угол ее наклона в пределах 37—45°. Угол установки ферм должен быть больше угла естественного откоса материала на 1—2°. При движении кареток вдоль моста, материал штабеля рыхлится зубьями и осыпается в зону отбора его ковшами роторов.

Роторное ковшевое колесо, охватывающее конструкцию каретки и ферму моста, выполнено в виде сварного кольца, на периферии которого закреплены 12 ковшей объемом 0,2 м³. К одному из торцов кольца прикреплен зубчатый венец, имеющий опорную и боковую дорожки качения, которыми роторное колесо опирается на три опорных катка и фиксируется тремя боковыми роликами, закрепленными на каретке. Смонтированный на отдельной раме привод вращения ротора состоит из двигателя, редуктора, муфты предельного момента и ведущей шестерни.

Каретки работают в челночном режиме, длительность рабочего цикла — 2 мин. После окончания хода кареток в одну сторону их привод отключается и включается рабочий двигатель хода моста, подвигающий штабелеукладчик на штабель на величину шагового надвига; при этом скорость надвига задается частотой вращения двигателя, а величина шагового надвига — временем работы двигателя. Обе эти характеристики — технологические, они зависят от свойств и состояния усредняемого материала, требуемой производительности и качества усреднения.

Поскольку ковши не имеют днища, на передней наклонной раме каретки внутри роторного колеса установлен запорный сектор, удерживающий материал в ковшах. Частота вращения ротора — 3,6 об/мин. Подобранный ковшами материал высыпается в бункер, из него — на конвейер моста, с которого перегружается на отводящий конвейер склада. Скорость ленты конвейера усреднителя 2,1 м/с.

В комплект штабелеукладчика и штабелеразгрузчика ЮУМЗ входит передаточная тележка, которая перевозит каждую машину отдельно в следующий отсек склада для работы или ремонта.

Примером консольного роторного штабелеразгрузчика служит выпускаемый ЮУМЗ заборщик ЗР-600 (рис. 1.23). Он предназначен для разгрузки штабелей рудных окатышей и других сыпучих материалов в условиях открытого склада. Производительность, введенная в обозначение машины, составляет 600 м³/ч. По конструкции заборщик напоминает консольный поворотный штабелеукладчик и отличается от него установкой на конце консоли ковшевого

ротора. Ротор заборщика, аналогичный роторам мостового роторного усреднителя, выполняет две функции — срезает порциями материал и перегружает его на конвейер консоли. С него материал перегружается через воронку на отводящий конвейер. Техническая характеристика машины следующая: колея 6 м; высота штабеля 12 м; длина консоли 28 м; ширина ленты конвейера консоли 1,2 м; скорость 1,6 м/с; угол поворота консоли $\pm 115^\circ$; частота вращения от 0,02 до 0,2 об/мин; диаметр ротора 5,4 м; частота вращения 6 об/мин; общая мощность установленных электродвигателей 300 кВт, масса 300 т.

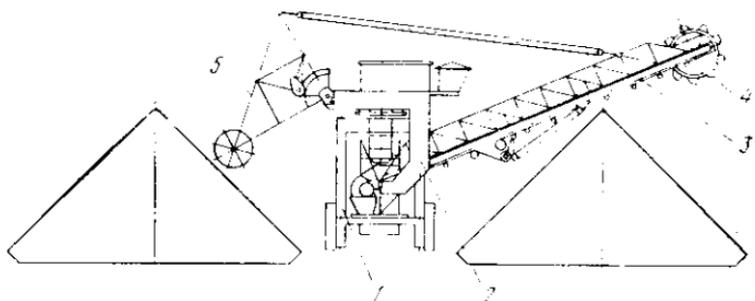


Рис. 1.23. Консольный роторный штабелеразгрузчик-заборщик ЗР-600:
1 — портал; 2 — поворотная рама; 3 — консоль; 4 — ротор; 5 — рычаг с противовесом

Известно также применение гидравлического привода роторного колеса, например, на консольных реклаймерах японской фирмы «Мицуби».

Штабелеразгрузчики — усреднители типа «борона» (УБ, модернизированный — УБМ) получили такое название из-за формы разрыхлителя с зубьями. Они предназначены для применения на закрытых складах с целью послойной разгрузки с торца штабеля, уложенного тонкими наклонными слоями. Эти машины широко распространены в СССР. Они работают на Усть-Каменогорском свинцово-цинковом комбинате, на заводах Чимкентском свинцовом, «Электроцинк», Среднеуральском медном, Гайском ГОК и др.

Современная технология усреднения предусматривает наличие трех отсеков штабелей — один укладывается, другой «вылеживается» (гомогенизируется), третий разгружается для переработки. Кроме трех рабочих отсеков на складе должен быть ремонтный отсек. Склад снабжен передаточной тележкой.

Усреднитель типа УБ разгружает материал через щелевое продольное разгрузочное отверстие в подземную галерею на лоток лопастного питателя, перегружающего материал на отводящий конвейер. Питатель имеет только привод вращения лопастного колеса; усреднитель передвигает его тележку по рельсам галереи посредством вертикального сцепного устройства. Склады, оборудованные усреднителями УБ-350 и УБМ-400¹, имеют центральную разгрузку по средней оси штабеля (рис. 1.24), на складах с УБ-120 разгрузка боковая.

Основой машины является мост, к которому шарнирно подвешен рабочий орган-разрыхлитель, получающий от привода возвратно-поступательное движение перпендикулярно рельсовому пути хода моста. Осыпавшийся по торцу штабеля разрыхленный материал подбирается скребковым конвейером.

Усреднители первых выпусков имели цельный разрыхлитель. В процессе работы машины боковые силы разрыхления (реактивные нагрузки от усилий резания материала) передавались на мост и через механизм передвижения моста — на рельсы. У машины УБ-120 эти силы достигали 500 кН, что приводило к нарушению крепления рельсов, перегрузке деталей механизма передвижения, перенапряжению металлоконструкций моста. В последующем на ЮУМЗ разработали отдельный разрыхлитель из двух отдельных частей, симметричных относительно оси машины, которым сдвоенный кривошипно-шатунный привод сообщает согласованные возвратно-поступательные движения во взаимно противоположных направлениях (рис. 1.25). Динамические реактивные нагрузки, действующие со стороны разрыхлителей на мост, при этом замыкаются внутри привода.

Однако при неравномерном и несимметричном заполнении штабеля происходит смещение оси штабеля, и нагрузки на каждую половину разрыхлителя различаются более чем в четыре раза.

Рамы разрыхлителя опираются на трубчатые направляющие катком с полукруглым вогнутым ободом катания, что дает возможность изменять угол наклона бороны.

Разрыхляющие зубья из сортового проката устанавливают на продольных балках с шагом, который меньше радиуса кривошипа привода. Это обеспечивает перекрытие перемещения соседних зубьев.

¹ Число после дефиса означает производительность, м³/ч.

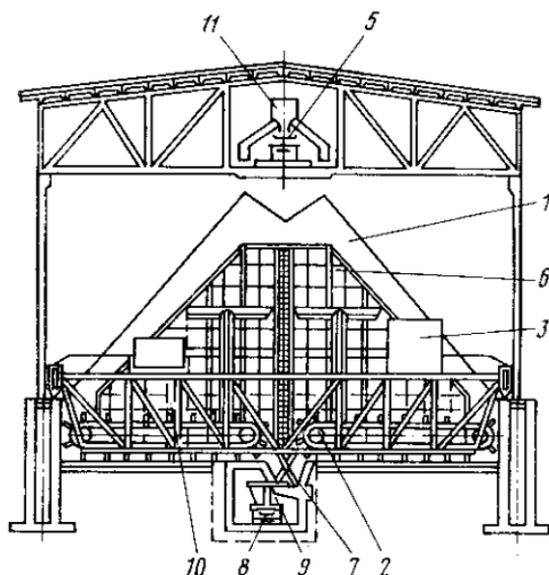
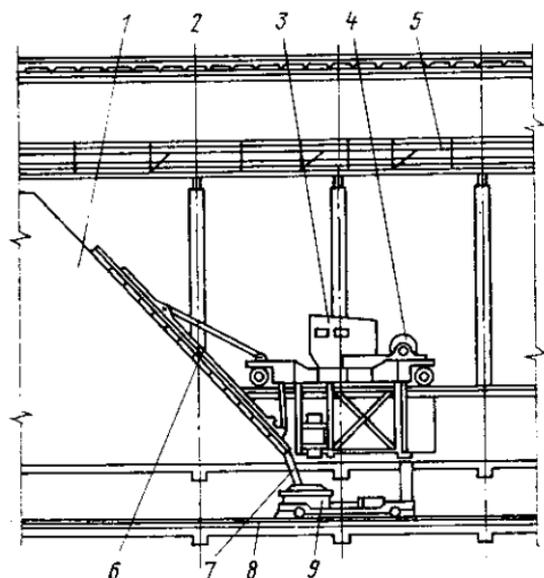


Рис. 1.24. Штабелеразгрузчик-усреднитель УБМ-400 на рудоусреднительном складе Карагандинского ГМК:

1 — штабель рудной смеси; 2 — скребковый конвейер; 3 — пульт управления машиной; 4 — кабельный барабан электропитания; 5 — подводящий (загрузочный) конвейер; 6 — половина разрыхляющей бороны; 7 — траншейный разрыхлитель; 8 — отводящий конвейер; 9 — лопастной питатель; 10 — неповоротная часть разрыхляющей бороны; 11 — загрузочная автостела

Скребокковый конвейер — одноцепной. К звеньям цепи прикреплены каретки с роликами, передающими нагрузку от скребка на направляющие.

Механизм передвижения моста играет технологическую роль, обеспечивая медленный надвиг на штабель. Два привода работают соответственно на ближние к рыхлителью ходовые колеса. При рабочем ходе участвует рабочий двигатель. Он соединен с тихоходным коническо-цилиндрическим редуктором, расположенным перед колесом, еще двумя редукторами — червячным и дифференциальным.

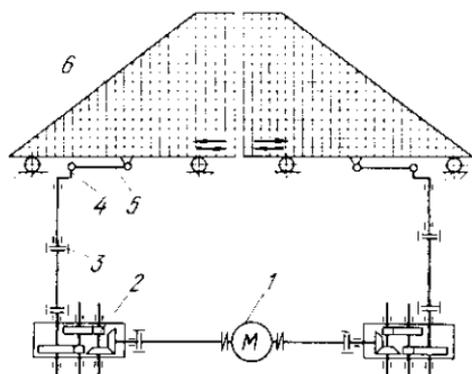


Рис. 1.25. Кинематическая схема привода раздельного рыхлителя: 1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — муфта; 4 — кривошип; 5 — шатун; 6 — рыхлитель

Вся передача в целом имеет значительное передаточное число (до 70 000). Регулирование скорости надвига плавное (1—4 м/ч).

Двигатель холостого хода (транспортный) соединен с тихоходным редуктором через дифференциальный редуктор. Такая кинематика позволяет обойтись без разъединительной муфты. Наиболее производительный усреднитель типа УБМ-400 работает с 1975 г. на Карагандинском МК.

Усреднительный комплекс типа «Острава» (ЧССР, г. Острава) производства Витковицкого металлургического и машиностроительного комбината им. К. Готвальда (ВЖКГ) состоит из двух машин (рис. 1.26): штабелеукладчика и штабелеразгрузчика.

Неусредненный материал поступает к штабелеукладчику со стационарного ленточного конвейера, установленного в крытой галерее на колоннах вдоль усреднительного склада. Длина такого склада может достигать 1 км.

С автостелы подводящего конвейера, которая передвигается совместно со штабелеукладчиком, сырье перегружается на главный конвейер. Штабелеукладчик представляет собой мост козлового типа, передвигающийся вдоль

усреднительного склада на двух равновысоких опорах по рельсовым путям. Механизмы передвижения кранового типа с электро- или гидроприводом установлены на каждой опоре. С главного конвейера материал перегружается, одновременно разделяясь на два равных по массе потока, перемещающихся двумя одинаковыми распределительными конвейерами, ленты которых движутся в противоположных направлениях — от середины моста к опорам. Оба распределительных конвейера установлены на самоходной тележке, движущейся вдоль моста непрерывно в челночном режиме. Для равномерной укладки материала в штабель с обеих сторон скорость передвижения челночной тележки

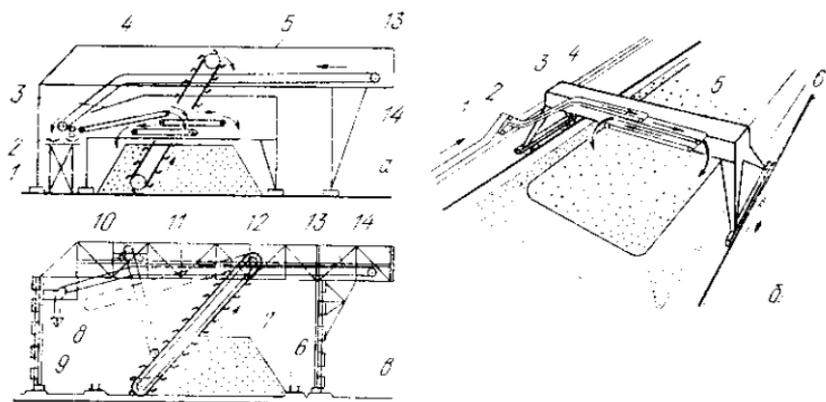


Рис. 1.26. Конвейерный усреднительный комплекс (ЧССР):

a — общая схема; *б* — штабелескладчик; *в* — штабелеразгрузчик;
 1 — подводный конвейер склада; 2 — автостела; 3 — мост штабелескладчика;
 4 — главный конвейер штабелескладчика; 5 — распределительные конвейеры;
 6 — рельсовые пути штабелескладчика; 7 — разгружаемый штабель; 8 — отводящий конвейер (галерея на колоннах условно не показана); 9 — механизм передвижения штабелеразгрузчика; 10 — лебедка подъема стрелы; 11 — стрела с ковшовым цепным элеватором; 12 — рельсовый путь передвижения тележек привода элеватора и подъема стрелы; 13 — главный конвейер штабелеразгрузчика; 14 — мост штабелеразгрузчика

принята переменной: при движении тележки попутно (по ходу) с лентой главного конвейера она уменьшается, против хода ленты главного конвейера — возрастает.

Работа штабелескладчика автоматизирована. В таком режиме можно вести продольную и поперечную укладку материала в штабель.

Основное технологическое преимущество такого штабелескладчика — разделение усредняемого материала на два потока и одновременное формирование штабеля с двух сторон. Это практически вдвое повышает степень усреднения по сравнению с машинами однопоточной укладки штабеля.

Штабелеразгрузчик ВЖКГ выполнен также в виде моста козлового типа, передвигающегося вдоль усреднительного склада по рельсам, расположенным с внешних сторон рельсов штабелеукладчика. Мост штабелеразгрузчика по сравнению со штабелеукладчиком комплекса имеет увеличенные пролет и высоту.

Рабочим органом штабелеразгрузчика, удачно совмещающим выполнение функций разрыхлителя и подборщика материала, является ковшовый цепной элеватор. Его технологическое преимущество состоит в возможности забирать материал по всей длине боковой поверхности штабеля. Приводной верхний конец элеватора шарнирно закреплен на передвигающейся по мосту тележке, а весь элеватор смонтирован на решетчатой стреле, опущенной с тележки. Угол наклона стрелы можно изменять канатно-полиспастным механизмом подъема стрелы, который устанавливают на $1-2^\circ$ больше угла естественного откоса материала. Ось шарнирной подвески стрелы к тележке совмещена с осью приводных звездочек элеватора. Лебедка механизма подъема стрелы установлена на подвижной тележке, скрепленной с тележкой привода элеватора и передвигающейся совместно с нею.

Стальные литые ковши черпакового типа, срезая с боковой поверхности разгружаемого штабеля материал, ссыпают его через промежуточный бункер на короткий поперечный ленточный конвейер (на рис. 1.26, в не показаны). Бункер и поперечный конвейер установлены на одной тележке с приводом элеватора. Поперечный конвейер, передвигаясь вместе с элеватором, пересыпает усредненный материал на главный (продольный) конвейер моста. С главного конвейера через промежуточную воронку, входящую в галерею, материал перегружается на стационарный отводящий конвейер склада.

В процессе работы штабелеразгрузчик движется вдоль разгружаемого штабеля в челночном режиме, а тележка элеватора при каждом реверсе моста надвигается на штабель на толщину срезаемого слоя материала. Процесс работы автоматизирован.

При необходимости изменения относительного положения штабелеразгрузчика и штабелеукладчика стрелу штабелеразгрузчика поднимают в транспортное верхнее положение, освобождая габарит штабелеукладчика, и машины меняют местами. Штабелеукладчик начинает укладку нового штабеля на месте, освободившемся после разгрузки предыдущего штабеля штабелеразгрузчиком, а штабеле-

разгрузчик начинает разгрузку ранее уложенного штабеля.

На Витковицком машиностроительном металлургическом комбинате (ЧССР) создан комплекс производительностью 4000 т/ч для усреднительного склада вместимостью 1 млн. т со штабелями высотой 20 м.

Универсальные усреднительные машины могут выполнять либо укладку штабеля, либо разгрузку. В СССР они называются погрузочно-заборными машинами, за рубежом — стекер¹-реклаймерами.

В устройстве универсальных машин и консольных поворотных штабелеукладчиков и штабелеразгрузчиков много общего. Порталы с механизмом передвижения могут быть совершенно одинаковыми, поворотная рама и консоль — несколько отличаются.

Основное отличие от штабелеукладчика состоит в наличии на конце консоли роторного колеса и возможности реверсирования конвейера консоли (рис. I.27). При укладке штабеля материал поступает с конвейера склада через загрузочное устройство на конвейер консоли, с конца которой ссыпается в штабель. Роторное колесо (рис. I.28) при этом не вращается и в работе не участвует. Укладку штабеля можно осуществлять как многими продольными тонкими слоями, так и поперечно-продольными, когда вращательное движение консоли совмещается с перемещением машины вдоль продольной оси штабеля и необходимым постепенным подъемом консоли.

При разгрузке штабеля включается в работу ротор, из ковшей которого материал поступает на конвейер консоли и с него — на конвейер склада, работающий в постоянном направлении.

Конструктивно универсальные машины создают из унифицированных узлов уже освоенных консольных штабелеукладчиков и штабелеразгрузчиков.

Машины погрузочно-заборные универсальные (МПЗУ) моделей МПЗУ 1250/750 и МПЗУ 1500/1000 с применением узлов штабелеукладчика ШК1П-1000 разработаны на ЮУМЗ. Роторное колесо имеет навесной периферийный привод по схеме, созданной ВНИИМетмашем и ЮУМЗ для вертикальных конвертеров: в него входят один центральный тихоходный редуктор и четыре быстроходные с электродвигателями и предохранительными муфтами. Половина из ходовых тележек (восемь из шестнадцати) — привод-

¹ Stackер (англ.) — штабелеукладчик.

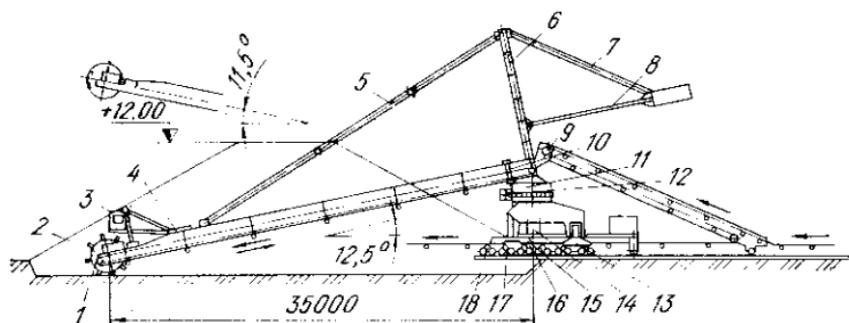


Рис. 1.27. Универсальная усреднительная машина (стекер-реклаймер АК-400, фирма «Везерхютте»);

1 — реверсивный конвейер консоли; 2 — роторное колесо; 3 — кабина машиниста; 4 — консоль; 5 — передняя подвеска; 6 — пилон; 7 — задняя подвеска; 8 — противовес; 9 — загрузочное устройство конвейера консоли; 10 — гидроцилиндры подъема консоли; 11 — опорно-поворотное устройство; 12 — механизм поворота консоли; 13 — портал; 14 — разгрузочное устройство конвейера консоли; 15 — большой балансир; 16 — малый балансир; 17 — приводная тележка; 18 — холостая тележка

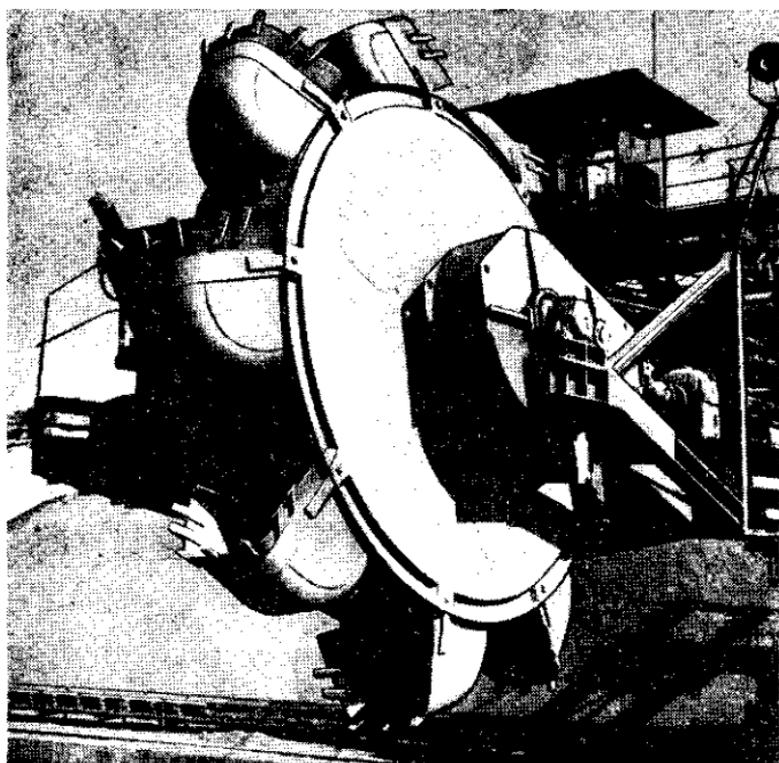


Рис. 1.28. Роторное колесо стекер-реклаймера с приводом

ные. Двигатели надвига вместе с дополнительными редукторами подключены к кинематической цепи быстрого хода (при укладке или переезде) посредством электромагнитных муфт.

Механизм подъема консоли у отечественных машин МПЗУ — электроприводной зубчатый, у зарубежных стекер-реклаймеров — гидравлический (см. рис. 1.27). Внутренняя полость противовеса заполняется при монтаже расширяющимся бетоном.

Все работающие на открытом воздухе усреднительные машины оборудованы анемометрами и противоугонными устройствами, автоматически срабатывающими при скорости ветра 20 м/с.

§ 1.8. Расчеты усреднителей

Все усреднители относятся к подъемно-транспортным машинам (ПТМ). Поэтому основные расчеты усреднителей аналогичны общепринятым расчетам ПТМ.

Производительность консольного роторного разгрузчика определяем из формулы

$$Q = 3,6 n z V \psi \rho_n \quad (1.66)$$

где Q — производительность по массе, т/ч; n — частота вращения ротора, об/с; z — число ковшей на роторе; V — полезный объем ковша, м³; ψ — коэффициент заполнения; ρ_n — плотность материала в штабеле, кг/м³.

Мощность привода N роторного колеса

$$N = (N_1 + N_2 + N_3) / \eta_{\Sigma},$$

где N_1, N_2, N_3 — мощности, потребные соответственно: для срезания сыпучего материала; для сообщения срезанному материалу кинетической энергии, для подъема материала ковшами; η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

Согласно классической теории резания

$$N_1 = \delta b k_p \omega r z_1, \quad (1.67)$$

где δ — средняя толщина срезаемого слоя; b — ширина режущей кромки ковша; k_p — коэффициент удельного сопротивления срезанию сыпучего материала (для влажного слежавшегося концентрата $k_p = 50$ — 80 кПа, для окатышей 10—18); ω — угловая скорость ротора; r — радиус ротора (по режущей кромке ковшей); z_1 — число ковшей, одновременно зачерпывающих материал.

В зависимости от угла поворота консоли по отношению к продольной оси штабеля можно принимать δ численно равным величине $v_n \cos \beta$, где v_n — скорость надвига штабелеразгрузчика, м/с; β — угол поворота консоли относительно продольной оси штабеля. В зоне угла α контакта ротора со штабелем

$$z_1 = z\alpha/2\pi, \quad (I.68)$$

где z — число ковшей на роторе.

Общий объем материала, срезанный каждым ковшом в зоне угла контакта, равен полезному объему ковша с учетом коэффициента заполнения, т. е.

$$V\psi = \delta bar \varphi_p, \quad (I.69)$$

где φ_p — коэффициент, учитывающий увеличение объема поступающего в ковш материала вследствие его рыхления ($\varphi_p = 1,1-1,6$).

Из формулы (I.66) следует, что

$$V\psi = Q/3,6n z \rho_n. \quad (I.70)$$

Тогда, приравнивая правые части выражений (I.69) и (I.70), имеем

$$\delta bar \alpha \varphi_p = Q/3,6n z \rho_n \quad (I.71)$$

$$\text{или } \delta br = Q/3,6n z \rho_n \alpha \varphi_p.$$

Подставляя в (I.67) значение z_1 по (I.68), δbr по (I.71) и учитывая, что $n = \omega / 2\pi$, получим N_1 , кВт:

$$N_1 = Q k_p / 12,96 \varphi_p \rho_n.$$

Принимая постоянной скорость ковшей и переменную массу содержащегося в них материала, имеем для N_2 , кВт:

$$N_2 = Q_c v^2 / 2000,$$

где $Q_c = Q / 3,6$ — масса материала, зачерпываемая в 1 с ротором, кг; v — скорость центра тяжести материала в ковше, м/с.

Подставив значение массы, зачерпываемой в 1 с, получим, кВт:

$$N_2 = Q v^2 / 7200.$$

Полагая, что ротор поднимает срезанный материал на среднюю высоту h_c , определим N_3 , кВт:

$$N_3 = Q h_c / 367.$$

Средняя высота подъема зависит от диаметра ротора и угла контакта α . Следует учитывать, что ковши заполняются постепенно. Для расчета принимаем $h_c \cong 0,4D$, где D — внешний диаметр ротора.

Мощность привода роторного колеса, с учетом потерь на трение, составит, кВт:

$$N = [(k_p/12,96 \varphi_p \rho_n) + v^2/7200 + h_c/367] Q/\eta_{\Sigma}$$

Производительность усреднителя типа «борона»

$$Q = 3600 A_m v_n \rho_n,$$

где Q — производительность по массе, т/ч; A_m — площадь среза материала (боковая поверхность разгружаемого штабеля в процессе работы), м²; v_n — рабочая скорость передвижения разгрузчика (скорость надвига) м/с; ρ_n — плотность насыпного материала в штабеле, т/м³.

$$A_m = A_{шт1} / \sin \varphi_p,$$

где $A_{шт1}$ — площадь поперечного сечения штабеля; φ_p — угол наклона разрыхлителя к горизонту.

$$A_{шт1} = 0,5HB,$$

где H и B соответственно высота и ширина симметричного штабеля треугольного сечения (равнобедренный треугольник).

Поскольку материал лежит в штабеле под углом естественного откоса φ , то

$$H = 0,5B \operatorname{tg} \varphi,$$

тогда

$$A_{шт1} = 0,25B^2 \operatorname{tg} \varphi.$$

Если основание штабеля заглублено, т. е. лежит между подпорными стенками, и его поперечное сечение состоит из прямоугольника между подпорными стенками и треугольника над ними, то

$$A_{шт2} = 0,25B^2 \operatorname{tg} \varphi + Bh,$$

где h — высота подпорных стенок.

В общем виде

$$Q = 3600 (0,25B^2 \operatorname{tg} \varphi + Bh) / \sin \varphi_p.$$

Оптимальное число двойных ходов разрыхлителя найдем из условия: за один двойной ход разрыхлителя материал

должен успеть спуститься до подошвы штабеля при времени ссыпания t_c :

$$t_c = S_c / v_c.$$

Здесь S_c — путь ссыпания,

$$S_c = H / \sin \varphi_p,$$

где H — высота штабеля; φ_p — угол наклона разрыхлителя; v_c — скорость ссыпания,

$$v_c = \sqrt{2gH(1 - 1,2f \operatorname{ctg} \varphi_p) + (v_0 k_{пл})^2},$$

где f — коэффициент трения сыпающегося материала по поверхности ссыпания; v_0 — начальная скорость частиц материала; $k_{пл}$ — коэффициент учета угла падения материала на плоскость. При $v_0 = 0$ значение.

$$v_c = \sqrt{2gH(1 - 1,2f \operatorname{ctg} \varphi_p)}.$$

Эту скорость считаем средней.

Тогда

$$t_c = H / (\sin \varphi_p) \sqrt{2gH(1 - 1,2f \operatorname{ctg} \varphi_p)}.$$

Число двойных ходов разрыхлителя n_p , c^{-1} :

$$n_p = 1/2 t_c.$$

Мощность привода передвижения усреднителя

$$N = k_3 W v_y / \eta_{\Sigma},$$

где k_3 — коэффициент запаса, $k_3 = 1,1 - 1,3$; W — общая сила сопротивления передвижению усреднителя; v_y — скорость передвижения; η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

$$W = W_{тр} + W_{рез} + W_{ин},$$

где $W_{тр}$ — сопротивление сил трения; $W_{рез}$ — сопротивление материала штабеля на проникновение в него зубьев разрыхлителя при надвиге усреднителя на штабель; $W_{ин}$ — сопротивление инерции массы усреднителя и лопастного питателя.

$$W_{тр} = (G_y + G_{л.п}) k_p (2k + f d) / D_k,$$

где G_y и $G_{л.п}$ — силы тяжести соответственно усреднителя и лопастного питателя; k_p — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления реборд; k — коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам; f — приведенный коэффициент трения скольжения в опорах ходовых колес;

d — средний диаметр подшипников; D_k — диаметр ходовых колес.

$$W_{рез} = k_{рез} F_3,$$

где $k_{рез}$ — коэффициент удельного сопротивления врезанию зубьев в материал; F_3 — площадь зубьев.

$$W_{ин} = (G_y + G_{л.п.}) v_y / g t_p,$$

где t_p — время разгона электродвигателей.

Исследования, проведенные ЮУМЗ на действующем усреднителе УБ-120, показали, что сила сопротивления на движущую штабель составляет менее 15% общей силы сопротивления передвижению.

Учитывая, что усреднители имеют малую скорость рабочего движения (менее 4 м/ч), можно заключить, что определяющим является сопротивление сил трения.

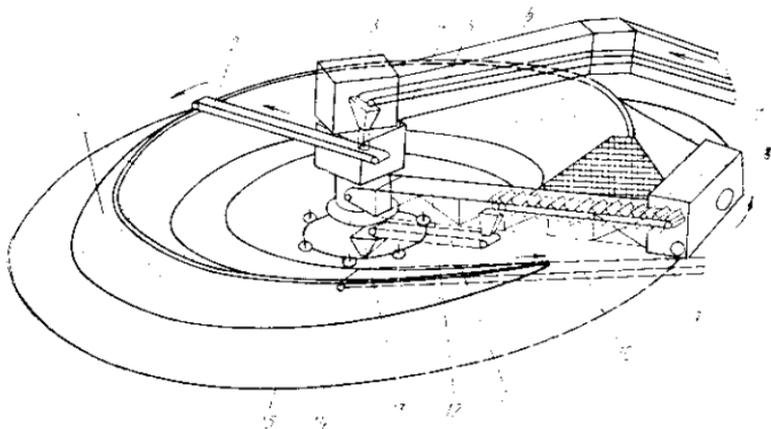


Рис. 1.29. Кольцевая усреднительная установка непрерывного действия (проект УПИ):

1 — улиткообразный штабель переменного сечения; 2 — консольный штабелекладчик; 3 — перегрузочная воронка усредненного материала; 4 — опорно-поворотный узел с приводами подъема и поворота консоли; 5 — подводящий конвейер; 6 — верхняя стационарная галерея; 7 — разрыхлитель штабелеразгрузчика; 8 — механизм поворота штабелеразгрузчика; 9 — скребковый конвейер; 10 — подземный отводящий конвейер; 11 — радиальный конвейер; 12 — вращающаяся ферма; 13 — перегрузочная воронка усредненного материала; 14 — поворотная опора фермы штабелеразгрузчика; 15 — круговой рельс

Перспективы развития усреднителей — повышение их производительности до 10 000 т/ч и создание усреднительных складов непрерывного действия. В этой связи следует упомянуть о разработанной на кафедре механического оборудования металлургических заводов Уральского политехнического института (УПИ) кольцевой усреднительной установке непрерывного действия (рис. 1.29). Она состоит

из консольного штабелеукладчика, совершающего возвратно-вращательные движения относительно вертикальной оси — центра установки. Подводящий конвейер расположен в стационарной галерее на верхней отметке склада. Штабелеукладчик формирует незамкнутый кольцевой штабель переменного сечения (улиткообразный).

В месте разрыва кольца на радиальной консоли установлен штабелеразгрузчик типа «борона» или двухроторный, разгружающий штабель и подающий материал конвейером консоли к центру склада. Оттуда подземным отводящим конвейером материал направляется за пределы склада.

Глава II

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ БУНКЕРНОГО ХРАНЕНИЯ И ДОЗИРОВАНИЯ

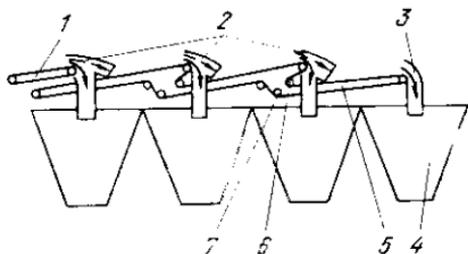
§ II.1. Бункеры и их затворы

Назначение бункерного оборудования — хранение сыпучих материалов, продолжение усреднения, выдача этих материалов, составление шихты (шихтовка) дозированием по массе отдельных ее составляющих, подаваемых на сборный шихтовый конвейер.

Распределение материалов по бункерам при конвейерной подаче может быть выполнено посредством двух- или трехъярусного расположения передвижных или стационарных реверсивных конвейеров, а также при помощи пере-

Рис. II.1. Схема распределения материалов по бункерам без передвижных машин:

1 — подающий конвейер; 2 — воронка с поворотным клапаном; 3 — воронка без клапана; 4 — бункер; 5 — стационарный распределительный конвейер; 6 — стационарное двубарабанное разгрузочное устройство; 7 — отклоняющий барабан

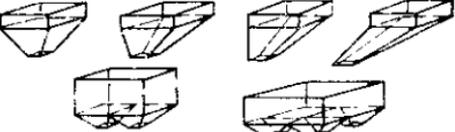
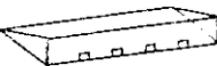
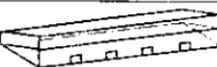
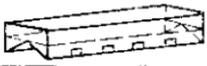
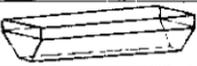


движных разгрузочных тележек. На рис. II.1 показана одна из надежных упрощенных схем, где направление потока материала меняется (либо в бункер, либо возврат на распределительный конвейер) посредством поворотных клапанов с электромеханическим или гидравлическим приводом.

Бункера представляют собой жесткие сосуды объемом до 1000 м³, предназначенные для хранения сыпучих материалов.

Различают бункера прямоугольной, круглой и корытообразной формы (табл. II.1).

Таблица II.1. Классификация бункеров по геометрической форме

Разновидности бункеров		Схема	
Тип	Группа		
Прямоугольные	Пирамидальные		
	Комбинированные		
Круглые	Конические		
	Цилиндрико-конические		
Корытообразные	С боковой разгрузкой	Односкатные треугольные	
		Односкатные трапециевидальные	
		Двускатные	
	С центральной разгрузкой	Комбинированные трапециевидальные	
		Комбинированные параболические	
	Щелевые	Трапециевидальные с нижней щелью	
У-образные с плоским дном и боковой щелью			

Бункер увеличенной высоты (более чем в 3 раза превышающей поперечный размер) называют *силосом*¹. Чаще всего силосы бывают круглыми, реже — прямоугольными.

В бункере различают следующие элементы: корпус (основная часть), днище (сужающаяся часть), выпускное отверстие.

Загружают бункера либо через открытый верх, перекрываемый решетками, либо через загрузочные отверстия, если верх бункера перекрыт или уплотнен.

Продвижение сыпучего материала по бункеру и истечение через выпускное отверстие происходит под действием силы тяжести (гравитационная разгрузка).

Различают геометрический объем бункера V_0 и полезный V_n , связанные соотношением: $V_n/V_0 = \psi$, где ψ — коэффициент заполнения бункера, зависящий от его формы, размера, способа заполнения, свойств и состояния сыпучего материала.

По назначению различают бункера накопительные (аккумулирующие), промежуточные (буферные), технологические (например обезвоживающие, дозировочные).

В зависимости от материала, из которого они изготовлены, различают бункера металлические, железобетонные и комбинированные.

Металлические бункера имеют сравнительно небольшую массу, их удобно изготовлять на заводах металлоконструкций индустриальными методами со сборкой на месте установки при монтаже. При хранении сухих сыпучих материалов они достаточно долговечны. Однако, если эти материалы влажные, то металлические бункера подвергаются быстрой коррозии, усугубляемой абразивным изнашиванием.

Железобетонные бункера отличаются долговечностью и стойкостью против воздействия влаги, но имеют значительную массу, и стоимость их сооружения выше, чем металлических. Наиболее целесообразны сборные бункера, сооружаемые из отдельных железобетонных балок и плит, а также бункера смешанной конструкции, имеющие стальной каркас, выложенный изнутри железобетонными плитами.

При гравитационной разгрузке, связанной со скольжением сыпучего материала по стенкам, происходит абразивное изнашивание не только металлических, но и железобетонных бункеров. Хранение и выгрузка влажных и липких материалов (концентратов, шихты, агломерата), кроме

¹ Silos (исп.) — подземное помещение, яма для хранения зерна.

абразивного истирания, сопровождается зарастанием бункеров, выпускных и перегрузочных воронок. Поэтому их стенки защищают сменной футеровкой¹ из кирпича, плиток каменного литья² (петроситаллы и шлакоситаллы), плит из отбеленного чугуна, листов из марганцовистой стали, резины, пластмасс. Наиболее прогрессивный способ — футеровка термопластичными полимерами, такими как полиэтилен низкого давления, фторопласт, политетрафторэтилен. Они практически несмачиваемые и имеют меньшее сопротивление скольжению сыпучего материала. Так, например, магнетитовый концентрат влажностью до 10% при движении по поверхности полиэтиленового листа в сравнении со сталью характеризуется коэффициентом трения, меньшим на 15%, а минимальный угол наклона боковой стенки, обеспечивающий полное ссыпание — на 10° меньше. Для футеровки применяют листы термопластов толщиной 4—10 мм или на поверхности бункера создают пленку быстротвердеющих на воздухе абразивостойких полимеров, например, на основе полиуретана: пульверизатором наносят последовательно несколько слоев (по 0,2 мм) до получения пленки толщиной 1—2 мм. При этом слой полиуретана толщиной 2 мм имеет большую износостойкость, чем слой резины толщиной 6 мм. Стойкость полимеров выше стойкости стальных листов в 6—10 раз.

Когда нет опасности налипания горячего сыпучего материала (раскаленный агломерат, возврат, окатыши) применяют самофутеровку — устройство на стенках мелких ячеек из уголков, прутка, заполняемых разгружаемым материалом. Самофутеровка исключает трение материала о стальные стенки бункера.

Резиновая футеровка имеет дополнительное преимущество — снижает шум и гасит вибрацию. Применяют ширококаркасные и бескаркасные резиновые выпускные воронки бункеров и пересыпные воронки конвейеров.

Следует отметить, что листовая резина хорошо противостоит изнашиванию только при условии, когда угол схода материала близок 90°. При скользящем изнашивании (расположении футерованной поверхности под острым углом к движущимся частицам) положительный эффект дает применение ребристых резиновых плит.

Бункерные затворы служат для закрывания и открывания выпускных отверстий бункеров, иногда и для регу-

¹ Тарасенко А. А., Чижик Е. Ф., Взоров А. А. Защитные футеровки и покрытия горно-обогатительного оборудования. — М.: Недра, 1985. — 204 с.

² Каменное литье (плавленый базальт) — изобретено в России (1854 г.).

лирования потока сыпучего материала, выходящего через них.

По форме поверхности различают затворы плоские и криволинейные (рис. II.2).

Плоский необъемный затвор-затвижку (рис. II.2, а, б) называют также шибером¹. Это название относится к затворам скользящего действия. Шиберный затвор прост, но имеет недостаток: при нем сыпучий материал может по-

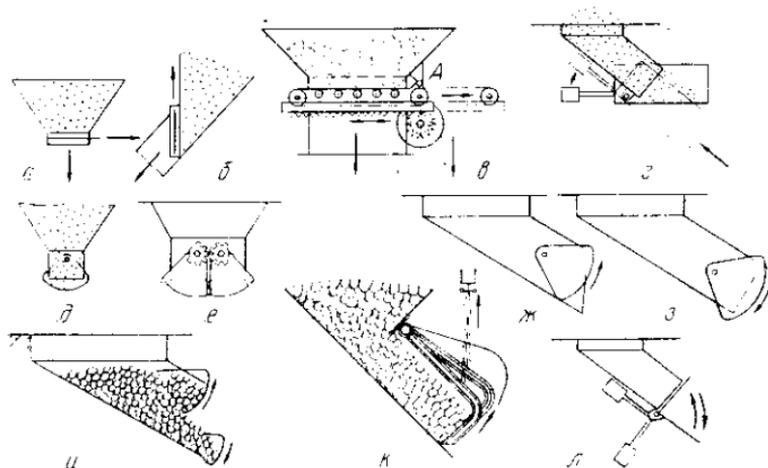


Рис. II.2. Бункерные затворы:

а, б — задвижки (горизонтальная, вертикальная); в — ленточный гусеничный; г — лотковый; д — односекторный; е — двухсекторный (челюстной); ж, з — наклонный секторный с открыванием вверх и вниз; и — двоянный секторный; к — пальцевый; л — клапанный

пасть в направляющие. Поэтому шиберный затвор лучше применять только в полностью опорожняемых бункерах-воронках.

Разновидностью плоского затвора является ленточный гусеничный затвор (рис. II.2, в), состоящий из бесконечной конвейерной ленты, неподвижно укрепленной с одной стороны у кромки выпускного отверстия (точки А), и подвижной рамы с двумя барабанами малого диаметра и опорными роликами. При передвижении рамы в ту или другую сторону выпускное отверстие открывается или закрывается, причем лента перекатывается по роликам, но не скользит по материалу.

Привод затворов — электромеханический, гидравлический или пневматический.

¹ Schieber (нем.) — задвижка, шибер; schieben (нем.) — перемещать, толкать.

§ II.2. Расчеты бункеров и затворов

Угол наклона стенок днища — величина, определяющая надежность выхода материала из бункера.

В пирамидальном днище прямоугольного бункера угол наклона ребра α меньше угла наклона стенок β_1 и β_2 , пересекающихся по данному ребру (рис. II.3, а). Поэтому для полной выгрузки материала из бункера угол наклона ребер к горизонту должен быть больше угла ρ_M трения покоя материала, загруженного в бункер, по днющу.

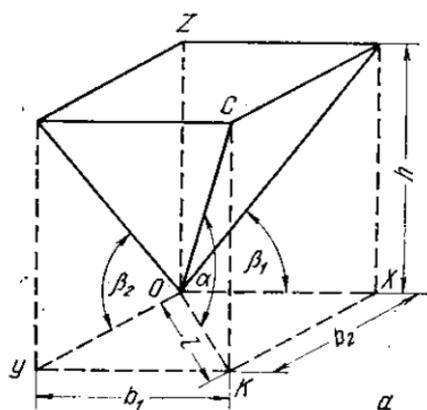
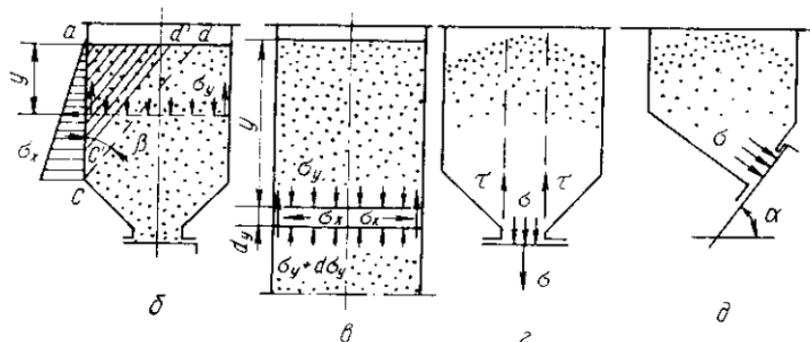


Рис. II.3. Схемы к расчету бункеров:

a — соотношение между углами бункеров; b, σ — давление материала соответственно на стенки в бункерах и силосах; z, δ — давление материала соответственно на горизонтальный и наклонный затворы



Как известно, $\rho_M = \arctg f_M$, где f_M — коэффициент трения сыпучего материала по днющу в покое.

В представленной на рис. II.3, а воронке прямоугольного сечения ребро OC двугранного угла имеет угол наклона α к горизонту, а стенки воронки наклонены под углами соответственно β_1 и β_2 . Как видно из рисунка, $\ctg \beta_1 = b_1/h$; $\ctg \beta_2 = b_2/h$. (II.1)

Горизонтальная проекция ребра OC

$$l = \sqrt{b_1^2 + b_2^2},$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \alpha = l/h = \sqrt{(b_1^2 + b_2^2)/h^2}.$$

Учитывая (II.1), получим окончательно

$$\operatorname{ctg} \alpha = \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \beta_1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2}. \quad (\text{II.2})$$

Для воронки квадратного сечения при $\beta_1 = \beta_2$

$$\operatorname{ctg} \alpha = 1,41 \operatorname{ctg} \beta. \quad (\text{II.3})$$

Пользуясь формулами (II.2) или (II.3), можно определить допустимые углы наклона ребер и стенок бункера, учитывая, что $\operatorname{tg} \beta > f_m$. Точнее

$$\beta = \rho_m + (5 - 10^\circ). \quad (\text{II.4})$$

Поэтому угол наклона стенок пирамидального днища бункера со стальной футеровкой принимают равным, град: для кусковатой руды 45—50; для сухих мелких материалов 50—55; для пылевидных материалов 60.

Из формулы (II.4) видно преимущество полимерной футеровки, позволяющей без изменения объема бункеров уменьшить их высоту и, следовательно, высоту производственного здания, а из формул (II.2) и (II.3) видно преимущество круглых бункеров перед прямоугольными. Хотя изготовление круглых бункеров сложнее и дороже, им следует отдавать предпочтение ввиду повышенной эксплуатационной (технологической) надежности по разгрузке материала. Двугранные углы пирамидальных днищ на практике «скругляют», приваривая в углах вальцованные полосы или разрезанные вдоль трубы.

Давление на стенки бункера, оказываемое содержащимся в нем материалом, зависит от формы и размеров бункера и свойств материала.

Согласно теории сыпучей среды, это давление рассматривается как результат сползания призмы acd (см. рис. II.3, б) по поверхности обрушения (разрыва) cd , расположенной под углом β к вертикальной плоскости. По положению этой поверхности относительно содержащего сыпучий материал сосуда можно четко разграничить понятия «бункер» и «силос». В бункере плоскость обрушения не пересекает стенку на всей высоте корпуса, а в силосе — пересекает. Это условие может быть выражено следующим неравенством $h_6 \operatorname{tg}(90^\circ - \beta) \leq B$, где h_6 — высота корпуса бункера; B — поперечный размер бункера.

В случае вертикальных стенок и горизонтальной свободной поверхности идеально сыпучего груза поверхность cd принимается плоской. При этом угол $\beta = 45^\circ + 0,5\rho_v$, где ρ_v — угол внутреннего трения идеально сыпучего груза.

Если допустить, что вертикальное давление p_v на горизонтальную плоскость, расположенную на глубине y от поверхности сыпучего материала, выражается как гидростатическое давление, то $p_v = \gamma y$, где γ — удельный вес насыпного материала.

Пренебрегая трением призмы acd по стенке ac , горизонтальное давление на глубине y можно представить в виде: $p_r = p_v n' = \gamma y n'$, где n' — коэффициент бокового давления, равный отношению горизонтального давления к вертикальному: $n' = p_r / p_v$.

Полное горизонтальное усилие, действующее на вертикальную стенку ac бункера длиной l и высотой h , получим интегрированием

$$F_r = \int_0^h l n' p_v dy = l \gamma n' \int_0^h y dy = 0,5 h^2 l \gamma n'. \quad (II.5)$$

Выражение (II.5) может быть использовано лишь для расчета неглубоких бункеров, у которых высота вертикальных стенок меньше ширины бункера, при хранении в них легкосыпучих материалов.

При этом коэффициент бокового давления принимают равным коэффициенту подвижности материала m , определяемому по формуле Ренкина:

$$m = \operatorname{tg} (45^\circ - 0,5\rho_v) = (1 - \sin \rho_v) / (1 + \sin \rho_v). \quad (II.6)$$

При расчете силосов (см. рис. II.3, θ) следует учитывать силы трения сыпучего материала о стенки, которые существенно уменьшают давление на нижележащие слои материала и изменяют давление на стенки. Допустим, что на некоторой глубине от поверхности материала y вертикальное давление в силосе будет равно p_v , тогда на глубине $y + dy$ давление составит $p_v + dp_v$.

Сила трения материала о стенку силоса, вызванная нормальным давлением на единицу поверхности, определится как $p_v f$, где f — коэффициент трения материала о стенки силоса. Сила тяжести элементарного слоя материала высотой dy с площадью поперечного сечения A равна $\gamma A dy$.

В этом случае элементарный слой материала будет находиться в равновесии при условии

$$(p_b + dp_b) A + p_f L dy f - p_b A - \gamma A dy = 0, \quad (II.7)$$

где L — периметр поперечного сечения силоса.

Произведем преобразование уравнения (II.7)

$$dp_b A/L + p_b n' f dy - \gamma A dy/L = 0.$$

Учитывая, что $A/L = R$ — гидравлический радиус поперечного сечения силоса, получим, разделяя переменные,

$$dp_b = (\gamma - p_b n' f/R) dy \quad (II.8)$$

или

$$dy = dp_b / (\gamma - p_b n' f/R). \quad (II.9)$$

Проинтегрируем выражение (II.9)

$$y = - (R/n' f) \ln (\gamma - p_b n' f/R) + C. \quad (II.10)$$

Постоянную C найдем из начальных условий $y=0$, $p_b=0$:

$$C = (R/n' f) \ln \gamma.$$

Подставляя значение постоянной C в уравнение (II.10), получим

$$- (n' f/R) y = \ln [1 - (n' f/R \gamma) p_b]. \quad (II.11)$$

Потенцируя уравнение (II.11) и преобразуя его, получим формулу Янсена (1825 г.)

$$p_b = (R \gamma / n' f) \left(1 - e^{-\frac{n' f}{R} y} \right). \quad (II.12)$$

В ней n' можно заменить на m , определив его из выражения (II.6). Исследования показали, что по формуле (II.12) получаются несколько завышенные значения. В. К. Грузиновым предложено ввести в нее множитель $k_\phi < 1$, а для глубоких бункеров принимать $k_\phi = 0,4$.

При больших значениях y второй член во второй скобке формулы (II.12) имеет малые значения (0,015—0,02), так

как $\lim_{y \rightarrow \infty} e^{-\frac{n' f}{R} y} \rightarrow 0$. Поэтому для практических расчетов формулу (II.12) при $y \rightarrow \infty$ применяют в следующей упрощенной форме:

$$p_b = k_\phi R \gamma / m f. \quad (II.13)$$

Из выражения (II.13) ясно, что в глубоких бункерах-силосах вертикальное давление сыпучего материала остается по высоте практически постоянным, но зависит от формы поперечного сечения столба сыпучего материала (в

формулу не входит глубина силоса, но есть гидравлический радиус).

В реальных условиях величина передаваемого давления зависит от склонности сыпучего материала к сводообразованию и от действующих динамических нагрузок. Это учитывают введением коэффициента динамичности k_d

$$p_b = k_d R \gamma / m f, \quad (\text{II.14})$$

где $k_d = 1,3—1,5$ при применении вибраторов для обрушения материала; $k_d = 1,1—1,4$ при загрузке бункеров непосредственно из железнодорожных вагонов, грейферами, ковшами экскаваторов.

Давление на наклонные стенки p_n неглубоких бункеров определяют в зависимости от угла наклона α к горизонту

$$p_n = k_d \gamma y (\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha), \quad (\text{II.15})$$

где y — глубина точки под поверхностью материала; m — коэффициент подвижности материала по (II.6).

Давление на затворы бункеров следует рассматривать как местное, действующее в зоне ограниченной периметром столба материала над затвором. Здесь действуют вертикально направленные силы трения и сцепления τ (см. рис. II.3, з). При загрузке свежего материала эти силы отсутствуют, в этот момент давление на затвор приближается к гидростатическому.

Для распространенных сыпучих материалов $f = 0,4—1,2$ (глинозем 0,55; песок дробленый 1,03); f и m с изменением угла ρ_b изменяются так, что частное $1/mf \approx 5,6$. Поэтому для практических приближенных расчетов среднего давления на горизонтальные затворы рекомендуется следующая формула

$$p_b = 5,6 k_{оп} \gamma R_{отв},$$

где $k_{оп}$ — коэффициент учета условий эксплуатации бункеров («коэффициент опорожнения»); если бункер освобождается полностью при каждом открывании затвора (полноразгрузочные дозировочные бункера) $k_{оп} = 2,0$; если это происходит не при каждом открывании затвора — $k_{оп} = 1,5$; для неопорожняемых полностью бункеров $k_{оп} = 1,0$; $R_{отв}$ — гидравлический радиус выпускного отверстия.

Давление на наклонные и вертикальные затворы меньше, чем на горизонтальные в соответствии с формулой

$$p = 5,6 k_{оп} \gamma R_{отв} (\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha),$$

где α — угол наклона затвора к горизонту (см. рис. II.3, д).

По полученным значениям среднего давления на затвор определяют действующую на затвор силу F

$$F = pA,$$

где A — площадь выпускного отверстия.

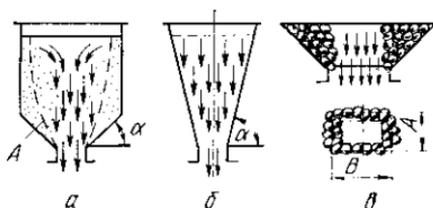
§ II.3. Разгрузка бункеров и силосов

Гравитационное истечение (разгрузка) сыпучего материала (рис. II.4) может осуществляться тремя способами: нормальным, гидравлическим, принудительным (из зон обрушения).

При нормальном истечении из бункера над выпускным отверстием образуется как бы столб движущегося насып-

Рис. II.4. Разгрузка бункеров и силосов:

a — нормальное истечение материала; b — гидравлическое истечение; $в$ — схема к расчету гидравлического радиуса выпускного отверстия; A — зона обрушения



ного материала, и на свободной поверхности появляется воронка. Поперечные размеры столба движущегося материала изменяются.

Скорость потока материала при нормальном истечении

$$v = \lambda \sqrt{3,2gR_{отв}}, \quad (II.16)$$

где λ — коэффициент истечения (безразмерная величина), $\lambda = 0,2—0,65$ (криолит в порошке 0,2; мелкий известняк 0,25; глинозем и фтористый алюминий в порошке 0,35; нефелиновый концентрат и дробленый слек 0,4; шлак 0,5; сухая известь 0,65); $R_{отв}$ — гидравлический радиус отверстия истечения. При нормальном истечении его скорость практически не зависит от уровня материала в бункере истечения.

Для вязкосыпучих материалов применяют формулу

$$v = \lambda \sqrt{2g(1,6R_{отв} - \tau_0/\gamma f_n)},$$

где τ_0 — показатель сцепления частиц материала между собой, Па; γ — удельный вес сыпучего материала, Н/м^3 ; f_n — коэффициент внутреннего трения сыпучего материала.

Гидравлическое истечение может происходить, если: 1) углы наклона стенок бункера к горизонту превышают так называемый критический угол $\alpha > 45^\circ + 0,5\phi_n$; 2) бун-

кер подвергается интенсивной вибрации или другому виду принудительного обрушения; 3) материал весьма легко-сыпуч (горячая сухая порошкообразная известь). При этом виде истечения материал движется вниз подобно жидкости, свободная поверхность его остается плоской. Гидравлическое истечение сопровождается резким повышением бокового давления материала на стенки бункера. По уравнению Торичелли для жидкости в этом случае скорость гидравлического истечения

$$v = \lambda \sqrt{2gh}, \quad (\text{II.17})$$

где λ — коэффициент истечения; значения те же, что и для (II.16); h — высота слоя материала над выпускным отверстием.

Истечение из зон обрушения характерно для плохо сыпучих материалов (влажный нефелиновый концентрат, криолит и др.). В этом случае при средних углах наклона стенок, в бункерах периодического опорожнения необходимо принудительное обрушение.

При определении гидравлического радиуса отверстия истечения условно принимают размеры отверстия истечения уменьшенными против размеров выпускного отверстия бункера в свету на величину типичного куска a (см. рис. I.2). Правильность такого допущения подтверждается схемой (см. рис. II.4, в), показывающей куски материала, которые, располагаясь по периметру, частично (до половины размера куска) выступают внутрь отверстия, чем затрудняют истечение.

Так, полезная площадь истечения S прямоугольного выпускного отверстия равна

$$S = (A - a)(B - a),$$

где A и B — длина и ширина выпускного отверстия.

Выразим гидравлический радиус отверстия истечения $R_{\text{отв}}$:

$$R_{\text{отв}} = (A - a)(B - a)/2(A + B - 2a).$$

Пропускная способность Q бункера определяется массой материала, способного пройти через выпускное отверстие бункера в единицу времени, т/ч:

$$Q = 3,6vS\rho,$$

где v — скорость истечения, с/с; S — площадь отверстия истечения, м²; ρ — плотность насыпного материала, кг/м³.

Площадь выпускного отверстия должна обеспечивать требуемую пропускную способность. В то же время, при излишне увеличенных размерах выпускных отверстий может произойти резкое обрушение больших масс материала. Кроме того, затворы и их приводы для таких отверстий получаются тяжелыми и громоздкими.

При кусковых сыпучих материалах с типичной крупностью кусков a (см. рис. 1.2) наименьший размер B выпускного отверстия прямоугольной формы должен быть: для донных отверстий $B \geq (4,0-5,5)a$; для боковых отверстий в наклонном днище $B \geq (4,5-6,0)a$.

В формуле К. В. Алферова для определения величины B (мм) учтены свойства сыпучего материала:

$$B = k_{с.м} (80 + a_{\max}) \operatorname{tg} \rho_{в},$$

где $k_{с.м}$ — опытный коэффициент; для несортированного и сортированного сыпучего материала $k_{с.м}$ равно соответственно 2,4 и 2,6.

Выпускные отверстия бункеров должны соответствовать присоединительным размерам затворов¹.

Для бесперебойной выдачи сыпучих материалов применяют две группы мероприятий — профилактические (для предупреждения кострения, сводообразования, залипания) и методы активной борьбы с зависаниями (принудительное обрушение). К профилактическим мерам относятся технологические и конструктивные. Технологические меры — подсушка материала, введение в него влагопоглощающих реагентов, сортировка, рациональный способ загрузки; конструктивные — выбор формы бункера, гарантирующей полную разгрузку (большие углы наклона, футеровка, обогрев бункеров).

Принудительное обрушение может быть пневматическим или механическим.

Пневматическое обрушение основано на использовании силового или струйного воздействия сжатого воздуха. Силовое воздействие осуществляют периодической подачей (и выпуском) воздуха в надувные резиновые мешки, закрепленные изнутри на наклонных стенках днища, или пульсирующей подачей воздуха в панельный пульсатор-активатор, тоже помещенный в бункер.

Струйное воздействие осуществляют кратковременной подачей «пушками» струи сжатого воздуха в места зависа-

¹ ГОСТ 8288—74*. Затворы плоские для бункеров общего назначения. Основные и присоединительные размеры.

ГОСТ 8415—78. Затворы бункерные секторные. Основные параметры и присоединительные размеры.

ния материала, а также непрерывной подачей больших объемов воздуха по всей поверхности конусного днища бункера для создания псевдооживленного слоя сыпучего материала.

Механическое обрушение осуществляют введением внутрь бункеров шарнирно подвешенных (вертикально или горизонтально) вибрирующих балок, решеток, конусов, ложных вибрирующих листов на наклонных стенках, либо упруго подвешенных вибрирующих выпускных конусов, либо пирамид с вибровозбудителями (центробежными с электрическим или пневматическим приводом).

Наилучшие результаты дает разработанная на комбинате «Запорожсталь» система пневмообрушения «микровзрывом» (рис. 11.5): в отличие от ранее широко приме-

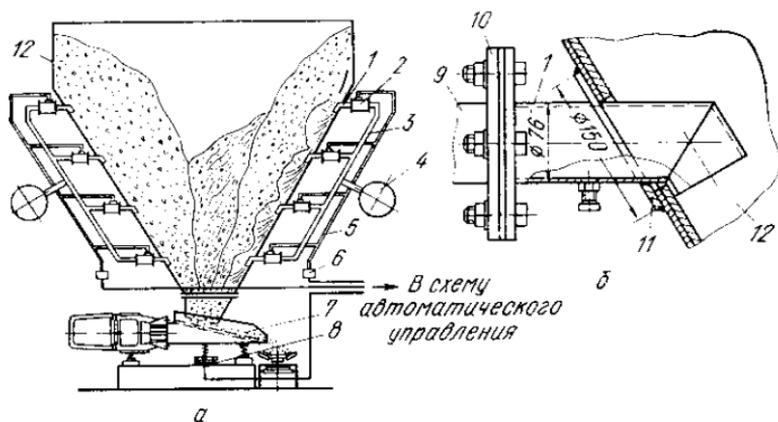


Рис. 11.5. Система автоматического пневмообрушения «микровзрывом»; а — общая схема; б — установка сопла;

1 — сопло; 2 — диафрагменный клапан; 3 — силовой воздухопровод; 4 — воздухо-сборник; 5 — воздухопровод управления; 6 — электромагнитный клапан управле-ния; 7 — электровибратор; 8 — датчик нагрузки; 9 — подводящий патруб-ок; 10 — фланец; 11 — приваренная опорная плита; 12 — бункер

нявшегося горизонтального расположения сопел в рядах использовано расположение сопел вертикальными рядами. Сжатый воздух, накопленный в воздухоотборнике, находящемся возле обслуживаемого вертикального ряда, через диафрагменный клапан ударом подается по всей длине в двугранный угол днища бункера (эффект «микровзрыва») и обрушает материал, а отработанный воздух по образующемуся в материале вертикальному каналу свободно выходит вверх. На бункере объемом 175 м³ установлено 20 сопел. При обычном давлении компрессорного воздуха в заводских сетях (0,2—0,4 МПа) для нормального схода материала достаточно 10 включений системы в 1 ч.

При этом расходуется 2400 м³/сут воздуха. Для упрощения ресиверы изготавливают из труб диаметром 600 мм.

Электромеханический центробежный вибровозбудитель представляет собой электродвигатель с дополнительной неуравновешенной вращающейся массой (рис. II.6, а). На оба конца вала уравновешенного отбалансированного электродвигателя устанавливают (неподвижно или подвижно с возможностью регулировки) дополнительные грузы — дебалансы. При вращении ротора возникает центробежная сила, в результате действия которой корпус электродвигателя совершает (в обратную сторону) круговое движение относительно главной центральной оси инерции ZZ: каждая точка корпуса описывает окружность такого же радиуса, как и окружность, которую описывает центр тяжести двигателя (без учета дебалансов) точка C₁ (рис. II.6, б).

Если прикрепить корпус к шарнирно подвешенному вибролисту в бункере или к упруго подвешенному выпускному виброконусу бункера, то вибролист или виброконус будет совершать такое же колебательное движение.

Приравнивая центробежные силы, получим

$$m_{дв}\omega^2 s_{ао} = m_{дб}\omega^2 (r - s_{ао}), \quad (II.18)$$

где $m_{дв}$ — масса двигателя (без учета дебалансов); $m_{дб}$ — масса двух дебалансов; ω — угловая скорость; $s_{ао}$ — амплитуда свободных колебаний ($s_{ао} = CC_1$); r — радиус центра тяжести дебалансов (относительно оси вала, $r = C_1C_2$). Из (II.18) следует

$$s_{ао} = m_{дб}r / (m_{дв} + m_{дб}). \quad (II.19)$$

При работе вибровозбудителя под нагрузкой, т. е. в соединении с вибролистом или выпускным виброконусом, амплитуда колебаний уменьшится, так как к колеблющимся массам добавляется масса нагрузки m_n (масса вибролиста или виброконуса, масса залипшего сыпучего материала)

$$s_{а,р} = m_{дб}r / (m_{дв} + m_{дб} + m_n), \quad (II.20)$$

где $s_{а,р}$ — рабочая амплитуда колебаний.

Из формулы (II.20) видна ошибочность практики жесткой установки вибровозбудителя на бункер: при бесконечно большой величине знаменателя ($m_n \rightarrow \infty$, $\lim m_n = \infty$) рабочая амплитуда стремится к нулю ($s_{а,р} \rightarrow 0$; $\lim s_{а,р} = 0$).

В СССР центробежные возбудители выпускаются Ярославским заводом «Красный маяк» и Конотопским электро-

механическим заводом «Красный металлист». Электродвигатели — трехфазные, асинхронные, с короткозамкнутым ротором и частотой вращения 2800 об/мин. Мощность двигателей достигает 1,5—2 кВт.

Основным паспортным показателем является вынуждающая сила F_B :

$$F_{B\max} = m_{\text{дб}} r \omega^2.$$

Вибровозбудитель ИВ-96 создает вынуждающую силу 33,5 кН при мощности 1,5 кВт и массе 110 кг.

У вибраторов общего назначения вектор вынуждающей силы вращается с частотой ω и передает на прикрепленные рабочие органы (вибролист или выпускной виброконус, короб виброгрохота, вибропитателя или виброконвейера) в каждый момент времени силу F_B по закону

$$F_B = F_{B\max} \sin(\omega t + \varphi_0),$$

где ω — угловая скорость; t — время; φ_0 — начальная фаза.

Вибровозбудитель направленного действия (см. рис. II.6, в) передают вынуждающую силу только в пределах определенного угла, обычно меньше 90° . К корпусу вибро-возбудителя прикреплена маятниковая подставка с рези-

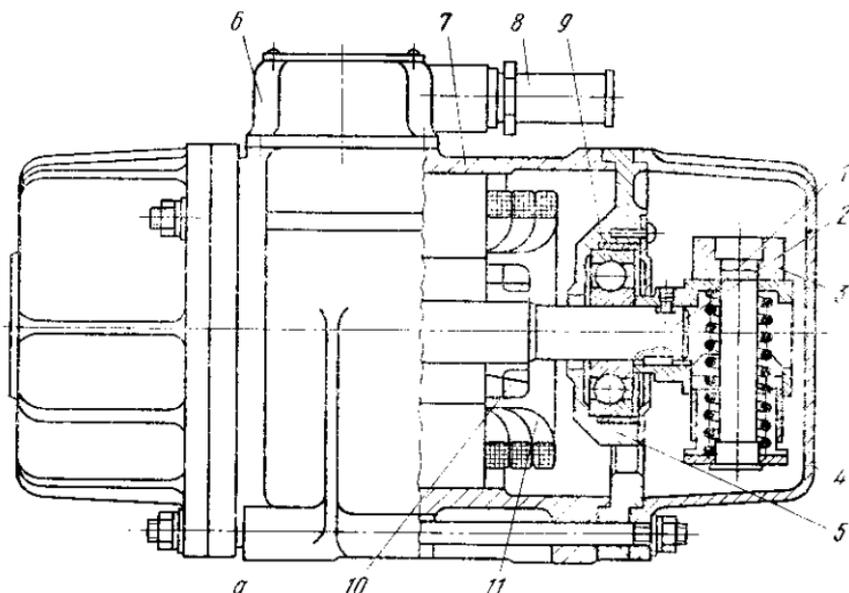
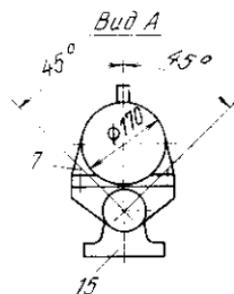
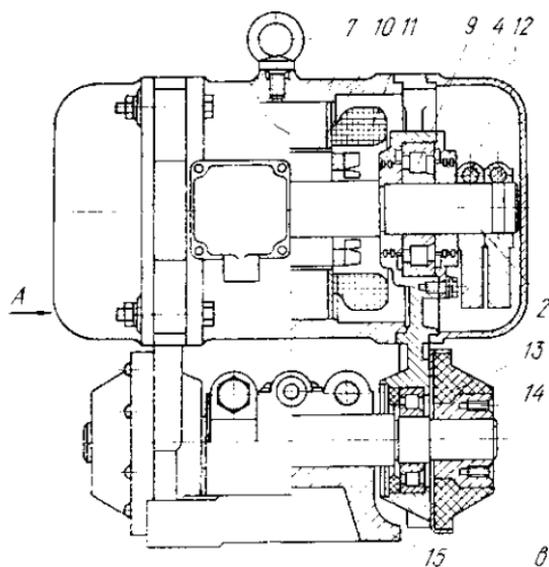
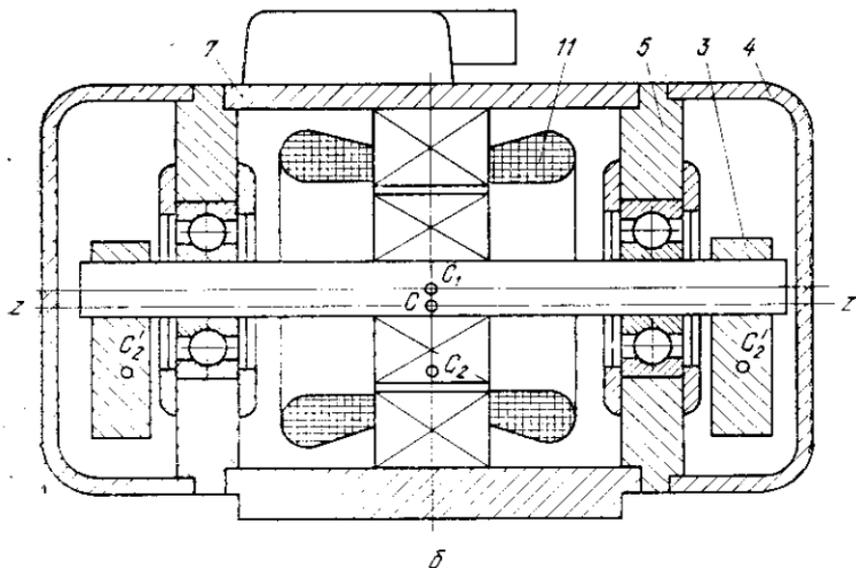


Рис. II.6. Центробежные вибровозбудители:

а — общего назначения; б — схема действия; в — направленного действия; 1 — крышка ввода; 7 — корпус; 8 — вводный электрокабель; 9 — подшипник; 10 — металлический шарнир; 14 — ось; 15 — маятниковая подставка;

C_2 — центр тяжести каждого дебаланса; S_2 — центр тяжести двух дебалансов;



пружина; 2 — вал; 3 — дебаланс; 4 — торцовая крышка; 5 — подшипниковый щит;
 ротор; 11 — статор; 12 — стопорный винт регулируемого дебаланса; 13 — резино-
 C_1 — центр тяжести (центр масс) электродвигателя (без учета дебалансов);
 C — центр тяжести системы

нометаллическими шарнирами, ограничивающими угол качания (см. рис. II.6, б). Качание происходит на роликоподшипниках вокруг оси, закрепленной в неподвижной части маятниковой подставки.

Эту ось можно поворачивать относительно подставки, изменяя угол установки. Рабочий орган прикреплен к нижней плите. Такие вибровозбудители называют маятниковыми, с направленными колебаниями (например, вибровозбудитель ИВ-101).

Двухвальные вибровозбудители создают чисто направленные колебания вдоль вертикальной оси симметрии между двумя двигателями. Самосинхронизация вращения эксцентриков достигается вследствие общности корпуса (см. гл. III, рис. III.4, в). Такой вибровозбудитель при мощности $1,2 \text{ кВт} \times 2$ создает вынуждающую силу 40 кН при массе 140 кг.

Регулирование вынуждающей силы может быть ступенчатым (перестановка дебалансов на шлицах) или плавным (поворот разрезных зажимаемых дебалансов на валу, см. рис. II.6, в). Применяют также подвижную радиальную установку подпружиненных дебалансов, при которой центробежная сила, возрастая по мере разгона, преодолевает сопротивление пружин и отодвигает дебалансы от вала (см. рис. II.6, а). Такое устройство исключает резонанс металлоконструкций при разгоне.

Вибровозбудители широко применяются, но в случаях принудительного обрушения их работа сопровождается сильным шумом и вызывает динамические нагрузки, требующие повышенного внимания к надежности крепления рабочих органов.

§ II.4. Конструкции и расчеты питателей

Питатель — это подбункерная транспортирующая машина, предназначенная для выдачи сыпучих материалов непрерывно или порциями в заданном количестве. В отличие от затворов, питатели осуществляют принудительную равномерную разгрузку бункера, обеспечивая более точное регулирование либо вследствие изменения поперечного сечения потока материала, либо за счет изменения параметров движения рабочего органа (скорости, частоты, амплитуды).

Питатель одновременно служит затвором, так как при остановке питателя прекращается истечение сыпучего материала.

Классификация питателей основана на многих признаках. Так, по постоянству установки их делят на стационарные и передвижные (один питатель обслуживает группу бункеров или один бункер). По способу перемещения материала различают питатели: 1) с тяговым рабочим органом — ленточные, пластинчатые, скребковые и цепные; 2) с вращающимся рабочим органом — дисковые, барабанные, винтовые и лопастные; 3) с колебательным движением — вибрационные, качающиеся и челноковые; 4) по расположению рабочего органа — горизонтальные и наклонные; 5) по виду привода — электромеханические и электромагнитные, пневматические и гидравлические (пока наиболее распространен электромеханический привод, получает распространение электромагнитный).

Для обогатительных фабрик классификация несколько ограничена (рис. II.7). Находят применение также комбинированные машины, например, самоходный вибропитатель-грохот.

В металлургии применяют более разнообразные конструкции питателей (рис. II.8).

Устройство питателей ясно из схемы. Ленточные, пластинчатые, скребковые, вибрационные и винтовые питатели — это короткие конвейеры соответствующего типа, изучаемые в дисциплине «Подъемно-транспортные машины». Расчеты этих питателей аналогичны расчетам конвейеров.

Тип питателя выбирают в зависимости от свойств выдаваемого материала и условий технологического процесса, заданной производительности и с учетом требуемой точности дозировки и диапазона регулирования производительности, а также конструкции бункера.

Ленточные питатели (ПЛ) изготовляют по ТУ 24.8.786—74 с шириной ленты 400—1200 мм для выдачи сухих и маловлажных нелипких материалов с крупностью кусков до 100 мм и плотностью (в насыпном состоянии) до 2,6 т/м³. Они могут быть горизонтальные и наклонные (до 10°), стационарные и передвижные (челноковый питатель агломашины, см. гл. X). В отличие от конвейеров рабочая ветвь у них плоская с бортами. Скорость ленты в пределах 0,02—1,3 м/с, производительность до 450 т/ч. Питатели типа ПЛ изготовляются заводом «Амурский металлист» (г. Благовещенск).

Пластинчатые питатели изготовляют по ГОСТ 7424—71* для особо тяжелых условий работы (крупнокусковой, абразивный, горячий материал) трех типов: 1) для особо крупнокускового материала, насыпной плотностью до

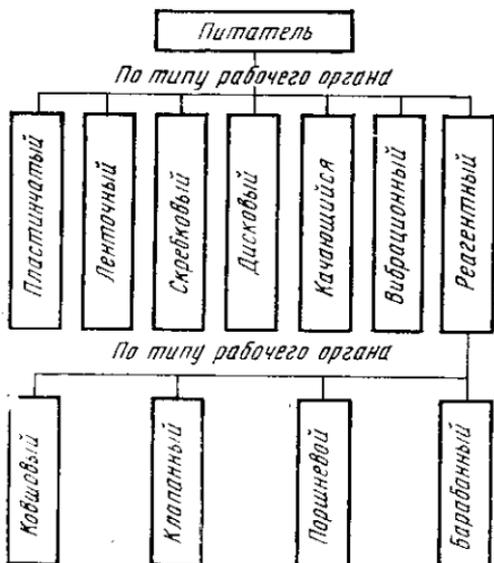


Рис. II.7. Классификация питателей по ГОСТ 25006—81

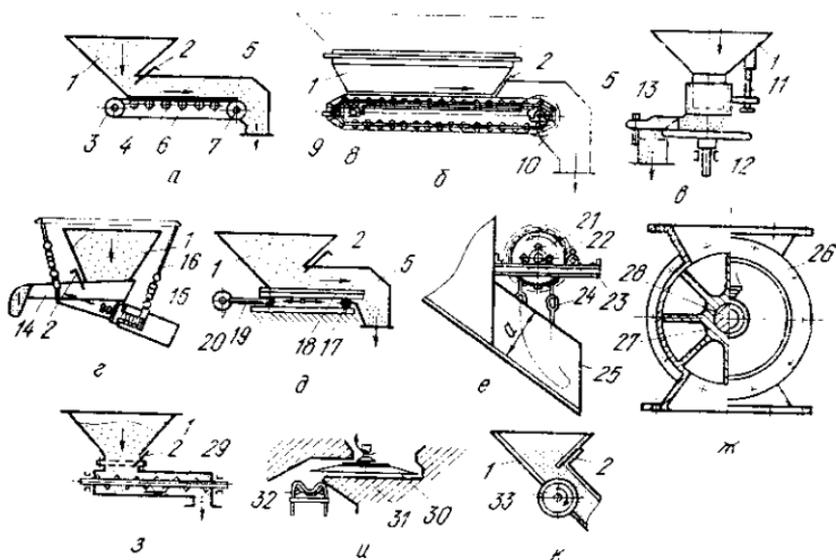


Рис. II.8. Схемы питателей для сыпучих материалов:

а — ленточный; б — пластинчатый; в — дисковый; г — вибрационный; д — качающийся; е — цепной; ж — барабанно-лопастный; з — винтовой; и — лопастной; к — барабанный;

1 — бункер; 2 — шибберная задвижка; 3 — натяжной барабан; 4 — лента; 5 — кожух; 6 — опорный ролик; 7 — приводной барабан; 8 — пластинчатое полотно; 9 — натяжная звездочка; 10 — приводная звездочка; 11 — винтовое регулировочное устройство; 12 — диск; 13 — нож; 14 — короб; 15 — электровибропривод; 16 — упругая подвеска; 17 — каток; 18 — лоток; 19 — шатун; 20 — эксцентрик; 21 — цепной барабан; 22 — приводной вал; 23 — рама; 24 — цепь; 25 — желоб; 26 — корпус; 27 — секционно-лопастный барабан; 28 — вал; 29 — полностенный винт; 30 — открытое лопастное колесо; 31 — полка щелевого выпускного отверстия бункера; 32 — отводящий конвейер; 33 — барабан

2,5 т/м³, крупностью до 1400 мм; 2) для крупнокускового материала крупностью 600 мм, при наибольшей массе куска 600 кг; 3) для средне- и мелкокускового материала. Питатели типов 1, 2, 3 имеют ширину полотна соответственно равную 1500—2400, 1200—2400 и 800—1200 мм. Максимальная длина (по осям звездочек) 18 м, производительность 2000 т/ч. В условном обозначении питателей указаны тип, ширина полотна и длина питателя в дециметрах, например, питатель типа 1 с шириной полотна 2400 мм и межосевым расстоянием 18 м обозначается: «питатель пластинчатый 1-24-180 ГОСТ 7424—71*». Питатели типа 1 изготавливаются по ЭЗТМ, типа 2 с шириной полотна 1200 и 1500 мм — Александровским машиностроительным заводом; типа 2 с шириной полотна 1800 и 2400 мм — ПО ЭЗТМ; типа 3 с шириной полотна 1000 мм — Костромским заводом «Строммашина»; типа 3 с шириной полотна 800—1200 мм — Ворошиловградским заводом угольного машиностроения им. А. Я. Пархоменко. Пластинчатые питатели типа 1 могут быть установлены в качестве подвижного днища бункера. Они выдерживают статическую нагрузку от всего столба материала, находящегося над полотном питателя. Такой питатель рассчитан на динамическую нагрузку от падения куска руды массой 500 кг с высоты 10 м на материал, лежащий на полотне слоем не менее 1 м. Скорость питателей 0,02—0,4 м/с. Угол наклона к горизонту до 25°. Количество этих питателей составляет около 60% всех питателей отрасли.

Дисковые питатели предназначены для выдачи из бункеров большой вместимости среднекусковых, мелкокусковых и зернистых материалов крупностью до 150 мм и плотностью до 2,5 т/м³. Рабочим органом питателя является горизонтальный диск, вращающийся относительно вертикальной оси, совпадающей с центром выпускного отверстия. Диаметр диска является основным размером питателя. Питатели изготовляют двух типов: тяжелый (ДТ) — для кусковых материалов плотностью выше 1,8 т/м³ и легкий (ДЛ) — для порошкообразных и зернистых крупностью до 3 мм и плотностью менее 1,8 т/м³. В условном обозначении указан диаметр диска в дециметрах: ДТ-20, ДТ-25 и ДТ-31 и ДЛ-2,5 — ДЛ-20. Максимальная производительность 900 т/ч. Частота вращения, диска 4—22 об/мин. Конструктивно питатели различаются по форме телескопической воронки: цилиндрический (см. рис. II.8, в) и улиткообразный с одним или двумя разгрузочными окнами. Диаметр воронки может достигать при-

мерно половины диаметра диска. Относительно нее вертикально перемещается регулировочным винтовым устройством цилиндрический патрубок, определяющий высоту конуса материала на диске. Второй разновидностью может быть воронка диаметром около 0,8 диаметра диска, опущенная к диску с зазором, обеспечивающим движение диска.

Разгрузка осуществляется сбрасывающим ножом, входящим в полусегментный вырез воронки.

Производительность регулируется частотой вращения диска, реже — изменением положения сбрасывающего ножа в плане (поворотом его).

Диск подвергается абразивному изнашиванию, поэтому он снабжен футеровкой. Для предупреждения проскальзывания диска относительно материала применяют ячеистую футеровку или самофутеровку. Некоторые конструкции питателей имеют на диске лопастной рыхлитель.

Питатели ДТ имеют опорное исполнение, питатели ДЛ — опорное и подвесное. Питатели тяжелого типа производятся Воронежским ПО «Рудгормаш», легкого типа — Днепропетровским заводом горно-шахтного оборудования (ДЛ-12 и ДЛ-20) и заводом «Димитровградхиммаш» (ДЛ-2,5 — ДЛ-10). Общее их количество составляет 10% численности всех питателей отрасли.

Расчет дисковых питателей проводят для двух вариантов разгрузки: с использованием естественного откоса материалов и без него.

Угловую скорость диска ω выбирают такой, чтобы центробежная сила $F_{ц}$, действующая на материал, не превышала силу трения $F_{т}$, удерживающую его на диске, т. е. $F_{ц} \leq F_{т}$ или $m_0 \omega^2 R_d \leq m_0 g \bar{f}$, где m_0 — масса материальной частицы; R_d — наружный радиус диска (рис. II.9); \bar{f} — коэффициент трения материала о поверхность диска. Отсюда

$$\omega = \sqrt{g \bar{f} / R_d} \leq 3,13 \sqrt{\bar{f} / R_d}. \quad (\text{II.21})$$

Производительность определяется объемом материала, сбрасываемого ножом за один оборот диска. Этот объем можно представить как разность объемов усеченного конуса высотой h при диаметре основания D_1 и цилиндра диаметром D_2 (рис. II.9, а).

$$V = \pi h (D_1^2 - 2D_2^2 + D_1 D_2) / 12,$$

или, учитывая, что $h = (R_1 - R_2) \operatorname{tg} \varphi$,

$$V = h^2 (\pi R_2 + h/3 \operatorname{tg} \varphi) / \operatorname{tg} \varphi. \quad (\text{II.22})$$

Следует учесть что угол φ надо принимать несколько меньшим угла динамического естественного откоса, учитывая действие на материал центробежной силы.

Тогда производительность Q определим по формуле, т/ч:

$$Q = 3600 V \rho \psi \omega / 2\pi, \quad (\text{II.23})$$

где ρ — плотность насыпного материала, т/м³; ψ — коэффициент разрыхления материала под действием центробежной силы ($\psi = 0,8-0,9$).

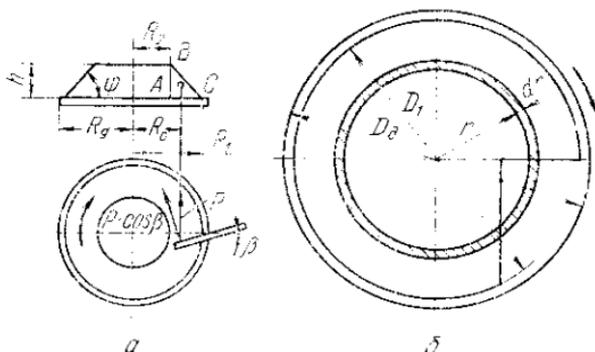


Рис. 11.9. К расчету дискового питателя:

a — со свободным естественным откосом материала; *b* — с воронкой, опущенной вплотную к диску

Мощность привода дискового питателя, работающего по схеме, приведенной на рис. 11.9, *a*, расходуется на преодоление: 1) трения материала о диск в объеме V , определяемом по формуле (II.22), (N_1); 2) трения материала о сбрасывающий нож (N_2); 3) внутреннего трения материала в зоне регулирующего патрубка (N_3); 4) трения в подпятнике (N_4).

В общем виде соответственно

$$N = k_3(N_1 + N_2 + N_3 + N_4) / \eta_{\Sigma}, \quad (\text{II.24})$$

где k_3 — коэффициент запаса ($k_3 = 1,3-1,5$); η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

$$N_1 = P v_0,$$

где P — сила трения материала в объеме V ; v_0 — линейная скорость центра тяжести сечения ABC радиусом R_0 .

$$P = V \gamma f; \quad v_0 = \omega R_0.$$

$$N_2 = (P \cos \beta) f_n v_0,$$

где β — угол установки ножа (по отношению к радиусу, в плане); f_n — коэффициент трения материала о нож.

$$N_3 = M_3 \omega,$$

где M_3 — момент внутреннего трения материала о материал.

$$M_3 = p_v A f_v R_2,$$

где p_v — вертикальное давление, определенное по (II.14); A — площадь цилиндрического столба материала радиусом R_2 ; f_v — коэффициент внутреннего трения материала.

$$p_v = \gamma R / f_v m,$$

где γ — удельный вес насыпного материала; R — гидравлический радиус; m — коэффициент боковой подвижности, $m = (1 - \sin \varphi) / (1 + \sin \varphi)$.

Окончательно

$$M_3 = 0,1 \gamma D_2^4 (1 + \sin \varphi) / (1 - \sin \varphi),$$

$$N_4 = M_n \omega,$$

где M_n — момент сил трения в подпятнике.

$$M_n = (G_v + G_o + G_d) r_n f_n, \quad (II.25)$$

где G_v — вертикальная сила давления цилиндрического столба материала радиусом R_2 на диск ($G_v = p_v A$); G_o — сила тяжести материала в объеме V ; G_d — сила тяжести диска и всех вращающихся с ним деталей; r_n — средний радиус сепаратора упорного подшипника подпятника; f_n — приведенный коэффициент трения скольжения подшипника подпятника.

Мощность привода при работе по варианту разгрузки без естественного откоса должна быть больше, так как площадь контакта материала с поверхностью диска больше (рис. II.9, б).

По методике Г. Г. Григорьева определим элементарный момент трения, соответствующий элементарному кольцу шириной dr на радиусе r . При этом полусегментный вырез в воронке не учитываем, принимая для упрощения, что трение материала о нож примерно равно трению столба материала с сечением этого выреза о диск.

Тогда

$$dM_d = p_v \pi 2r dr f_v r = 2\pi p_v r^2 dr, \quad (II.26)$$

где p_v — вертикальное давление столба материала по (II.4); f_v — коэффициент внутреннего трения материала

(считаем, что при самофутеровке диск полностью покрыт слоем материала в ячейках футеровки).

Интегрируя выражение (II.26), получаем

$$M_d = \int_0^{0,5D_1} 2\pi p_b f_b r^2 dr = \pi p_b f_b D_1^3 / 12,$$

где M_d — момент трения столба материала о диск.

Аналогично (II.25) определяем момент трения в подпятнике

$$M_n = (G_b + G_d) r_n f_n,$$

где G_b — вертикальная сила давления цилиндрического столба материала радиусом R_1 на диск, остальное — по (II.25). Далее расчет ведем по (II.24).

Барабанные питатели применяют чаще не в транспортных, а в технологических линиях: при загрузке вагон-весов из рудных бункеров, при загрузке агломашии и др. Питатели различают по конфигурации барабана: гладкий (см. рис. II.8, к), граненый, ребристый, барабанно-лопастный (см. рис. II.8, ж), золотниковый.

Барабанно-лопастный питатель практически изолирует загрузочное пространство от разгрузочного. Он сложен в изготовлении, ребра его подвержены ускоренному износу.

Золотниковый питатель представляет собой вращающееся в цилиндрическом корпусе упругое цилиндрическое полукольцо, с натягом вставленное в корпус. При вращении оно полностью перекрывает одно из отверстий — загрузочное или разгрузочное, вмещающая в себя порцию материала и разгружая ее через полоборота. Золотник приводится во вращение водилом.

Частота вращения барабанов от 1,5 до 8 об/мин. Конструкция барабанного питателя должна удовлетворять условию, чтобы кусок материала весом G увлекался круговым движением барабана с кромки задней стенки, под центральным углом α (рис. II.10, а). Это условие соблюдается, если сила трения барабана о кусок $F_{тр} = fG \cos \alpha$ будет больше составляющей силы тяжести куска $P = G \sin \alpha$, направленной по касательной к окружности барабана в сторону, противоположную вращению. Из этого условия $fG \cos \alpha > G \sin \alpha$ следует, что $\operatorname{tg} \alpha < f$ или $\alpha < \varphi$. Наилучшим вариантом является конструкция с $\alpha = 0$, тогда уменьшается износ барабана и просыпь материала.

Производительность барабанного питателя Q , т/ч:

$$Q = 3600 h l v r \psi,$$

где h — высота разгрузочного отверстия, м; l — длина барабана, м; v — линейная скорость барабана, м/с; ρ — плотность насыпного материала, т/м³; ψ — коэффициент заполнения, $\psi = 0,7-0,8$.

Мощность привода барабанного питателя расходуется на преодоление трения вертикальной силы давления G_1 вертикального столба материала шириной c и силы тяжести G_2 треугольной призмы материала, лежащего на барабане, а также на преодоление трения в опорах.

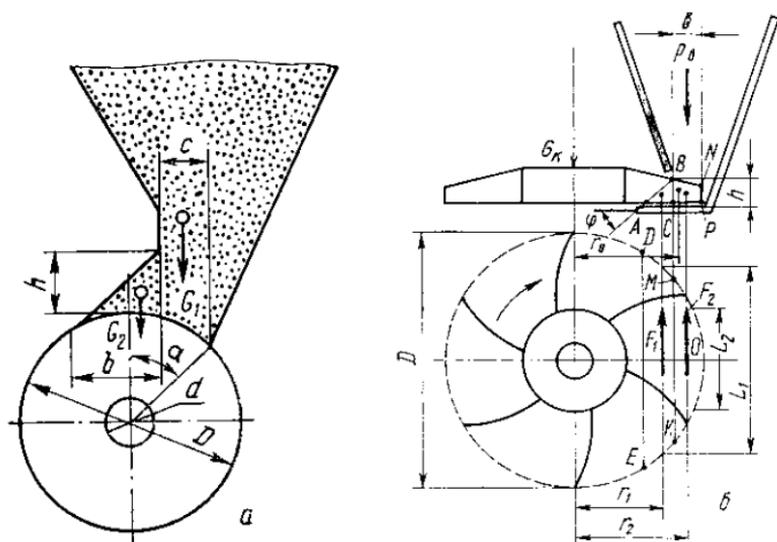


Рис. 11.10. Схемы к расчету питателей:
а — барабанного; б — лопастного самоходного

Вертикальная нагрузка от материала G_M на барабан

$$G_M = G_1 + G_2 = \rho_b c l + 0,5 b h l \rho \psi,$$

где ρ_b — вертикальное давление по формуле (II.14); c , b , h — см. на рис. II.10, а.

Следует отметить, что в расчете барабанного питателя шихты агломашины треугольную призму можно не учитывать, так как она мала.

$$M = G_M f D / 2 + (G_M + G_0) f_1 d / 2,$$

где M — общий момент трения; f — коэффициент трения материала о барабан; D — диаметр барабана; G_0 — сила тяжести барабана с вращающимися деталями; f_1 — коэффициент трения в опорах барабана; d — диаметр шеек.

По заданной производительности из формулы для Q определяем угловую скорость ω

$$\omega = 2Q/3600hl\rho\psi D.$$

Тогда статическая мощность

$$N = M\omega/\eta_{ст}.$$

Лопастной питатель, имеющий еще и второе название — «выгрузатель», предназначен для выдачи сыпучих материалов крупностью до 150 мм из щелевого выпускного отверстия усреднительных складов или с разгрузочного стола щелевого бункера на отводящий конвейер. Разгрузочный стол щелевого выпускного отверстия (склада, бункера) устроен так, что материал укладывается на полке под углом естественного откоса и самопроизвольно не высыпается.

Рабочим органом лопастного питателя является открытое лопастное колесо, криволинейные лопасти которого прикреплены к ступице вертикального вала (рис. II.10, б). Питатель смонтирован на передвижной четырехколесной тележке, с приводами вращения лопастного колеса и передвижения тележки (у самоходных питателей). Кроме передвижения вместе с тележкой и вращения, лопастное колесо можно перемещать специальным приводом заглубления лопастного колеса в направлении, перпендикулярном перемещению тележки.

Привод передвижения имеет две скорости — холостого и рабочего хода. Так, питатель самоходный лопастной ПС-500-2 ЮУМЗ имеет следующие характеристики: производительность 1750 т/ч; рабочий орган — восьмилопастное колесо диаметром 2,7 м с частотой вращения 1,2—7,9 об/мин; скорость рабочего и холостого хода соответственно 0,03 и 0,09 м/с; ход заглубления лопастного колеса 1,1 м; общая масса 11 т.

Производительность лопастного питателя регулируется частотой вращения лопастного колеса и скоростью передвижения тележки. Производительность зависит от направления окружной скорости лопастей по отношению к направлению движения тележки.

Производительность питателя при неподвижной тележке и вращающемся лопастном колесе (работа на месте) $Q_{л}$, т/ч:

$$Q_{л} = 1800 V_{\omega\rho\psi} / \pi = 573 V_{\omega\rho\psi},$$

где V — объем материала, захватываемого лопастным колесом (см. рис. II.10, б), имеющего среднее сечение четырехугольника (трапецию $ABNP$) и в плане форму сегмента

DEO , m^3 ; ω — угловая скорость лопастного колеса, рад/с; ρ — плотность насыпного материала, t/m^3 ; ψ — коэффициент разрыхления ($\psi \approx 0,8$).

Если обозначить через S площадь сечения $ABNP$, а через r_0 расстояние центра тяжести этой площади от оси вращения, то

$$Q_{\text{л}} = 3600 S 2\pi r_0 \frac{\omega}{2\pi} \rho \psi = 3600 S r_0 \omega \rho \psi. \quad (\text{II.27})$$

Производительность $Q_{\text{т}}$ питателя при остановленном лопастном колесе и движущейся со скоростью $v_{\text{т}}$ тележкой, т/ч:

$$Q_{\text{т}} = 3600 S v_{\text{т}} \rho \psi. \quad (\text{II.28})$$

Если питатель движется с вращающимся лопастным колесом при совпадении направлений движения тележки и окружной скорости лопастей, производительность определяют как сумму выражений (II.27) и (II.28):

$$Q_1 = Q_{\text{max}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{т}} = 3600 S \rho \psi (\omega r_0 + v_{\text{т}}). \quad (\text{II.29})$$

В выражении (II.29) первое слагаемое в скобке $\omega r_0 = v_0$ есть окружная скорость на окружности радиусом r_0 до центра тяжести сечения слоя материала, снимаемого с разгрузочного стола. В. В. Васильев показал, что при скорости отводящего конвейера $v_{\text{л}} = v_0$ производительность этого конвейера не зависит от направления движения тележки питателя, если при этом направление движения ленты будет противоположно вектору окружной скорости лопастей.

В случае движения питателя с вращающимся лопастным колесом при несовпадении направлений движения тележки и окружной скорости лопастей, производительность определяют как разность выражений (II.27) и (II.28).

$$Q_2 = Q_{\text{min}} = Q_{\text{л}} - Q_{\text{т}} = 3600 S \rho \psi (\omega r_0 - v_{\text{т}}).$$

Мощность привода механизма вращения лопастного колеса по методике Н. М. Куницына затрачивается на преодоление трения выгружаемого материала о разгрузочный стол в зоне естественного откоса и в зоне активного давления материала (см. рис. II.10, б), а также трения в подпятнике.

Момент M_1 трения материала об полку в зоне есте-

ственного откоса, вне зоны активного давления материала (сечение — треугольник ABC)

$$M_1 = F_1 r_1,$$

где F_1 — сила трения материала об полку; r_1 — расстояние от центра тяжести треугольника ABC до оси лопастного колеса.

Полностью

$$M_1 = h^2 L_1 \rho f_1 r_1 / 2 \operatorname{tg} \varphi,$$

где h — высота слоя естественного откоса; L_1 — средняя хорда сегментной полосы $DEKM$ ($L_1 \approx 0,75D$); f_1 — коэффициент трения материала об полку; φ — угол естественного откоса материала на полке

$$M_2 = F_2 r_2,$$

где F_2 — сила трения об полку столба материала шириной b , опирающегося на сегмент KMO со средней хордой L_2 ($L_2 \approx 0,4D$); r_2 — расстояние от центра тяжести трапеции $BSPN$ до оси вращения лопастного колеса.

Полностью

$$M_2 = p_b S f_1 r_2,$$

где p_b — вертикальное давление столба материала по (II.14); S — площадь сегмента MKO ($S \approx L_2 b$).

$$M_3 = G_{л.к} f_{п} r_{п}.$$

Здесь $G_{л.к}$ — сила тяжести лопастного колеса со всеми вращающимися деталями; $f_{п}$ — приведенный коэффициент трения скольжения в подпятнике; $r_{п}$ — средний радиус подпятника.

В целом статическая мощность привода вращения

$$N = k_3 (M_1 + M_2 + M_3) \omega / \eta_{\Sigma},$$

где k_3 — коэффициент запаса ($k_3 = 1,5—1,8$) для учета дополнительных сопротивлений, в частности, возникающих от передвижения тележки; ω — угловая скорость лопастного колеса; η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

Мощность привода механизма передвижения N расходуется на преодоление сил трения F_1 и F_2 материала двух зон (естественного откоса площадью ABC и активного давления $BSPN$) об полку, а также на преодоление сопротивления W передвижению тележки на колесах по рельсам.

$$W = k_{дон} G (fd + 2k) / D_k,$$

где $k_{\text{доп}}$ — коэффициент учета дополнительных сопротивлений от перекоса, засыпания и др. ($k_{\text{доп}}=1,5-2,0$); G — общая сила тяжести питателя; f — приведенный коэффициент трения в подшипниках ходовых колес; k — коэффициент трения качения колес по рельсам; $D_{\text{к}}$ — диаметр ходового колеса.

В целом, статическая мощность

$$N = k_3 (F_1 + F_2 + W) v_T,$$

где $k_3=1,3$; v_T — скорость тележки.

Кроме вибрационных питателей трубчатого типа, применяют питатели с вибровозбудителями, аналогичными рассмотренным в § II.3. Привод таких вибропитателей состоит из уравновешенного электродвигателя, дебалансного вала на отдельных подшипниках и клиноременной передачи. Вибропитатель института ВНИИцветмет, работающий на Лениногорском ПМК, при потребляемой мощности 7,5 кВт и массе 2630 кг обеспечивает производительность до 500 т/ч при скорости вибротранспортирования 0,15—0,25 м/с и амплитуде колебаний 2 мм. Металлоемкость вибропитателя по сравнению с пластинчатым меньше в 1,5 раза.

В настоящее время применение питателей с вибровозбудителями расширяется.

§ II.5. Электровибрационные питатели

Электровибрационные питатели по ОСТ 24.093.03—77 предназначены для равномерной выдачи осособкрупно-, среднекрупно- и мелкокусковых, зернистых и порошкообразных сыпучих нелипких материалов крупностью до 700 мм и влажностью до 4% с содержанием пыли менее 20%. Они могут выдавать горячие, токсичные газовыделяющие материалы. Соответственно различают питатели электровибрационные в закрытом исполнении ПЭВ-1, в открытом исполнении ПЭВ-2, во взрывозащитном исполнении ПЭВ-3. Такие питатели, так же как другие вибрационные машины, устанавливаются на несущие опорные конструкции, опирая или подвешивая их на резинометаллических или пружинных виброизоляторах. Соответственно различают питатели в опорном или подвесном исполнении. Питатели могут быть с верхним или нижним расположением привода, а также одно- и двухприводными.

Рабочий орган питателей (лоток, короб) устанавливают либо горизонтально, либо наклонно вниз, под углом к го-

ризонту (по ходу материала) до 30° . Основной изготовитель электровибромашин — Цхинвальский завод «Электровибромашина».

Производительность наиболее мощной модели при горизонтальной установке достигает 1250 т/ч, ширина лотка 2500 мм, амплитуда виброперемещения 1,1 мм, частота колебаний 50 Гц, мощность 8 кВт, масса 6,8 т.

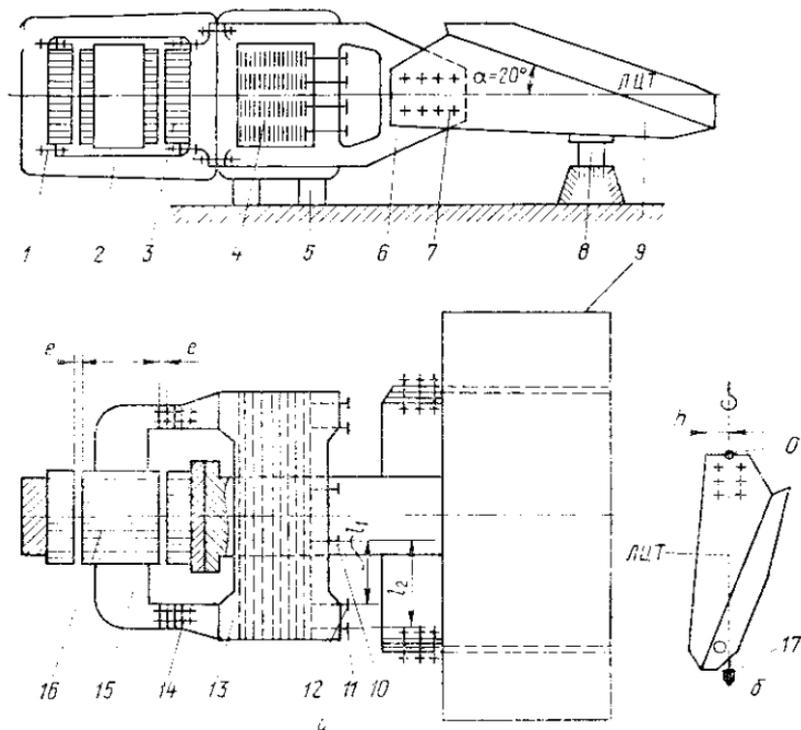


Рис. II.11. Электровибрационная машина:

a — схема устройства; *б* — определение линии центра тяжести (ЛЦТ); 1 — болт; 2 — скоба; 3 — якорь; 4 — плоские рессоры; 5, 8 — виброизоляторы вибровозбудителя и рабочего органа; 6 — балка-обойма; 7 — болты соединения балки-обоймы с рабочим органом; 9 — рабочий орган; 10 — зажимные болты середины пакета рессор; 11 — внешние зажимные болты концов пакета рессор; 12 — внутренние болты; 13 — корпус упругой системы; 14 — болты соединения корпуса и траверс; 15 — траверсы; 16 — сердечник; 17 — отвес

Принцип работы электровибрационного привода изучается в дисциплине «Электропривод металлургических машин и агрегатов».

Электровибрационная машина (рис. II.11) представляет собой двухмассную резонансную колебательную систему, массы которой связаны между собой упругой связью (плоскими рессорами, витыми пружинами или скручиваемыми стержнями-торсионами).

Электровибромашины разработаны в институте «Механобр» — вначале с плоскорессорной упругой связью, позже (1960 г.) — торсионной. Торсионные электровибромашины работают более стабильно.

Электровибрационный привод отличается от привода других видов существенными преимуществами: простотой устройства, отсутствием вращающихся и поступательно движущихся узлов трения, подшипников и смазочных материалов, минимальным расходом электроэнергии благодаря работе в околорезонансном режиме, наибольшей пригодностью к автоматизации в связи с линейной зависимостью пропускной способности от тока возбуждения. Поэтому электровибрационные машины широко используют в оборудовании для транспортирования, дозирования, грохочения.

Предприятия часто применяют только электровибровозбудитель завода «Электровибромашина», а рабочий орган (лоток питателя, короб грохота или трубу виброконвейера) изготавливают с учетом местных особенностей технологии и производства.

Все детали рабочего органа электровибромашины испытывают знакопеременные напряжения при симметричном цикле усталостного нагружения с частотой 50 Гц, поэтому к их конструкции предъявляют жесткие требования. Материалом для их изготовления служат листы толщиной 8—20 мм из малоуглеродистой котельной стали марок 12К, 15К, 16К, 18К и 20К по ГОСТ 5520—79* с содержанием серы и фосфора не более 0,04% каждого. Эта сталь характеризуется хорошей свариваемостью и сопротивляемостью переменным динамическим нагрузкам.

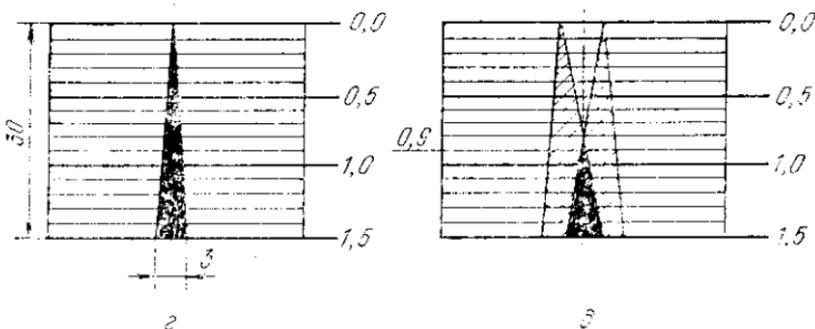
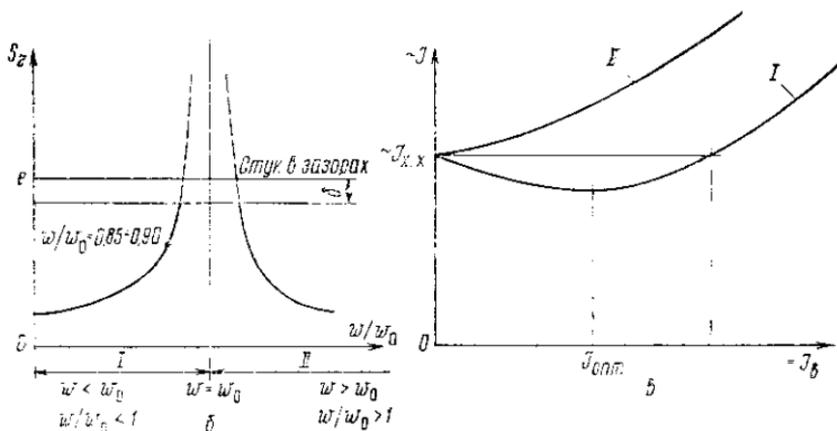
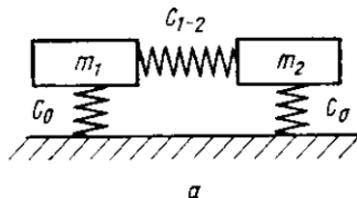
Каждую электровибромашину устанавливают на стенд для наладки, настройки, обкатки и испытания. Стенд должен быть оборудован двумя опорами с виброизоляторами и электропультом с амперметрами и вольтметрами постоянного и переменного тока, фазометром и ваттметром. Прежде всего регулируют воздушные зазоры в электромагнитной системе вибровозбудителя: они должны быть строго одинаковы со стороны обеих якорей, абсолютная величина их (0,9—1,1 мм) зависит от конструкции и мощности возбудителя. Затем проверяют правильность транспортирования материала: на днище лотка насыпают полосу песка и после включения возбудителя определяют равномерность транспортирования песка по ширине и длине лотка. Полоска должна одновременно достичь разгрузочного конца. Нарушение равномерности транспортирова-

ния служит признаком недостаточной жесткости лотка или несовпадения линий действия вынуждающей силы и центра тяжести.

Наиболее сложной операцией в подготовке электровибромашины к работе является настройка. Машину надо ввести в околорезонансный режим в дорезонансной зоне¹.

Рис. П.12. Настройка электровибромашины:

a — двухмассная система; *b* — резонансная диаграмма; *в* — токовая диаграмма; *г* — мерный клин (размеры даны в миллиметрах); *д* — видимое изображение мерного клина при амплитуде 0,9 мм; *1* — дорезонансная зона; *2* — зарезонансная зона; *s_r* — размах виброперемещения; ω — угловая частота вынужденных колебаний; ω_0 — собственная угловая частота системы



Электровибромашина может быть приведена к двухмассной системе (рис. П.12, *a*) которая состоит из двух масс m_1 и m_2 , связанных между собой упругой системой с

¹ По ГОСТ 24346—80 (СТ СЭВ 1962—79) «Вибрация. Термины и определения». дорезонансные колебания — это вынужденные колебания, частота которых меньше резонансных.

коэффициентом жесткости c_{1-2} , причем обе массы установлены на основание тоже упруго. Поскольку коэффициент жесткости виброизоляции c_0 существенно меньше жесткости упругой системы ($c_0 \ll c_{1-2}$), то при малых амплитудах колебаний масс величину c_0 можно не учитывать. Одну из масс m_1 называют «активной» (рабочей). Она включает в себя массы рабочего органа, балки-обоймы, скобы, якорей и половину массы упругой системы (рессор). Вторую массу m_2 называют «реактивной» (уравновешивающей); ее составляют массы Н-образного сердечника электромагнита с катушками, траверс, корпуса упругой системы и половина массы пакета рессор.

Приведенная масса системы

$$m_0 = m_1 m_2 / (m_1 + m_2). \quad (\text{II.30})$$

Для получения симметричных колебаний величины активной и реактивной масс принимают равными, в этом случае они имеют равные амплитуды колебаний.

Наиболее распространена плоскорессорная упругая система. Коэффициент жесткости плоской прямоугольной рессоры

$$c = 12EJ/l^3, \quad (\text{II.31})$$

где E — модуль продольной упругости; J — момент инерции; l — активная длина рессор, т. е. свободная длина рессоры между заземленной серединой и концами: при затянутых внутренних болтах 12 (см. рис. II.11) $l=l_1$, при отпущенных болтах 12 $l=l_2$.

Эквивалентную жесткость упругой системы определяют по правилам последовательного (количество рессор в одном ряду пакета) и параллельного (в пакете может быть 2, 3, 4 ряда) соединения жесткостей.

Собственная угловая частота ω_0 системы

$$\omega_0 = \sqrt{c_{1-2}/m_0}. \quad (\text{II.32})$$

Для определения зоны и режима, в котором работает собранная машина (см. рис. II. 12, б), можно применять механический или электрический методы.

При первом отпускают болты 12, увеличивая активную длину рессор. Как следует из формул (II.31) и (II.32), при этом уменьшаются c , c_{1-2} и ω_0 . Увеличение амплитуды колебаний (при неизменной частоте вынужденных колебаний) свидетельствует о нахождении системы в дорезонансной зоне. Уменьшение амплитуды показывает, что система находится в зарезонансной зоне.

Чтобы наглядно видеть, какая зона околорезонансного режима пригодна для саморегулирования, преобразуем формулу (II.30)

$$m_0 = m_2 / [1 + (m_2/m_1)]. \quad (\text{II.33})$$

При увеличении массы сыпучего материала на рабочем органе можем принять, что часть этого материала увеличивает активную массу m_1 . Как видно из (II.33), при этом растет m_0 ; из (II.32) следует, что уменьшится ω_0 , а из резонансной диаграммы следует, что амплитуда колебаний возрастет. Электровибромашина «сбросит» излишнюю массу и процесс саморегулирования пойдет в обратную сторону. Значит, *дорезонансная зона является оптимальной*. В зарезонансной зоне «под завалом» амплитуда постепенно снижается и колебания прекращаются.

Электрический метод определения зоны, в которой работает машина резонансного типа, заключается в анализе токовой диаграммы (см. рис. II.12, в). В зарезонансной зоне электровибромашины (кривая II) переменный ток растет от значения $\sim I_{x.x}$ (ток холостого хода) по мере увеличения постоянного тока (тока возбуждения). У машин дорезонансной зоны переменный ток вначале падает, а затем растет. Точка перегиба кривой I характеризует оптимальное значение тока возбуждения $I_{\text{опт}}$, когда машина работает с максимальным коэффициентом мощности ($\cos\varphi = 0,8 - 0,75$).

Оптимальным участком работы резонансной машины в дорезонансной зоне считают тот, на котором отношение частот

$$\omega/\omega_0 = 0,85 - 0,9, \quad (\text{II.34})$$

где ω — угловая частота вынужденных колебаний, рад/с.

При частоте вынужденных колебаний f , соответствующей промышленной частоте переменного тока 50 Гц,

$$\omega = 2\pi f = 314.$$

В формуле (II.34) нижний предел (0,85) принимают для тяжелых условий работы, когда нужен большой запас саморегулирования, например, электровибропитатели шихты агломашин работают с собственной угловой частотой 352—358 рад/с, что соответствует

$$\omega/\omega_0 = 0,88 - 0,89.$$

Верхний предел (0,9) принимают для легких условий работы.

Различают настройку «грубую» и «тонкую». Если оказалось, что машина находится в зарезонансной или в дорезонансной зоне, но слишком далеко от резонанса, то выполняют «грубую» настройку, изменяя жесткость упругой системы с учетом формулы (II.32). При плоскорессорной упругой системе это легко осуществить. Естественно, снимают или добавляют целое число рессор (по числу рядов рессор в пакете). «Тонкую» настройку осуществляют изменением приведенной массы (по той же формуле), добавляя или снимая регулировочные грузы, укрепляемые на корпусе упругой системы симметрично с двух сторон.

Амплитуду колебаний, при настройке и работе, проще всего определить по мерным клиньям. Мерный клин представляет собой равнобедренный треугольник черного цвета, начерченный на фоне полос, параллельных основанию, проведенных через равные промежутки. Обычно принимают соотношение высоты треугольника к основанию 10:1. Клинья наклеивают на различные участки лотка и вибровозбудителя так, чтобы полосы были параллельны линии центра тяжести (ЛЦТ на рис. II.11, б). Вибрации делают истинную вершину клина невидимой, а видимый черный треугольник понижается. Деление, высоты которого достигает вершина видимого треугольника, соответствует величине амплитуды в миллиметрах (см. рис. II.12, д).

Максимальная амплитуда s_{\max} ограничена допустимой величиной воздушного зазора (см. рис. II.11) $e = 2s_{\max} + \delta$, где δ — остаточный зазор между якорем и сердечником (см. рис. II.12, б) в момент их наибольшего сближения ($\delta = 0,2—0,3$ мм).

Практика показала, что долговечность электровибромашин повышается при увеличении угла наклона рабочего органа к горизонту. Это позволяет получить необходимую пропускную способность при меньшей амплитуде. Оптимальная величина амплитуды 0,2—0,4 мм.

Чтобы не допустить самопроизвольного истечения сыпучего материала по наклонной плоскости рабочего органа (самотека), соблюдают соотношение $\varphi - \beta \leq (5—8^\circ)$, где φ — угол естественного откоса сыпучего материала, опирающегося на вибрирующую плоскость; β — угол наклона рабочего органа ($\beta \leq 30^\circ$).

При наладке скорость транспортирования материала определяют по формулам

$$v_r = 2s_{\max} f \cos \alpha; \quad v_n = v_r / \cos \beta,$$

где v_r и v_n — соответственно скорости при горизонтальном

и наклонном положении рабочего органа; f — частота колебаний; α — угол между плоскостью действия вынуждающей силы и рабочей поверхностью; $\alpha = 20\text{—}25^\circ$. В процессе наладки определяют фактическую скорость v_r ; обычно она составляет $0,1\text{—}0,15$ м/с. Производительность определяется скоростью и сечением слоя материала. Коэффициент заполнения потока принимают равным единице.

Особую сложность представляет настройка электровибромашин с несколькими вибровозбудителями на одном рабочем органе (виброконвейер). В этом случае необходимо обеспечить их устойчивую синхронную и синфазную вибрацию.

Гармонические колебания (вибрация) описывают формулой

$$s_a = s_{a \max} \sin(\omega t + \varphi_0),$$

где s_a — текущая амплитуда; $s_{a \max}$ — максимальная амплитуда; ω — угловая частота вынужденных гармонических колебаний; t — время; φ_0 — начальная фаза; $\omega t + \varphi_0$ — фаза. Синхронизацию обеспечить несложно, так как ее определяет одинаковая для всех вибровозбудителей частота — частота переменного тока.

Синфазные гармонические колебания — это синхронные колебания, находящиеся в любой момент времени в одинаковых фазах. Фазирующую осуществляют электрическим способом — по постоянному току и по переменному. Однако многоприводные вибрационные машины из-за сложности устройства и нестабильности фазирующей широкого распространения не получили.

Дозирование различают объемное и массовое (последнее — значительно точнее). Автодозатор представляет собой комплекс питателя, массоизмеряющего устройства и средств автоматики. Массоизмеряющим устройством может быть ленточный питатель. Различают двумашинные автодозаторы (электровибропитатель, массоизмерительный ленточный питатель) и одномашинные.

Наиболее широко распространены двумашинные дозаторы непрерывного действия типа 4273ДН производства Одесского ПО «Точмаш».

При подвесной системе в вибромашинах необходимо предусматривать страховочные канаты на случай обрыва подвесок. Поэтому предпочитают опорную установку.

Для повышения износостойкости рабочей поверхности лотка ее футеруют диабазовыми плитками: на лоток приваривают поперек полосы, затем укладывают плитки на

диабазовой мастике, состоящей из 95% диабазовой муки (влажность не более 4%) и 5% кремнефтористого натра, затворенной на жидком стекле или на эпоксидных смолах (их добавляют до получения консистенции жидкой сметаны).

Перспективы развития бункерного и дозирующего оборудования — совершенствование механизации для работы без обслуживающего персонала, дозирование по массе и полная автоматизация.

Глава III ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ ПО КРУПНОСТИ

§ III.1. Общие сведения

Главный принцип обогащения, сформулированный в начале XX в. одним из основоположников отечественной науки обогащения руд профессором Петроградского горного института Генрихом Оттоновичем Чечотом, организатором и первым директором Механобра (1920 г.), гласит: «Не дробить ничего лишнего!». Именно в связи с этим принципом ученый подчеркивал важное значение оборудования для классификации по крупности.

Это оборудование применяют на подготовительных, промежуточных и завершающих стадиях обогащения. Его разделяют (рис. III.1) по способам классификации на четыре основных вида.

В ГОСТ 25006—81 (СТ СЭВ 1926—79) «Оборудование обогатительное. Термины и определения» даны определения этих машин:

грохот — машина для разделения исходного материала на два и более класса по крупности, для отмывки или обезвоживания на просеивающей поверхности;

дуговое сито — аппарат для мокрой классификации и обезвоживания пульпы на неподвижной просеивающей поверхности, которая имеет криволинейную форму;

гидроциклон — аппарат для гидравлической классификации или обогащения в тяжелой среде под влиянием центробежных сил, возникающих при тангенциальной подаче исходной пульпы с избыточным давлением и осевой разгрузке продуктов разделения;

классификатор — аппарат для разделения исходного материала на два и более класса по крупности без применения просеивающей поверхности.

Рассматриваемое оборудование различают также по физическому состоянию классифицируемого материала (сухой сыпучий материал, жидкая пульпа, воздушный поток с измельченным материалом), по форме просеивающей поверхности (плоская, криволинейная), по подвижности

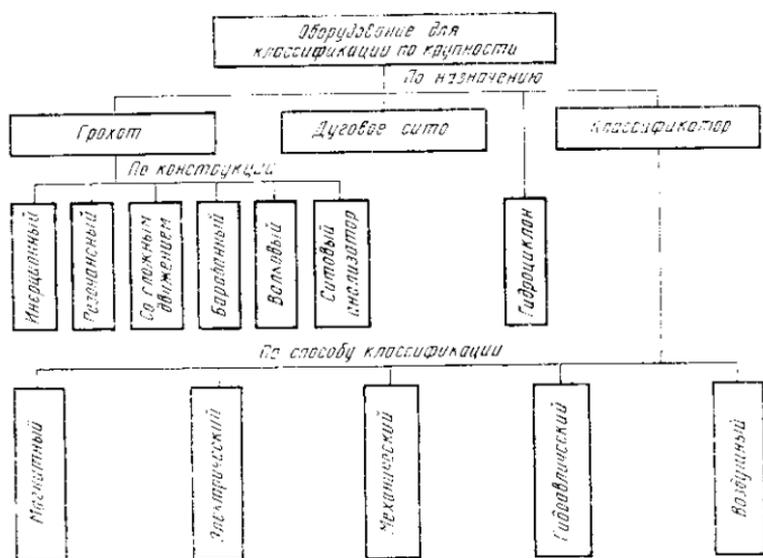


Рис. III.1. Схема разделения оборудования для классификации по крупности (по ГОСТ 25006—81)

рабочего органа (неподвижный, подвижный), по используемым физическим свойствам (плотность, магнитные и электрические свойства).

§ III.2. Грохоты для холодных материалов

Основной принцип действия грохотов заключается в просеивании мелких классов через отверстия при движении подвергаемого грохочению материала по просеивающей поверхности. Это перемещение происходит под действием силы тяжести (гравитационное), вынуждающей силы вибровозбудителя (вибрационное¹, динамического действия струи воды (гидравлическое).

Грохоты разделяют по следующим конструктивно-кинематическим параметрам: характер движения просеивающей

¹ Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов.— М.: Недра, 1986, 144 с.

поверхности (или ее отдельных элементов) или способ перемещения материала; геометрическая форма просеивающей поверхности и конструкция ее элементов; положение просеивающей поверхности относительно горизонта (наклонное или горизонтальное).

По первому параметру грохоты разделены на пять групп: 1) неподвижные; 2) частично подвижные; 3) вращающиеся; 4) плоские подвижные; 5) гидравлические.

По второму параметру различают грохоты с плоской просеивающей поверхностью, цилиндрической, многогранной. Конструктивно просеивающая поверхность может быть выполнена в виде колосниковой решетки, листового решета (стального или резинового), шпальтовых решет на основе щелевой колосниковообразной сетки из проволоки фасонного профиля (по ГОСТ 9074—71), струнных решеток (сит) и проволочных сит на основе сетки из стальной рифленой проволоки с квадратными ячейками (по ГОСТ 3306—70).

ГОСТом 25006—81 выделяются следующие основные группы грохотов по конструктивно-кинематическим признакам: инерционный, резонансный, со сложным движением, барабанный, валковый.

У инерционного грохота при рабочем движении силы упругости пренебрежимо малы по сравнению с вынуждающей силой, создаваемой вибровозбудителем. Резонансный грохот составлен из нескольких упругосоединенных элементов, подобранных так, что частоты свободных колебаний элементов на упругих связях близки к частоте вынуждающей силы, создаваемой вибровозбудителем. Грохот со сложным качанием создает одновременно несколько видов движения просеивающей поверхности, происходящих в различных плоскостях. У барабанного грохота просеивающая поверхность образована стенками вращающегося барабана. У валкового грохота просеивающая поверхность образована набором вращающихся валков постоянного или переменного сечения.

Структура условного обозначения грохотов по ГОСТ 23788—79* «Грохоты инерционные. Общие технические условия» следующая: первая буква (Г) означает «грохот»; вторая — исполнение, обеспечивающее определенную траекторию (И — с круговыми или близкими к ним колебаниями; С — с прямолинейными колебаниями; ИС — с близкими к прямолинейным колебаниям); третья — тип грохота в зависимости от вида и свойств сортируемого материала (Л — легкий; С — средний; Т — тяжелый).

Грохоты легкого, среднего и тяжелого типов предна-

значены для материалов, плотность ρ которых в насыпном состоянии соответственно равна 1,4; 1,8 и 2,8 т/м³.

Первая цифра условно обозначает ширину просеивающей поверхности, мм: 2 — 1000; 3 — 1250; 4 — 1500; 5 — 1750; 6 — 2000; 7 — 2500; 8 — 3000; 9 — 3500; 10 — 4000; вторая цифра — число ярусов сит. Далее следует индекс модификации (буквенный или цифровой), обозначение вида климатического исполнения, обозначение стандарта или технических условий на грохоты конкретных типов. Например, условное обозначение модификации грохота с прямолинейными колебаниями, тяжелого типа, шириной просеивающей поверхности 1500 мм, с двумя ярусами сит имеет вид: «Грохот инерционный ГСТ 42А ТУ»... Работающий с использованием вибрации наклонный грохот (рис. III.2, а, б) с круговыми или эллиптическими колебаниями, с одновальным дебалансным двухподшипниковым вибровозбудителем является *инерционным*.

Короб такого грохота опирается или подвешивается на четырех упругих пружинных (лучше резинометаллических) виброизоляторах. На коробе устроены одна или несколько легких рам, на которых закреплены просеивающие поверхности. Короб жестко соединен с вибровозбудителем, причем ось трубы вибровозбудителя проходит через центр массы короба C_0 . В подшипниках, установленных в расточке трубы, вращается вал. Его концы обточены эксцентрично по отношению к геометрической оси вала с эксцентриситетом r и на них напрессованы шкивы с дебалансами. Шкивы приводятся в движение через клиноременные передачи от неподвижно установленных электродвигателей. Применяется и карданная передача от электродвигателей.

От прямой O_1O_2 , соединяющей центры шкивов, точка C_0 находится на расстоянии эксцентриситета r . Центры масс дебалансов находятся в точках C_D , расположенных на расстоянии R от прямой O_1O_2 .

При вращении шкивов с дебалансами возникают две равные и противоположно направленные центробежные силы инерции (применяем принцип Д'Аламбера)¹:

$$F_{ц1} = m_d \omega^2 R; \quad F_{ц2} = m_k \omega^2 r, \quad (\text{III.1})$$

где m_d — общая масса дебалансов обоих шкивов; m_k — масса короба со всеми колеблющимися деталями; ω — круговая частота вращения вала.

Когда частота собственных колебаний короба на упругих связях далека от частоты изменения вынуждающей

¹ Гулиа Е. В. Инерция.— М.: Наука, 1983, 152 с.

силы (частоты вращения вала), при условии $F_{ц1} = F_{ц2}$, то из (III.1) следует, что $m_1 R = m_2 r$ и $r/R = m_1/m_2$. При соблюдении соотношения центры O_1 и O_2 шкивов остаются в про-

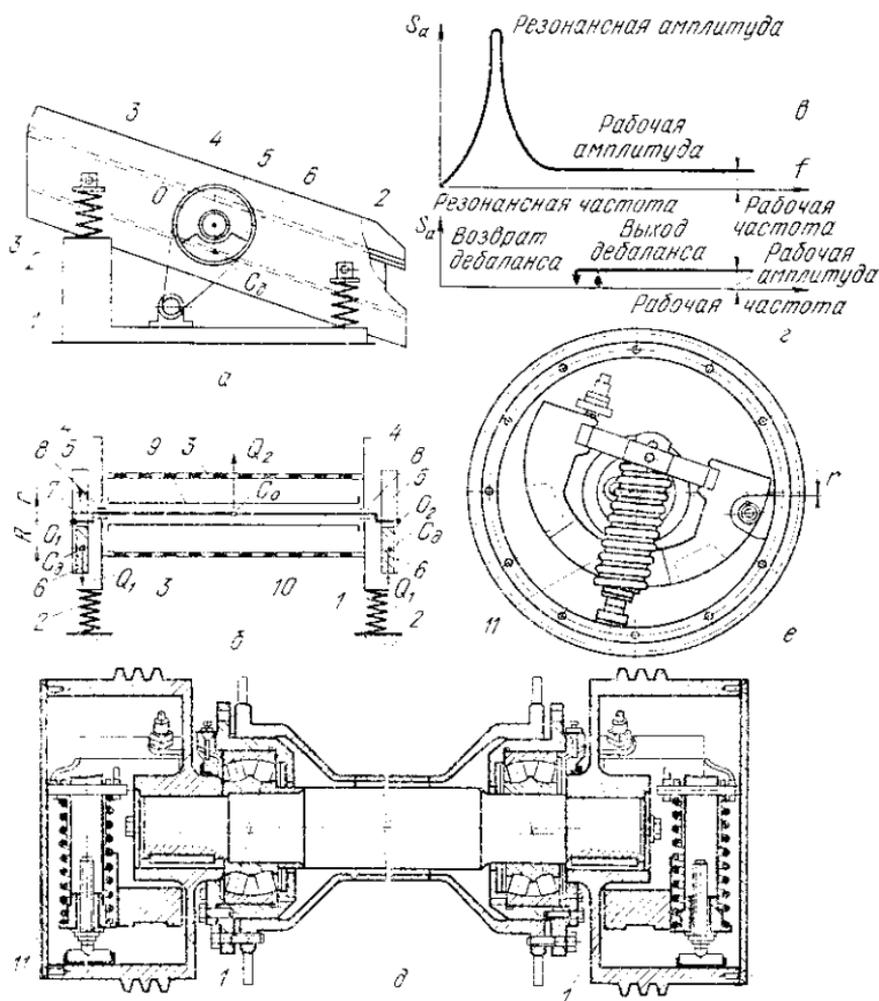


Рис. III.2. Двухъярусный инерционный грохот:

a — общий вид; *б* — разрез по оси вибровозбудителя; *в* — амплитудно-частотная характеристика со стационарными дебалансами; *г* — то же, с самоустанавливающимися дебалансами; *д* — разрез по валу вибровозбудителя с самоустанавливающимися дебалансными грузами; *е* — то же, вид сбоку; *1* — опорная рама; *2* — пружинные виброизоляторы; *3* — сита; *4* — короб; *5* — шкивы; *6* — дебалансы; *7* — эксцентриковые концы вала; *8* — подшипники; *9* — труба вибровозбудителя; *10* — вал; *11* — пружина самоустанавливающегося дебаланса; S_a — амплитуда; f — частота колебаний

странстве неподвижными, поэтому такие грохоты называют еще самоцентрирующимися. Это обеспечивает спокойную устойчивую работу клиноременной или карданной передачи.

Жесткость упругих опор короба выбирают весьма малой, чтобы собственная частота свободных колебаний была значительно ниже частоты вынуждающей силы, т. е. инерционный грохот работает в зарезонансной зоне (см. гл. II, § 5). В отличие от резонансных машин, работающих в околорезонансном режиме, инерционные грохоты получают далеко зарезонансную отстройку; амплитудно-частотная кривая (см. рис. III.2, в) на рабочем участке представлена горизонтальной прямой, не зависящей от частоты. В рабочем режиме система полностью динамически уравновешена, дебалансы и короб движутся в противофазе, их центробежные силы инерции взаимно уравновешиваются. На перекрытие, на которое опирается рама или к которому подвешен короб, передается, в основном, статическая нагрузка и незначительная добавка от переменной (синусоидальной) динамической составляющей. Однако при пуске и остановке в момент прохода через резонанс возникают значительные резонансные амплитуды и напряжения в деталях. Они особенно велики при остановках, когда большая часть кинетической энергии вращающихся масс переходит в энергию резонансных колебаний.

Для исключения этого нежелательного явления применяют конструкции самоустанавливающихся дебалансов, положение которых определяется величиной центробежной силы (см. рис. III.2, г, д, е). В начальный момент пуска центр массы дебаланса имеет незначительный эксцентриситет ϵ относительно оси вращения, и дебаланс удерживается в этом положении пружиной до выхода на номинальную частоту вращения. Тогда центробежная сила дебаланса, преодолевая усилие пружины, поворачивает дебаланс в рабочее положение на расчетный радиус R . Возврат дебаланса происходит при отключении двигателя до наступления резонанса.

Такой конструкторский прием позволяет обеспечить спокойную остановку («выбег») грохотов массой 12 т без визуально заметного увеличения амплитуды при проходе резонансной частоты. Центробежные электромеханические вибровозбудители (см. гл. II, § 3) тоже имеют пружинный подпор дебалансов.

Инерционные грохоты в СССР выпускаются от ГИЛ-32 (1,25×2,5 м, масса 1,5 т) до ГИТ-71Н (2,5×5 м, масса 13 т, производительность 3000 т/ч). Размах колебаний 5—16 мм, частота вращения вала вибровозбудителя 522—1440 об/мин.

Гиационный грохот тоже может быть отнесен к классу инерционных, так как его действие построено на использовании инерции и применении вибрации. Это четырехподшипниковый грохот с эксцентриковым приводом (рис. III.3). В отличие от предыдущей конструкции инерционного грохота, здесь вынуждающую силу создает масса эксцентрич-

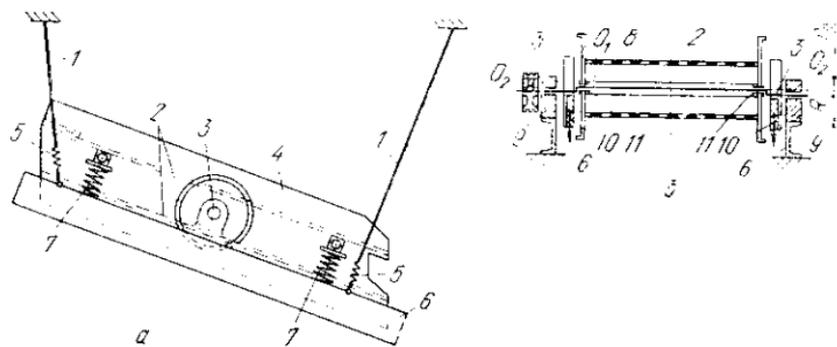


Рис. III.3. Гиационный наклонный грохот:

a — общий вид в подвесном исполнении; *б* — разрез по оси эксцентрикового вала; 1 — тяги; 2 — сита; 3 — опорная часть вала; 4 — короб; 5 — виброизоляторы подвески; 6 — неподвижная рама; 7 — виброизоляторы короба; 8 — эксцентриковая дебалансная часть вала; 9 — подшипники рамы; 10 — контргрузы; 11 — подшипники короба

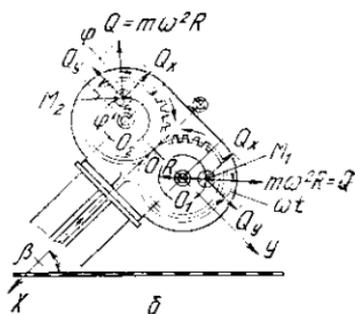
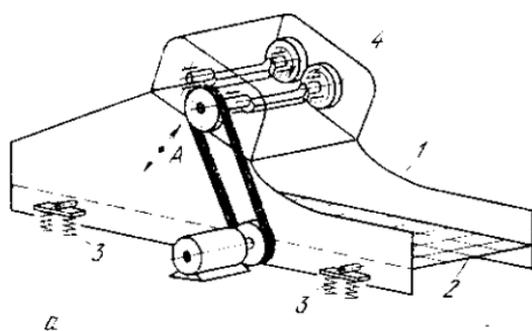


Рис. III.4. Схемы самобалансных грохотов: *a* — с принудительной синхронизацией; *б* — двухвальный шестеренный вибровозбудитель; *в* — с самосинхронизацией вибровозбудителей; 1 — короб; 2 — сито (колосниковая решетка); 3 — виброизоляторы; 4 — вибровозбудитель

ной части вала, которую называют дебалансной частью, а установленные на дисках контргрузы не возбуждают вынужденные колебания системы, а динамически их уравновешивают.

Эксцентриситет r_0 средней дебалансной части вала O_1O_1 относительно основной геометрической оси O_2O_2 определяет, в отличие от инерционных грохотов, фиксированную амплитуду s_a средней части короба.

Траектории колебания точек средней части короба представляют собой окружности радиуса r_0 . Траектории концов короба, имеющих дополнительную степень свободы за счет упругости виброизоляторов, близки к эллиптическим.

Гириционный грохот остается динамически уравновешенным при условии $m/M = r_0/R$, где m — масса обоих уравновешивающих контргрузов; M — масса короба со всеми колеблющимися деталями и дебалансной части вала; R — расстояние между центрами массы контргрузов и осью O_2O_2 . При нарушении этого условия грохот передает на перекрытие колебательные нагрузки.

Четырехподшипниковая конструкция гириционного грохота сложна. Поэтому с 1973 г. гириционные грохоты сняты с производства. Оставшиеся машины модернизируют, удаляя наружные подшипники с рамами и подвешивая короб к перекрытию за четыре угла.

Самобалансный грохот имеет двухвальный вибровозбудитель (рис. III.4, а) с фазовым уравновешиванием дебалансов и поэтому тоже относится к классу инерционных. Такие грохоты устанавливаются горизонтально или под небольшим углом к горизонту (до 15°). При технологической необходимости угол наклона можно увеличить до 35° .

В отличие от рассмотренных ранее грохотов, короб самобалансного грохота совершает прямолинейные колебания (по стрелке A) под острым углом β к плоскости колосниковой решетки. Обычно этот угол составляет 45 — 50° . В результате действия таких колебаний происходит одностороннее направленное движение материала.

В двухвальном вибровозбудителе два эксцентриковых дебалансных вала M_1 и M_2 с неуравновешенными массами m вращаются в противоположные стороны с одинаковой частотой. Если направить ось OY по линии центров O_1O_2 , а ось OX — по линии симметрии вибровозбудителя, то видно (см. рис. III.4, б), что составляющие центробежной силы инерции Q по оси $OY (Q_y)$ в любой момент времени взаимно компенсируются, а составляющие Q_x всегда складываются. На корпусе вибровозбудителя и соединен-

ный с ним короб действует равнодействующая F составляющих Q_x , равная

$$F = 2Q_x = 2Q \sin \varphi = 2m\omega^2 R \sin \omega t,$$

где ω — круговая частота вращения дебалансов; R — их эксцентриситет относительно подшипников.

Под воздействием этой возмущающей силы короб совершает прямолинейные гармонические колебания.

У самобалансных грохотов максимальная амплитуда $s_{a\max}$ составляет 3—8 мм.

Слабым местом самобалансных грохотов является зубчатая передача между дебалансными валами, несмотря на принудительное циркуляционное и картерное смазывание.

В 50-е годы в институте Механобр открыто и изучено явление *самосинхронизации* и самофазировки нескольких неуравновешенных роторов (вибровозбудителей), жестко установленных на одном жестком рабочем органе без каких-либо кинематических связей. Суть явления состоит в том, что вибровозбудители с равными моментами инерции, установленные на общей жесткой конструкции, после приведения во вращение (с равными абсолютными величинами угловой скорости) в противоположных направлениях сохраняют равную скорость и противофазу при отключении двигателя одного вибровозбудителя. Второй двигатель при этом развивает суммарную полезную мощность, однако экономия энергии составляет около 10% за счет снижения электрических потерь. Стабильность синхронизации настолько высока, что при поперечной установке вибровозбудителей (по одному вдоль каждого из двух бортов) отключение двигателя на одном борту не изменяет существенно ни скорость движения материала, ни траекторию колебаний другого борта. По ГОСТ 24346—80 «Вибрация» такие колебания называются синхронными антифазными гармоническими колебаниями (сдвиг фаз равен π).

Теорию описанного явления разработали И. И. Блехман и Б. П. Лавров. На этой основе созданы самобалансные машины с самосинхронизацией — грохоты, дробилки, мельницы, конвейеры и питатели. В последнее двадцатилетие (с 1965 г.) промышленность перешла на выпуск самобалансных самосинхронизирующихся грохотов.

Самобалансные грохоты изготовляют трех типов: ГСЛ, ГСС и ГСТ. Наиболее мощный грохот ГСТ-81А с колосниковой решеткой 3×6,4 м имеет производительность 600 т/ч при амплитуде 5 мм с частотой 12 об/с. Его модификации используют для грохочения горячего агломерата (800 °С),

окатышей (300 °С) и крупнокусковой руды. Масса грохота 38 т (в том числе колеблющихся частей 20 т).

Резонансные грохоты относятся ко второму классу грохотов. В отличие от инерционных они работают в резонансном режиме. Существуют два вида таких грохотов: механические и электровибрационные. Механические резонансные грохоты бывают с реактивной массой и двукоробовые (рис. III.5). В обеих конструкциях колебания короба и реактивной массы или двух коробов осуществляются в противофазе с вынужденной частотой, близкой к собственной частоте, что приводит к резонансу. Однако технологически

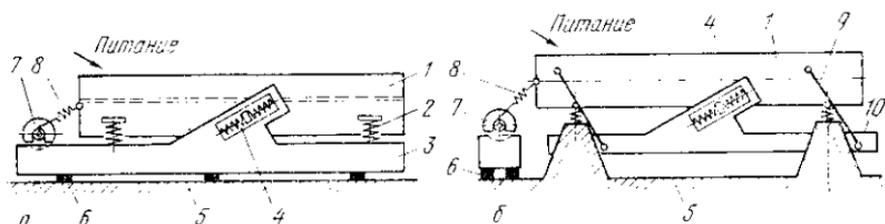


Рис. III.5. Схемы резонансных грохотов:

a — однокоробовый с реактивной массой; *б* — двукоробовый; 1 — верхний короб; 2 — упругая связь; 3 — тяжелая рама; 4 — упругая связь с зазором; 5 — перекрытие здания; 6 — виброизоляторы; 7 — эксцентриковый привод; 8 — шатун с упругим звеном; 9 — рычаг с резинометаллическими шарнирами; 10 — нижний короб

бесполезная колеблющаяся масса значительно утяжеляет грохот и поэтому однокоробовые грохоты сейчас не применяют.

Положительной особенностью резонансных грохотов является малый расход энергии при работе в резонансном режиме: привод должен преодолевать только сопротивление в упругих связях и другие незначительные сопротивления, что намного меньше, чем мощность инерционных грохотов равной производительности.

Однако сложность конструкции не способствует их широкому распространению. Ворошиловградский завод угольного машиностроения им. Пархоменко выпускает две модели грохотов ГРЛ-62 и ГРЛ-72. Грохот ГРЛ-72 имеет производительность 250 т/ч, размер просеивающей поверхности 2,5×6 м, предназначен для материала крупностью до 600 мм. Грохот массой 17 т работает с частотой колебаний 9 с⁻¹ при амплитуде 10 мм.

Электровибрационный грохот конструктивно аналогичен электровибрационному питателю (см. гл. II, § 5) и отличается только установкой на коробе просеивающих поверх-

ностей. В сравнении же с механическими резонансными грохотами электровибрационные имеют более простую конструкцию и меньшую металлоемкость.

Ввиду компактности конструкции оказалось возможным совмещать в одной машине разные функции и поэтому широко применяются электровибрационные грохоты-питатели, надежно работающие не только на холодных, но и на горячих материалах.

Различают двухмассные грохоты с жесткими колосниками и трехмассные с резонирующими колосниками.

Конструкция электровибрационного грохота с резонирующими колосниками (рис. III.6) разработана в 1957 г. работниками металлургического комбината «Запорожсталь» и Механобра; первая серия была сконструирована и изготовлена на комбинате в 1958 г. Особенностью этого грохота является колосниковая решетка. Она составлена (через один) из жестких колосников увеличенного сечения, приваренных в трех местах (по концам и в середине) к раме, и резонирующих упругих колосников меньшего сечения, собственная частота свободных колебаний которых равна частоте вынужденных колебаний. Благодаря возникающему резонансу, резонирующий колосник колеблется не только вместе с коробом в продольном направлении, но дополнительно в направлении, перпендикулярном к поверхности решетки. Так, при размахе колебаний жестких колосников 1,6 мм размах перпендикулярных колебаний резонирующих колосников составляет 4 мм. Это обеспечивает самоочистку зазоров и повышает эффективность грохочения. Такие грохоты были освоены Ворошиловградским заводом угольного машиностроения им. Пархоменко и получили маркировку ГВК-1 (грохот вибрационный коксовый). При площади грохочения $2,5 \text{ м}^2$ и мощности электропривода 4 кВт, объемная производительность составляет $300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Объединением двух таких грохотов в одну конструкцию на общей раме был получен грохот ГВК-2 (площадь 5 м^2 , производительность $550 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Разработанный криворожским филиалом ДМетИ инерционный шихтовый грохот ГИШ-42 (рис. III.7) отличается от типовых инерционных грохотов расположением оси вращения вибровозбудителя в одной вертикальной плоскости с продольной осью короба. Это создает пространственное поле траекторий рабочего органа, интенсифицирует процесс грохочения.

Барабанный грохот — одна из первых классификационных машин. Такой грохот представляет собой вращаю-

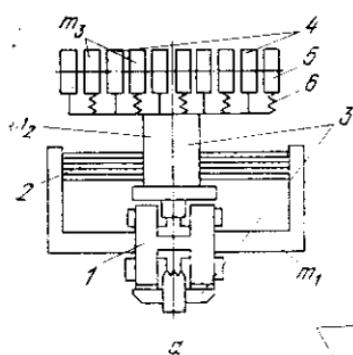


Рис. III.6. Электровибрационный грохот с резонирующими колосниками:

а — принципиальная схема; б — общий вид; 1 — электровибропривод; 2 — плоскорессорная упругая система; 3 — активная масса-короб; 4 — жесткие колосники; 5 — упругие резонирующие колосники; 6 — рессорные концы резонирующих колосников; 7 — резинометаллические виброизоляторы

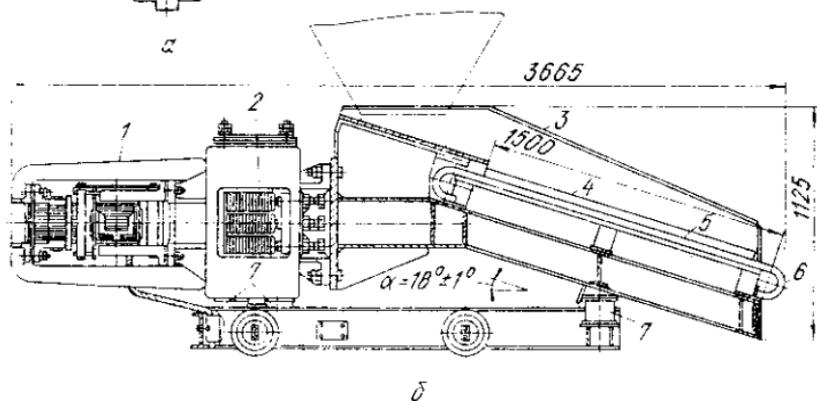


Рис. III.7. Грохот инерционный шихтовый ГИШ-42 с пространственными колебаниями корпуса:

1 — корпус; 2 — инерционный вибровозбудитель; 3 — электродвигатель взрывозащищенный; 4 — упругая лепестковая муфта; 5 — каток; 6 — рама; 7 — пружины

щующая цилиндрическую слабонаклоненную просеивающую поверхность, в которую загружается рассеиваемый материал. Этой конструкции присущи следующие недостатки: низкое (около 15%) использование площади грохочения,

громоздкость, повышенная металлоемкость, малая производительность, ускоренное изнашивание просеивающих поверхностей из-за скольжения материала по ним.

Преимуществом является возможность совмещения функций промывочной и сортировочной машины, отсутствие динамики.

В отрасли барабанные грохоты применяют при обогащении золотосодержащих песков россыпных месторождений. Барабанный грохот с многогранной призматической рабочей поверхностью (6—8 граней) применяют на асбестообогащительных фабриках и для рассева графитового концентрата. Такой грохот называют «бурат».

Малый барабанный грохот («бутара») устанавливают консольно на полой разгрузочной цапфе барабанных мельниц для выделения из пульпы скрапа, шаров, крупных кусков руды.

Валковый грохот имеет просеивающую поверхность, образованную дисками, набранными на ряд параллельных валков («дисковый грохот») или гладкими валками («роликовый грохот»).

Дисковый грохот отличается тем, что его диски установлены в шахматном порядке: в просветы между двумя соседними дисками одного валка входят диски другого валка. Диски выполняют зубчатыми, круглыми с эксцентричным отверстием, треугольными и др. Валки имеют групповой цепной (устаревший) или шестеренный привод. Для некоторых материалов (кокс) частоту вращения валков постепенно повышают по ходу движения материала (около 20% на каждый валок). Это способствует более качественному отсеvu мелочи.

Недостатками дискового грохота является измельчение крупных материалов при грохочении (3—5%), громоздкость.

Иркутский ЗТМ выпускает грохоты дисковые передвижные 8—14-валковые, одинарные и сдвоенные, производительностью при грохочении кокса до 300 т/ч.

Роликовый грохот-питатель применяют на обжиговых машинах для отсева мелочи при подаче сырых окатышей. Здесь частота вращения всех роликов одинаковая, привод — шестеренный групповой либо индивидуальный от двигателя-редукторов. Производственное объединение УЗТМ выпускает роликовые грохоты-питатели с роликами диаметром 150×4000 производительностью до 500 т/ч. С 1981 г. работают двухпродуктовые роликовые грохоты, разработаны трехпродуктовые.

§ III.3. Грохоты для горячих материалов

Технологическая необходимость рассева горячих материалов существует в производстве агломерата, окатышей, глинозема. Температура загружаемого на грохот материала достигает 800 °С (агломерат). Для этого применяют самобалансные инерционные, электровибрационные, реже резонансные и барабанные грохоты. Чтобы уменьшить нагрев от горячего материала, уязвимые узлы (вибровозбудители) переносят в сторону от потока материала, устанавливают теплозащитные экраны, подшипниковые узлы охлаждают водой и циркулирующим маслом. В самобалансных грохотах УЗТМ коробчатые балки охлаждают вентиляторным воздухом. Применяют полые литые и катаные профили, противостоящие короблению при неравномерном нагреве.

Для изготовления просеивающей поверхности и стенок применяют жаропрочные материалы. Так, например, для отливки колосников неподвижного наклонного колосникового грохота используют сталь 80Г14Х16Т, хорошо сопротивляющуюся абразивному изнашиванию при высокой температуре. Хорошие результаты дает применение стали 100Х25ТЛ. Эти колосники изготавливают также из более дешевого чугуна ИЧХ33НЗ.

Электровибрационный грохот для горячего агломерата конструкции комбината «Запорожсталь» (рис. III.8) состоит из двух автономных одноприводных грохотов, установленных на общей тележке. Зазор между коробами перекрыт козырьками, закрепленными на среднем листе тележки. Электровиброприводы типовые, мощностью 2 кВт. Просеивающая поверхность состоит из трех каскадов, заполненных колосниками, объединенными по ширине в две секции. Колосники имеют трапецидальное сечение; они образуют расходящуюся по длине и по высоте щель со свободным выходом, что исключает забивание решетки агломератом. Магнитные зазоры плоскорессорного электровибропривода укрыты мешками из стеклоткани с поддувкой воздухом. Производительность 125 т/ч.

Разделение на две независимые части значительно облегчает настройку и ремонт грохота.

Просеивающая поверхность является «слабым местом» всех грохотов для горячего материала. Особенностью ее работы является переменная тепловая деформация от разности температур короба и самой просеивающей поверхности. При этом крепление элементов ее должно быть достаточно жестким, чтобы передавать от короба вынуждаю-

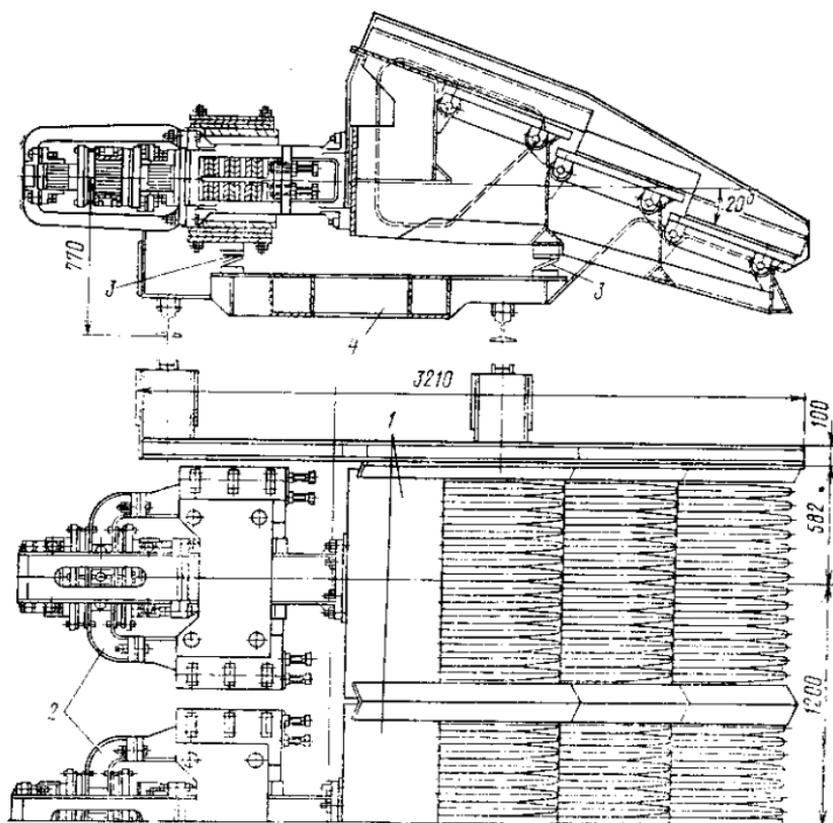


Рис. III.8. Сдвоенный электровибрационный колосниковый грохот горячего агломерата с выкатной тележкой:

1 — независимые половинки грохота; 2 — электровиброприводы; 3 — пружинные виброизоляторы; 4 — тележка

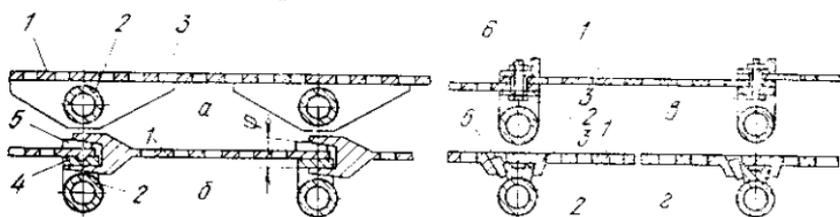


Рис. III.9. Различные способы крепления решеток грохотов для горячих материалов;

a — жесткое; *б* — подвижное клиновое; *в* — подвижное болтовое; *г* — консольное; 1 — решетка; 2 — поперечная труба корпуса; 3 — ребро; 4 — седло, приваренное к трубе; 5 — клин; 6 — болт; *ф* — угол заклинивания

шую силу вибрации, в то же время не препятствуя удлинению и расширению. Применяют неподвижные и подвижные способы крепления решеток (рис. III.9). При жестком неподвижном креплении листовой решетки уменьшают толщину листа, чтобы он компенсировал удлинение прогибом.

Подвижное крепление (системы Механобра) литых плит работает надежно при соблюдении условия

$$\operatorname{tg} \varphi = \Delta l_z / \Delta l_p,$$

где φ — угол заклинивания; Δl_z — увеличение перпендикулярного к плоскости решетки размера зева литого замка при нагреве; Δl_p — продольное удлинение решетки при нагреве.

На электровибрационном грохоте (см. рис. III.8) применено подвижное крепление с предварительно сжатыми тарельчатыми пружинами.

На самобалансных грохотах, кроме литых плит, применяют листовые решетки из цельного листа стали 10X18H10T толщиной 25 мм, жестко закрепляя только один торец. Применяют также листовые стали 10XCHД, 15XM, 14X2ГMP, 14XMНДФР, трудно поддающиеся механической обработке. Поэтому отверстия в них приходится проплавливать с помощью плазменной горелки (плазмотрона).

Электровибрационный грохот-питатель 182А-Гр предназначен для рассева и дозирования материала, охлажденного до 200 °С, но практически он надежно работает и на горячем (700 °С) материале. Просеивающая поверхность выполнена из плит со щелевидными отверстиями. Площадь грохочения 2 м², электровибропровод мощностью 4 кВт, производительность 100 м³/ч.

§ III.4. Повышение надежности грохотов

Наименее долговечным элементом грохотов является *просеивающая поверхность*. Для увеличения срока службы стальные колосники, колосниковые плиты и листовые решета подвергают наплавке. При наплавке автоматами применяют наплавочную проволоку Нп-40X3Г2МФ по ГОСТ 10543—82, порошковую проволоку Пп-АН125 тип 200X15С1ГРТ, Пп-АН170 тип 80X20P3Т по ТУ 14-4-800—77, порошковую ленту Пл-АН171 тип 100X20P4С3Г2 по ТУ ИЭС 108—75, гранулированный порошок ПГ-С1 тип Пп-У30X28H4С4 по ГОСТ 21448—75* и ПГ-АН1 тип Пп-У25X30CP по тому же ГОСТу. Для ручной местной наплавки пользуются электродами марок Т-590 и Т-620.

Металлические просеивающие поверхности интенсивно заменяют более износостойкими материалами: полиуретаном, резиной. Полиуретан разных марок, например, СКУ-ПФЛ, с усилением арматурой (прутками из рессорной стали) применяют с 60-х годов. Долговечность, по сравне-

нию с металлом, возрастает до 30 раз. Освоено изготовление цельных сит $1,5 \times 6$ м. Полиуретан в виде перфорированных плит применяют и для «бутар»-мельниц. Однако полиуретан имеет низкую температуру плавления: допустимый предел температуры 80°C . Экономический эффект при замене металла составляет 30 тыс. руб. на 1 т полиуретановых сит.

Резину для изготовления сит стали применять с начала 50-х годов. Изготавливают сита резинотканевые, двухслойные (из разных сортов резины: сверху — износостойкая, внизу — твердая; резина — металл листовой или сетка), с внутренней армировкой, многослойные. Долговечность их по сравнению с металлическими примерно в 20 раз выше.

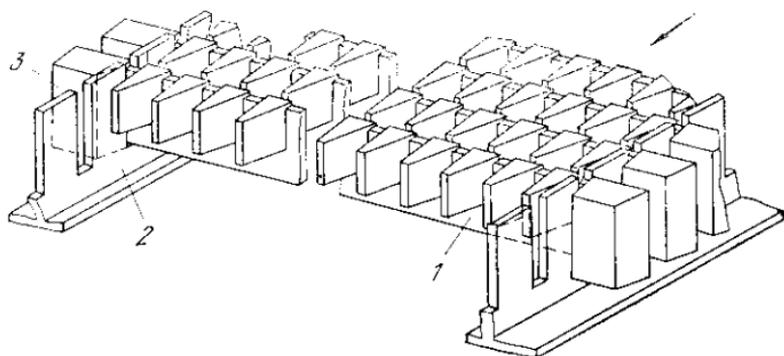


Рис. III.10. Резонирующее ленточно-струнное сито (РЛСС) из резины:
1 — лентга-струна; 2 — натяжная гребенка; 3 — крепежное утолщение ленты-струны

Шум при замене снижается на 10—15 дБ, сита меньше залипают.

Новый вид динамически активной просеивающей поверхности (рис. III.10) создан в институтах геотехнической механики АН УССР и горном (г. Днепропетровск). Зубчатые эластичные ленты-струны из резины устанавливают с предварительным натяжением между гребенками поперек короба. Расстояние между зубцами растянутой ленты выбирают по минимальному размеру частиц материала. Новый способ грохочения на резонирующем ленточно-струнном сите (РЛСС) состоит в сообщении лентам-струнам упругих резонансных колебаний с амплитудой, в 1,5—2 раза превышающей амплитуду колебаний короба. Колебания лент-струн включают в себя перемещения в продольном и поперечном направлениях относительно плоскости сита, а также поворотные колебания. При этом значительные ускорения сосредотачиваются непосредственно на просеи-

вающей поверхности грохота, что обеспечивает интенсивное разрыхление и сегрегацию грохотимого материала и самоочистку сита. Ленты-струны изготавливают из амортизационных резин марок 2959, 6620 с высокой износостойкостью и усталостной выносливостью при циклическом нагружении. Долговечность по сравнению с металлическими сетками возрастает в 10—30 раз. Повышается ремонтпригодность — можно заменять вышедшие из строя ленты-струны по одной. Одновременно существенно возрастают эффективность грохочения и удельная производительность. Собственную частоту свободных колебаний лент-струн подбирают соответственно частоте вынужденных колебаний серийных грохотов.

Применение РЛСС дает ощутимый эффект, например, при грохочении материала после мельницы самоизмельчения по крупности 2 мм в ПО «Якуталмаз» экономический эффект составил 170 тыс. руб. на одну мельницу, а по одному грохоту ГСЛ-72 (на железорудной пульпе) — 22 тыс. руб./год. В отличие от использования полиуретана этот способ может быть применен и для нагретого материала с использованием теплостойкой амортизационной резины марки 6620, что было выполнено на Центральном ГОК (Кривой Рог) при грохочении горячего возврата окатышей на грохоте ГИТ-52.

Решением Межведомственной комиссии 1984 г. эти сита приняты в промышленное производство. В частности, в комплект грохотов новой серии ГСТ-31 и ГСТ-41, изготовленных Востокмашзаводом, входят РЛСС.

Подшипники грохотов работают в условиях тяжелой динамической нагрузки, знакопеременной, ударной, пульсирующей. Поэтому они в значительной степени определяют надежность грохотов.

Институт Гипромашобогатение и Московское технологическое бюро Союзглавподшипника разработали улучшенный подшипниковый узел инерционного грохота (рис. III.11), сконструированный на базе двурядного сферического роликоподшипника 30-3636НКУ. Следует отметить, что современная практика рекомендует для грохотов применять модифицированные вибростойкие подшипники с массивными сепараторами из латуни, спеченных материалов, пластмасс, центрированными по наружному кольцу подшипника, с увеличенным начальным радиальным зазором. Примененный подшипник соответствует приведенным рекомендациям. Его поверхности качения подвергнуты суперфинишной обработке. Подшипник запрессован в кониче-

скую кассету и на тонкостенную цилиндрическую втулку, которая установлена на валу на подвижной посадке и фиксируется от проворачивания шпонкой. Это позволило применить более жесткие посадки колец, чем обычно (К6 для наружного кольца и h7 — для внутреннего), что обеспечивает блочность конструкции и повышенную ремонтпригодность. Хорошая герметизация достигается посредством упругой металлической мембраны, контактного (пластмассового) и лабиринтного уплотнений. Пластмассовое кольцо из фторпласта-4 напрессовывается на вал с натягом и трется торцами по мембране и крышке, обеспечивая дву-

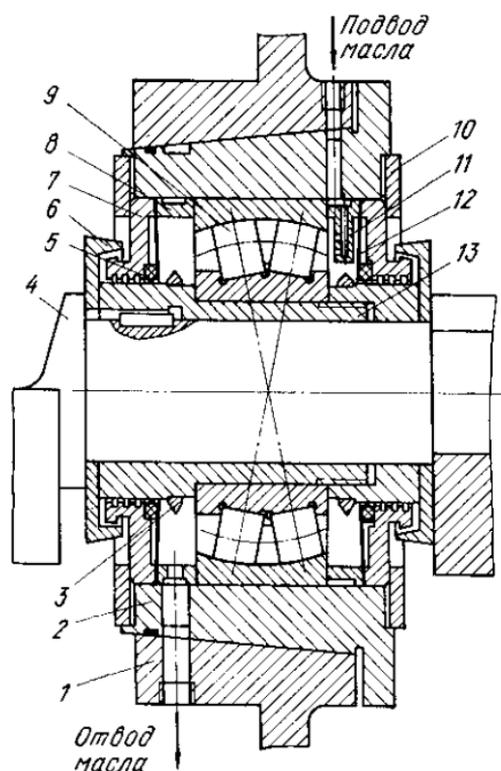


Рис. III.11. Улучшенный подшипниковый узел инерционного грохота:

1 — корпус подшипника; 2 — кассета; 3 — маслоотражательное кольцо; 4 — дебалансный вал; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — отбойник; 7 — крышка; 8 — кольцо; 9 — подшипник; 10 — шайба; 11 — сопло; 12 — мембрана; 13 — втулка

стороннее торцовое уплотнение, нечувствительное к колебаниям вала. При этом существенно повышается долговечность (на Лебединском ГОК — в 6 раз).

Важное значение имеет качество смазывания, обеспечиваемое струйной подачей масла средней вязкости, а еще лучше — аэрозольной системой смазывания.

Криворожский горнорудный институт рекомендует при кассетной компоновке подшипниковых узлов гуммировать наружную поверхность кассет тонким демфирующим

слоем резины (до 5 мм). Это увеличивает долговечность подшипников вдвое.

Институтом «Механобр» разработаны приемы уменьшения динамических нагрузок в приводах вибровозбудителей инерционных и самобалансных грохотов. Ось вибрирующего конца приводного карданного вала для этого смещают в сторону дебаланса на величину амплитуды колебаний, т. е. в неподвижную точку системы дебаланс—короб грохота. Такое смещение равноценно смещению оси шкива самоцентрирующегося грохота (см. рис. III.2, б). В самобалансных грохотах следует смещать ось вибрирующего конца приводного карданного вала и ось промежуточного соединительного вала двух вибровозбудителей на половину амплитуды колебаний грохота.

В сварных коробах грохотов следует избегать концентрации сварочных напряжений, подвергать высокому отпуску (650 °С) сварные боковины короба и собирать их с поперечными трубами на высокопрочных болтах.

§ III.5. Расчеты грохотов

Амплитуду колебаний $s_{a\max}$ для наиболее распространенных грохотов инерционного типа выбирают в зависимости от размера D отверстия просеивающей поверхности. Эмпирическая формула, определяющая нижний предел для $s_{a\max}$ (мм), имеет вид

$$s_{a\max} \geq mD + 1. \quad (\text{III.2})$$

Рекомендуемые значения коэффициента m приведены ниже:

D , мм 3	3—12	12—25	25—60	60
m 0,3	0,3	0,26	0,15	0,1

Следует добавить, что ГОСТ 23788—79, действующий с 1982 г., в который включены инерционные наклонные и самобалансные грохоты, определяет наименьшую величину амплитудного (максимального) значения ускорения a_{\max} , находимую по формуле $a_{\max} = S_{a\max} \omega^2$, где $S_{a\max}$ — максимальная амплитуда колебаний. Это позволяет установить минимальные значения произведений размаха колебаний s_r (мм) на частоту вращения вибровозбудителя n (об/мин).

Для большей части грохотов старых конструкций произведение $s_r \times n$ меньше установленных величин 6000, 8000, 10 000 и 12 000 мм/мин. Поэтому в настоящее время проводится модернизация таких грохотов.

Производительность грохотов зависит от множества технологических факторов и определяется по общей формуле

$$Q_0 = k_0 q_0 A,$$

где Q_0 — объемная производительность, м³/ч; k_0 — общий поправочный коэффициент, являющийся произведением шести частных коэффициентов k_1 — k_6 ; q_0 — базисная удельная объемная производительность, приведенная в стандартной эффективности грохочения 90%, отнесенная к 1 м² площади сита, м³/(м²·ч); A — полезная площадь сита, м². Значения частных коэффициентов k и q_0 приведены в ГОСТ 23788—79.

Подшипники для грохотов выбирают по специальной методике Союзглавподшипника и Гипромашобогашения:

$$L_h = 500 (C f_\omega / P)^{10/3},$$

где L_h — номинальная долговечность, т. е. наработка, в течение которой 90% подшипников данной партии должны отработать без признаков усталости материала, ч; C — динамическая грузоподъемность рассчитываемого подшипника, Н; f_ω — фактор частоты вращения; P — эквивалентная нагрузка, Н.

$$P = k_3 F / z,$$

где k_3 — коэффициент учета неравномерности распределения нагрузки; $k_3 = 1,2$ — $1,4$; F — вынуждающая сила; z — количество подшипников.

$$F = m_y \omega^2 R = M \omega^2 s_{a \max},$$

где m_y — общая масса всех дебалансов; ω — угловая частота вращения и колебаний; R — эксцентриситет дебалансов относительно оси подшипников; M — вибрирующая масса; $s_{a \max}$ — максимальная амплитуда колебаний.

$$f_\omega = \sqrt[10/3]{3,5/\omega}.$$

Мощность привода инерционного грохота расходуется на преодоление «технологических» сил ($P_{\text{тех}}$) и «механических» сил трения в подшипниках ($P_{\text{мех}}$).

Теоретически, при установившемся режиме, энергия необходима только для преодоления диссипативных¹ сил (трение материала о сита и стенки короба, трение частиц материала между собой, потери при ударах частиц о сито

¹ Dissipatio (лат.) — рассеяние.

и друг о друга и др.), т. е. на безвозвратные потери энергии. Первая составляющая мощности определяется по методике ВНИИ «Механобр» следующим образом:

$$P_{\text{тех}} = k_p \cdot m_m,$$

где $P_{\text{тех}}$ выражается в киловаттах; k_p — (опытный коэффициент) — удельная затрата мощности на грохочение материала, кВт/кг; m_m — масса надрешетного материала, находящегося на сите, кг.

Практикой установлено, что на 1 кг сыпучего материала, находящегося на вибрирующей поверхности грохота, приходится 0,002—0,003 кВт мощности приводного электродвигателя. Отсюда $k_p = 0,002$ — $0,003$ кВт/кг.

$$m_m = QL(1 - \alpha_0 \Theta) / v,$$

где Q — производительность грохота по питанию, кг/с; L — длина сита, м; α_0 — содержание мелочи в исходном, доли ед.; Θ — эффективность грохочения, доли ед.; v — скорость перемещения материала, м/с.

Скорость v перемещения материала по ситы определяют по опытным данным аналогичных грохотов или по одной из эмпирических формул, м/с

$$v = v_s \sin(\alpha + \beta),$$

где v — частота колебаний короба, Гц; s_a — амплитуда колебаний, м; α — угол наклона сита; β — угол «вибрации», т. е. угол между плоскостью действия вынуждающей силы и плоскостью сита.

Вторая составляющая мощности

$$P_{\text{мех}} = M_{\text{тр}} \omega,$$

где $M_{\text{тр}}$ — момент трения в подшипниках вибровозбудителя грохота; ω — круговая частота вибровозбудителя.

$$M_{\text{тр}} = 0,5 F_{\text{ц}} f d,$$

где $F_{\text{ц}}$ — центробежная сила дебалансов; f — приведенный коэффициент трения в подшипниках ($f = 0,004$ — $0,007$); d — средний диаметр подшипника.

$$F_{\text{ц}} = m_{\text{дб}} \omega^2 R,$$

где $m_{\text{дб}}$ — общая масса дебалансов; R — расстояние центра массы дебаланса от оси вращения.

В целом мощность привода грохота

$$P = k_3 (P_{\text{тех}} + P_{\text{мех}}) / \eta_{\Sigma},$$

где k_3 — коэффициент запаса для пуска грохота с материалом, $k_3=1,5$; η_{Σ} — полный к.п.д. привода, принимаемый $\sim 0,9$.

§ III.6. Дуговые сита

Грохоты этого вида впервые были применены в 1953 г. и широко применяются благодаря своим преимуществам: отсутствию движущихся рабочих частей, относительно низкой металлоемкости при значительной удельной производительности, компактности. Их применяют для мокрой классификации мелкого и тонкого материала в пульпе при размерах отверстий сит $0,04—5$ мм.

Действие дугового сита (рис. III.12) основано на использовании центробежной силы, возникающей при движении потока пульпы по вогнутой просеивающей поверхности. Центральный угол сита имеет пределы от 45 до 270° . Решетку собирают из трапециевидных или треугольных колосников, устанавливаемых обычно поперечно направлению потока, а также из щелевидных сеток. Для их изготовления

применяют износостойкие материалы, коррозионностойкие стали, что повышает долговечность до 6 мес.

Различают дуговые сита самотечной подачей пульпы (начальная скорость $0,5—3$ м/с) и с подачей насосами под давлением до $0,2$ МПа (начальная скорость потока до 15 м/с). Важным условием эффективной работы является подача пульпы по касательной к окружности решетки.

Для регулирования (достижения оптимальной скорости) во входном патрубке устраивают подвижную направляющую плоскость. Размер щели в решетке принимают в $1,5—3$ раза больше крупности подрешетного продукта.

Некоторые модели снабжены ударным механизмом для очистки сита.

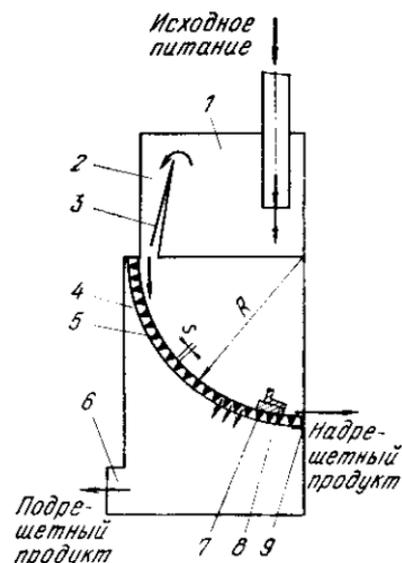


Рис. III.12. Схема дугового сита с центральным углом 90° :

1 — приемная коробка; 2 — диффузор; 3 — регулируемая направляющая плоскость; 4 — корпус; 5 — просеивающая поверхность; 6 — разгрузочный патрубок; 7 — деревянный клин крепления решетки; 8 — упор для клина; 9 — опора решетки

В СССР выпускаются дуговые сита моделей СД1, СД2 и СД03 («СД» — сито дуговое) полезной площадью соответственно 1; 2 и 3 м² (Теплогорский завод гидрооборудования) и 299 ГРА площадью 0,75 м² (Оленегорский механический завод). Разрабатываются модели с большей площадью.

§ III.7. Гидроциклоны

Эти аппараты стали применять для классификации тонкоизмельченных материалов в центробежном поле, создаваемом в результате вращения пульпы. Они применяются также для обогащения мелко- и среднезернистых руд в тяжелых суспензиях.

При подаче пульпы от насоса под давлением до 1 МПа тангенциально к внутренней поверхности в верхнюю цилиндрическую часть создается два вращающихся потока (рис. III.13, а). Внешний вращающийся поток под действием центробежной силы заполняется более тяжелыми крупными частицами и перемещается вниз. Тангенциальная скорость вращения пульпы возрастает от стенок к оси. Шероховатость рабочей поверхности влияет на это. Вблизи геометрической оси аппарата центробежная сила становится настолько большой, что происходит разрыв жидкости — в центре гидроциклона образуется воздушное ядро (воздушный столб). Диаметр его составляет 0,6—0,7 диаметра сливного патрубка d . Вокруг воздушного столба вращается и перемещается вверх внутренний поток. Вращение этого потока и создает зону пониженного давления, куда снизу через песковую насадку засасывается воздух. Одновременно по периферии отверстия насадки разгружается вниз крупная фракция — пески. На границе воздушного столба во внутреннем вращающемся потоке пульпы увлекаются спирально вверх более легкие мелкие частицы («тонкий слой»), которые выводятся через сливной патрубок.

Форму гидроциклона определяют по его назначению.

Гидроциклоны разделяют на обычные цилиндрикоконические (стандартные), батарейные, с геликоидом, вибрационные, вихревые, магнитные и типа «сайклофайн».

Стандартные гидроциклоны имеют угол конусности около 20°. По ГОСТ 10718—81 их выпускают с резиновой футеровкой (ГЦР) и с футеровкой из каменного литья, карбида кремния (ГЦК). В их марке после буквенного обозначения следует цифровое, соответствующее внутрен-

нему диаметру (в миллиметрах) цилиндрической части. Усольским заводом горного оборудования выпускаются гидроциклоны ГЦР-150—ГЦР-500, Днепропетровским заводом горного оборудования — гидроциклоны ГЦК-710—ГЦК-1400. Производительность ГЦК-1400 при максимально допустимом давлении на вводе 0,5 МПа составляет (по пульпе) 1980 м³/ч. Применение гидроциклонов большого диаметра позволяет повысить производительность, умень-

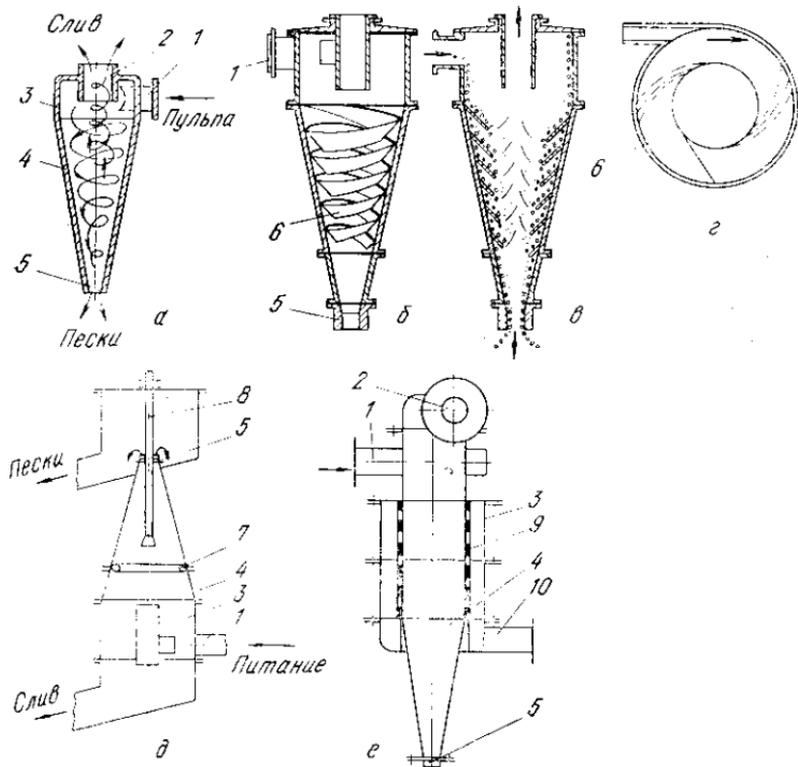


Рис. III.13. Схемы гидроциклонов:

а — принципиальная схема обычной конструкции; б — с геликондом; в — движение твердых частиц в гидроциклоне с геликондом; г — траектория движения твердых частиц по поверхности геликонда; д — вихревой; е — типа «сайклофайн»; 1 — питающий патрубок с насадкой; 2 — сливное отверстие; 3 — цилиндрическая часть; 4 — коническая часть; 5 — песковая насадка; 6 — геликонд; 7 — тор (резиновое кольцо); 8 — воздушная трубка; 9 — цилиндрическое сито; 10 — патрубок подрешетного продукта

шить количество аппаратов. Так, на фабрике магнитной сепарации Соколовско-Сарбайского ГОК один гидроциклон диаметром 1400 мм заменил шесть гидроциклонов диаметром 500 мм в первом приеме классификации и 10 гидроциклонов диаметром 350 мм во втором приеме.

Для снижения турбулентности и повышения долговечности футеровочные камнелитые плитки выполнены со шпунтом. Криворожским заводом «Горреммаш» освоено изготовление крупногабаритных цельных футеровок из базальтового литья для ГЦК-710.

Футеровка из карбида кремния производства Броварского завода порошковой металлургии по сравнению с каменным литьем обеспечивает в 7—10 раз больший срок службы.

Для повышения долговечности применяют отливку сменных песковых насадок и вкладышей питающих насадок из полиуретана.

Батарейный гидроциклон представляет собой отлитые в один блок гидроциклоны малого диаметра (<100 мм). Их применяют для получения тонких сливов. Отливают их из полиуретана.

Гидроциклон с геликоидом ГЦГ (см. рис. III.13, б, в, г) разработан институтом «Якутнипроалмаз» и представляет собой стандартный гидроциклон, снабженный дополнительным элементом в виде конического геликоида. Наличие геликоида обеспечивает многократную перечистку песковой фракции, благодаря чему достигается высокая точность разделения и повышается качество пескового продукта. Угол наклона образующей геликоида к оси гидроциклона 45°, шаг геликоида (для ГЦГ-1000) составляет 200 мм.

Вибрационный гидроциклон, разработанный ВНИИ «Механобр», представляет собой барабанный гидроциклон, оборудованный центробежным вибровозбудителем. Наложение вибрации на суспензию при одновременном воздействии центробежного поля обеспечивает значительное повышение эффективности классификации материала по тонким классам крупности (размером 7—15 мкм).

Вихревой гидроциклон (см. рис. III.3, д) имеет верхнее расположение песковой насадки. При этом сила тяжести пристенного слоя направлена к сливному патрубку, поэтому статическое давление на песковую насадку уменьшается, что позволяет в 2—3 раза увеличить ее размер по сравнению с размером в обычных гидроциклонах. Соответствующее увеличение диаметра сливного патрубка приводит к повышению производительности аппарата.

Для увеличения эффективности разделения материала внутри конуса соосно установлен тор. Пульпа по тангенциальному патрубку подается в цилиндрическую часть гидроциклона и, вращаясь, движется вдоль конуса вверх.

При огибании тора уплотненный слой пульпы перемешивается, и из него во внутренний поток вымываются тонкие частицы. Затем пульпа на внутренней стенке конуса снова уплотняется и разгружается через песковую насадку. Тонкие частицы увлекаются внутренним потоком через сливной патрубок.

В СССР выпускаются вихревые гидроциклоны ВГЦ-360, ВГЦ-500 и ВГЦ-710.

Магнитные гидроциклоны отличаются установкой на питающем и сливном патрубках кольцевых магнитных систем. Их применяют для переработки пульп магнитных концентратов. Впервые в мире магнитные гидроциклоны были применены в СССР в 1969 г. на Центральном ГОК (г. Кривой Рог), они работают значительно эффективнее обычных. В СССР выпускаются магнитные гидроциклоны МГЦ-1 диаметром 750 мм и МГЦ-2 диаметрами 2250 и 2500 мм.

Сайклофайн представляет собой комбинацию гидроциклона и цилиндрического грохота (см. рис. III.13, e). Цилиндрическое сито изготовлено из нейлона. Установка работает по принципу двустадийной классификации, что существенно повышает эффективность.

§ III.8. Классификаторы

ГОСТ 25006—81 дает следующие определения видов классификаторов:

механический — для мокрой классификации, в котором рабочим органом является наклонное корыто с механическим разгрузочным устройством;

воздушный, в котором исходный материал разделяется по крупности в потоках газа;

гидравлический, в котором исходный материал разделяется по крупности в цилиндрической, конической или пирамидальной емкости методом отстаивания;

магнитный — для мокрой классификации и сгущения, в котором исходный материал подвергается намагничиванию и флокуляции, а затем разделению на немагнитный слив и магнитный осадок, получаемый методом отстаивания;

электрический, в котором исходный материал разделяется по крупности в электростатическом поле или поле коронного разряда.

Магнитные и электрические классификаторы как сепараторы рассмотрены в гл. VI, гидравлические — в гл. VII.

В основе механических классификаторов лежит разделение исходного продукта (пульпы) в горизонтальном потоке на крупную фракцию (пески) и мелкую (слив). Разгрузка песком осуществляется механическим способом.

В зависимости от конструкции разгрузочных устройств различают спиральные, реечные, дражные, чашевые гидросцилляторы (вибрирующие чаши) и другие механические классификаторы. В связи с появлением гидроциклонов на горно-металлургических предприятиях остались только спиральные классификаторы.

Спиральный классификатор (рис. III.14, а) состоит из наклонного корыта, в котором размещены один или два вала со спиралью, вращающиеся навстречу друг другу (у двуспиральных). Спираль выполнена из стальных полос, образующих двузаходную винтовую ленту. Шаг спирали равен примерно половине диаметра.

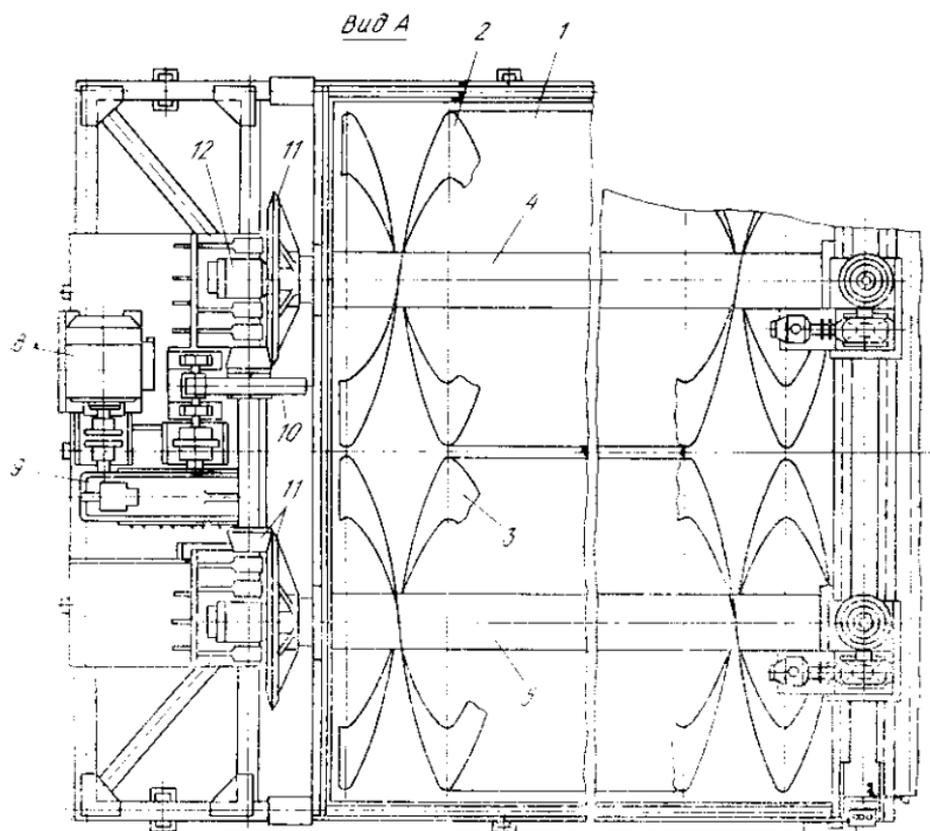
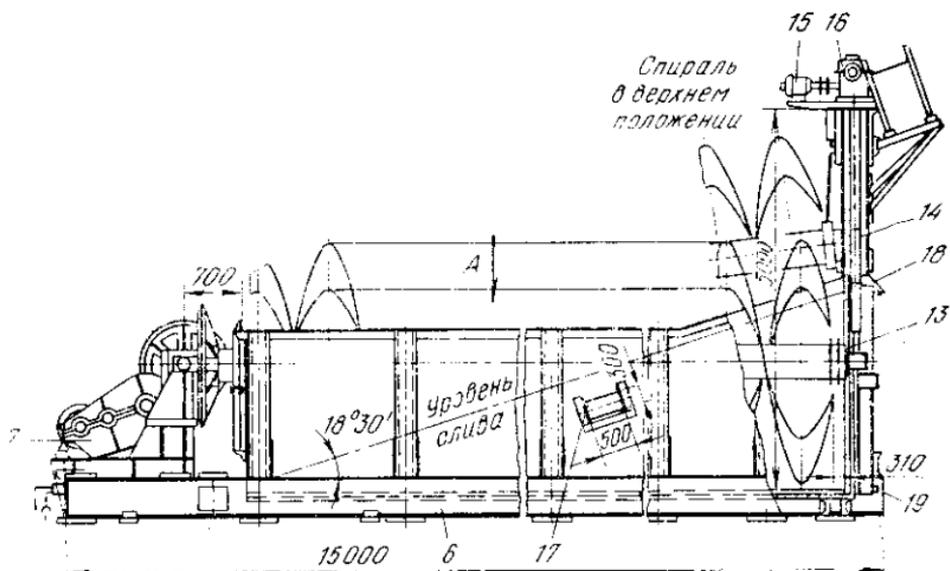
Полый трубчатый вал имеет две цапфы. Верхняя цапфа через упорный шарикоподшипник передает осевую нагрузку на траверсу и вращается в ней на подшипнике скольжения. Траверса имеет две боковые оси, на которых она может поворачиваться в подшипниках скольжения (или резинометаллических шарнирах) перпендикулярно оси спирали. Благодаря приводу с конической зубчатой передачей и шарнирному закреплению траверсы, верхнюю часть спирали можно поднимать и опускать при ее вращении. Это позволяет осуществлять пуск аппарата (после его остановки) под нагрузкой без очистки корыта от песков.

Подъем спиралей выполняется индивидуальными электромеханическими винтовыми механизмами.

Нижняя опора спирали при работе постоянно находится в пульпе и является слабым местом классификатора, определяющим его надежность. Наиболее герметичная конструкция (см. рис. III.14, б) выполнена с двойным уплотнением.

Важное значение имеет бесперебойная периодическая подача малыми порциями пластичного смазочного материала УНИОЛ-2 от автоматической централизованной системы через дозирующие питатели. Смазочный материал должен заполнять полость подшипников и уплотнений.

Для повышения долговечности спираль футеруют сегментами из резины (рис. III.14, в), износостойкого чугуна. Разработанная Ставропольским политехническим институтом футеровка из резины марки 10214 имеет долговечность свыше двух лет. Положительным отличием резины от металлической футеровки, кроме износостойкости, является



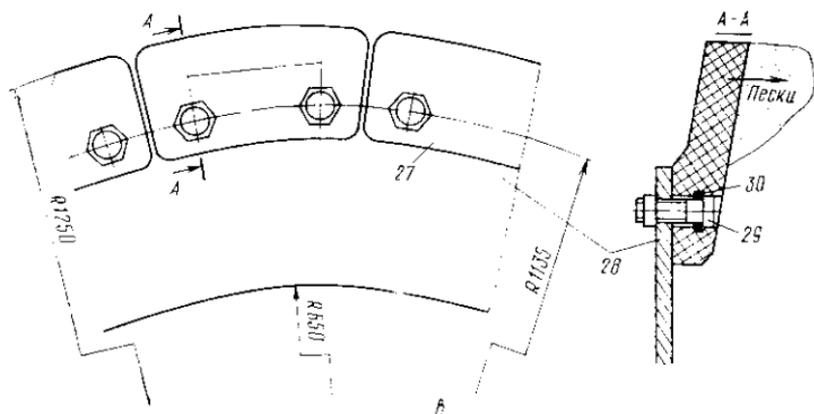
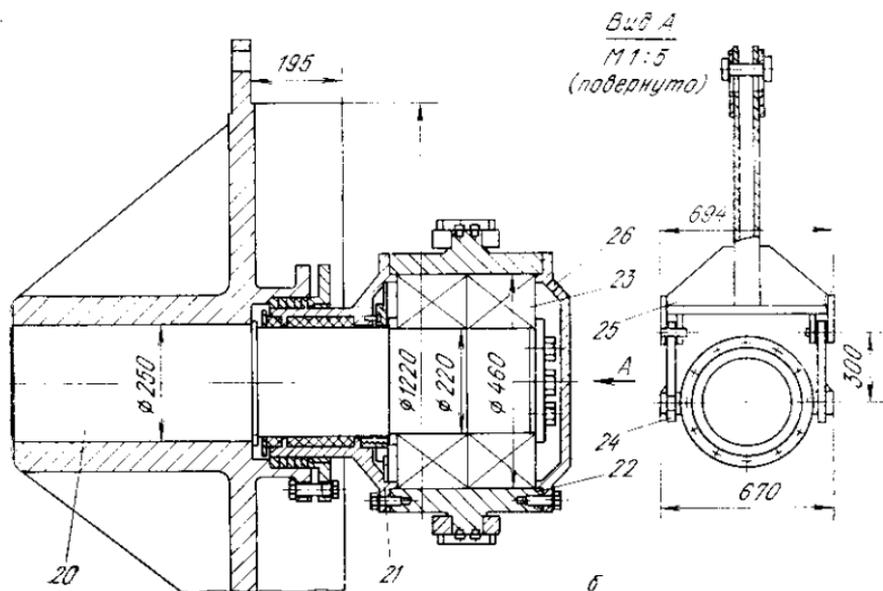


Рис. III.14. Двуспиральный классификатор с непогруженными спиралями:
a — общий вид; *б* — нижняя опора; *в* — резиновая футеровка лопастей спирали;
 1 — корыто; 2, 3 — спирали; 4, 5 — валы; 6 — рама; 7 — привод; 8 — электродвигатель вращения спиралей; 9 — редуктор; 10 — цилиндрическая зубчатая передача; 11 — коническая зубчатая передача; 12 — нижняя опора спиралей; 13 — верхняя опора; 14 — винт; 15 — электродвигатель подъема спиралей; 16 — редуктор; 17 — приемный карман; 18 — сливной порог; 19 — люк для чистки; 20 — цапфа; 21 — уплотнительное устройство; 22 — корпус подшипников; 23 — ролик-подшипник; 24 — серьга; 25 — подвеска; 26 — отверстие для магнепровода; 27 — футеровка; 28 — лопасть спирали; 29 — болт; 30 — завулканизированная арматура

способность футеровки упруго деформироваться при попадании металла или куска руды.

Для упрощения очистки корыта при ремонте на дно обычно укладывают отработанную резинотканевую конвейерную ленту с петлями.

Классификаторы изготавливают в двух исполнениях: односпиральные и двухспиральные в зависимости от необходимой производительности.

Различают два технологических типа: с непогруженными (КСН) и с погруженными (КСП) спиралью¹. У первого типа вся верхняя половина витков спирали выступает над зеркалом пульпы, у второго — участок спирали со стороны сливного порога примерно на одну треть длины вала погружен в пульпу. Поэтому классификаторы с погруженной спиралью имеют большую зону осаждения материала, дают более тонкий слив, однако имеют увеличенную длину. На количество спиралей указывает цифра перед обозначением: 1КСН или 2КСН. Диаметр спиралей выражается числом дециметров после букв, например, 2КСН30. Классификаторы 1КСН диаметром до 1200 мм выпускаются Новочеркасским инструментальным заводом им. Никольского; 1КСН12—1КСН24, 1КСП12—1КСП24 и 2КСП12—2КСП24 — Иркутским ЗТМ; 1КСН24, 2КСН24 и 2КСН30 выпускает Днепропетровский завод горношахтного оборудования.

В настоящее время ведется разработка нового ГОСТа, по которому предусмотрен выпуск только КСН с регулируемой высотой сливного порога.

Частота вращения спирали лежит в пределах 1,5—8 об/мин. Производительность классификатора 2КСН30 для руды плотностью 2,65 т/м³ при крупности слива 0,147 и частоте вращения спирали 3 об/мин по пескам составляет 62,5 т/ч.

Расчет мощности привода спирального классификатора принципиально аналогичен расчету мощности привода винтового конвейера, изученному в дисциплине «Подъемно-транспортные машины». Однако данных о коэффициенте диссипативного сопротивления пульпы в технической литературе недостаточно. Для ориентировочных расчетов мощности P применяют эмпирическую формулу, кВт:

$$P = k_p DLz,$$

где k_p — коэффициент мощности, $k_p = 0,5—0,7$, меньшие зна-

¹ Обозначения по ТУ 24.8.1171—79.

чения относятся к крупным классификаторам; D — диаметр спирали, м; L — длина спирали, м; z — число спиралей (1 или 2).

Воздушные классификаторы последних моделей с наибольшей производительностью и диапазоном классов крупности построены на основе открытого в Уральском политехническом институте (УПИ) М. Д. Барским нового физического явления — эквивалентного парциального выделения твердой фазы взвесенесущими потоками (по критерию «острого разделения»).

Каскадные и комбинированные воздушные классификаторы на этой основе имеют производительность до 300 т/ч и могут классифицировать материалы в пределах крупности от 5 мкм до 1 мм.

Перспективными направлениями в развитии оборудования для классификации являются применение компактных грохотов (например, многоярусных), легкоавтоматизируемых, малоэнергоёмких, стабильно работающих (электровибрационных с торсионной упругой системой, с тонкослойным грохочением, классификаторов без движущихся частей, созданных на основе новых физических процессов (гидроциклоны, воздушные классификаторы).

Глава IV ДРОБИЛКИ

§ IV.1. Общие сведения

Технологическая потребность уменьшения размеров исходного сырья и промежуточных продуктов существует на горно-металлургических предприятиях не только в первом переделе — подготовке шихты, но и во втором — производстве металлов, где дробят промежуточные продукты и отходы (файнштейн, титаншлак и др.). В подготовке шихты процессы дробления и измельчения занимают основное место. Это весьма энерго- и металлоёмкие процессы. На обогатительных фабриках расход энергии на дробление и измельчение составляет до 50% общего расхода энергии. Удельные затраты энергии на эти процессы составляют 15—40 кВт·ч/т. Затраты на дробление и измельчение составляют 30—50% себестоимости передела, расход футеровочного металла составляет 200 г/т, шаров — 1,5 кг/т. В СССР за год расходуется 1 млн. т стали в виде измельчающей среды.

При строительстве обогатительных фабрик 40% капитальных затрат составляют затраты на дробильно-измельчительное оборудование.

В то же время энергия, затрачиваемая непосредственно на разрушение кусков и частиц материала, составляет 1—5% энергии, расходуемой приводом. Это указывает на необходимость улучшения и создания новых дробильно-измельчительных машин. В отрасли работает свыше 2000 дробилок.

Прежде всего, разграничим понятия «дробление» и «измельчение». ГОСТ 14916—82 «Дробилки. Термины и определения» дает следующие определения.

Дробление — это разрушение твердого кускового материала на мелкие куски. Дробилка — машина для дробления. Комитет технической терминологии АН СССР в 1959 г. рекомендовал считать дроблением такой процесс разрушения, в результате которого большая часть готового продукта оказывается крупнее 5 мм, а *измельчением* — процесс, весь продукт которого мельче 5 мм. Размер граничного зерна (5 мм) принят условно и может быть изменен в зависимости от типа обрабатываемого материала.

По технологическому назначению все дробильно-измельчительные машины разделены на дробилки и мельницы. Между ними существует четкое *конструктивно-технологическое различие*. В дробилках между рабочими органами, осуществляющими дробление, всегда отсутствует непосредственный контакт; они не соприкасаются не только при рабочем режиме, но и при работе холостую. Признаком дробилки является наличие зазора между дробящими элементами, который заполняется материалом при работе на холостом ходу.

В мельницах измельчающие детали отделены одна от другой слоем материала только под нагрузкой, а при работе на холостом (и частично на рабочем) ходу они непременно соприкасаются непосредственно. Следовательно, дробилки — это машины с постоянно разомкнутыми дробящими деталями, а мельницы — машины с возможным непосредственным контактом измельчающих деталей.

Однако некоторые дробильно-измельчительные машины снабжены регулировочными устройствами (перемещение валка в валковой дробилке, изменение массы и положения дебаланса в инерционной дробилке, частоты вращения), в результате действия которых зазор можно уменьшить до нуля. Тогда отнесение машины к дробилкам или мельницам определяют по технологическому результату: дро-

билка при наличии «калибрующего» зазора (разгрузочной щели) выдает преимущественно кусковой продукт с преобладанием крупных фракций и с относительно небольшим количеством мелких. Мельница выдает преимущественно порошкообразный продукт с преобладанием мелких фракций.

Различные способы дробления и измельчения отличаются видом основной необратимой деформации, приводящей к разрушению кусков и частиц материала (рис. IV.1).

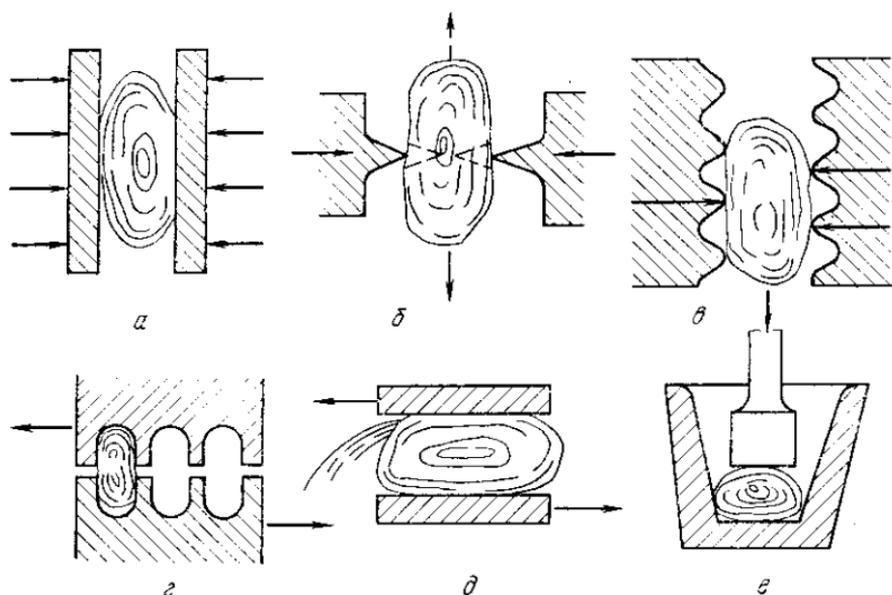


Рис. IV.1. Способы разрушения твердых материалов при дроблении и измельчении

Следует подчеркнуть, что в дробильно-измельчительных машинах обычно создаются одновременно несколько видов деформации, но одна — преобладает. Лучшие результаты дают машины с несколькими деформациями.

Различными способами разрушения обусловлены разные типы деформации:

1) раздавливание (рис. IV.1, а) происходит при зажатии куска материала между двумя поверхностями и сравнительно медленном нарастании усилия до перехода напряжений за предел прочности при сжатии;

2) раскалывание (рис. IV.1, б) — результат расклинивания, при этом в материале появляются напряжения от растяжения и происходит последующий разрыв куска;

3) излом (рис. IV.1, в) происходит при изгибе с переходом напряжений за предел прочности материала при изгибе;

4) срезывание (рис. IV.1, г) основано на деформации сдвига;

5) истирание (рис. IV.1, д) происходит при скольжении рабочей поверхности машины, в результате которого внешние слои подвергаются деформации сдвига и разрушаются при превышении касательными напряжениями предела прочности на сдвиг.

Перечисленные способы разрушения можно отнести к статическим.

При динамической обработке ударом (рис. IV.1, е) происходят те же виды деформации, но скоротечно.

Прочность (крепость) горных пород — их способность сопротивляться разрушению от внешних нагрузок. Проф. М. М. Протодяконов разработал шкалу крепости горных пород, разделив их на 10 категорий, каждая из которых характеризуется коэффициентом крепости f от 0,3 (для самых слабых пород X категории) до 20 (для наиболее прочных пород I категории). Степень крепости пород I категории охарактеризована как «в высшей степени крепкая» и к ней отнесены наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты, а также другие наиболее крепкие породы. К X категории, со степенью крепости «плавучая», отнесены пльвуны, болотистый грунт, разжиженный лёсс и другие разжиженные грунты. Коэффициент f в 10 раз меньше предела прочности при сжатии, выраженного в мегапаскалях. Так при $\sigma_{сж} = 200$ МПа значение $f = 20$. Это максимальное значение употребляется и для материалов, у которых $\sigma_{сж} > 200$ МПа (см. § 1.1).

Степень дробления или измельчения i — это отношение размера кусков исходного материала D к размеру кусков продукта дробления (измельчения) d .

Номинальная степень дробления характеризуется значениями номинальной крупности (95% -ный проход через сито) исходного и конечного продукта: $i_n = D_n/d_n$.

Средняя степень дробления определяется как отношение средневзвешенных диаметров $i_{ср} = D_{ср}/d_{ср}$.

При дроблении (измельчении) в несколько последовательных стадий общая степень дробления (измельчения) определяется как произведение всех степеней дробления (измельчения) в отдельных стадиях: $i = i_1 i_2 i_3 \dots i_n$.

Общая степень дробления и измельчения в отдельных случаях достигает величины $3 \cdot 10^4$.

Стадии дробления и измельчения различают в зависимости от номинальной крупности питания и конечного продукта следующим образом:

Стадия	$D_n, \text{мм}$	$d_n, \text{мм}$
Дробление:		
крупное	1500—500	350—100
среднее	350—100	100—40
мелкое	100—40	30—5
Измельчение:		
грубое	30—5	5—2
тонкое	5—2	1—0,5
сверхтонкое	1—0,5	0,1—0,005

Различают дробление и измельчение сухое и мокрое, в открытом цикле, когда материал проходит дробилку (мельницу) один раз, или в замкнутом цикле, с классифицирующим аппаратом, когда надрешетный продукт (пески) непрерывно возвращаются в дробилку (мельницу) на додрабывание (измельчение).

Также различают дробление первичное (из рудника, карьера, склада) или вторичное.

Конструкции дробилок по ГОСТ 14916—82 разделяют на щековые, конусные, валковые, роторные, молотковые (рис. IV.2):

1) щековая (рис. IV.2, а) дробление осуществляется сжатием материала между щеками;

2) конусная (рис. IV.2, б) — дробление осуществляется сжатием материала между конусами, расположенными один внутри другого;

3) валковая (рис. IV.2, в) — дробление осуществляется сжатием материала между вращающимися валками или между валком и неподвижной плитой;

4) роторная (рис. IV.2, г) или молотковая (рис. IV.2, д) — дробление осуществляется ударами бил (молотков) жестко (шарнирно) закрепленных на вращающемся вокруг горизонтальной оси роторе.

ГОСТом определены также следующие основные типы по исполнению: одноступенчатая, многоступенчатая, комбинированная.

В одноступенчатой (рис. IV.2, е) дробилке загружаемый материал поступает одновременно на все рабочие органы. Основным рабочим органом дробилки является сборочная единица или среда, передающая энергию кускам дробимого материала при непосредственном с ним контакте.

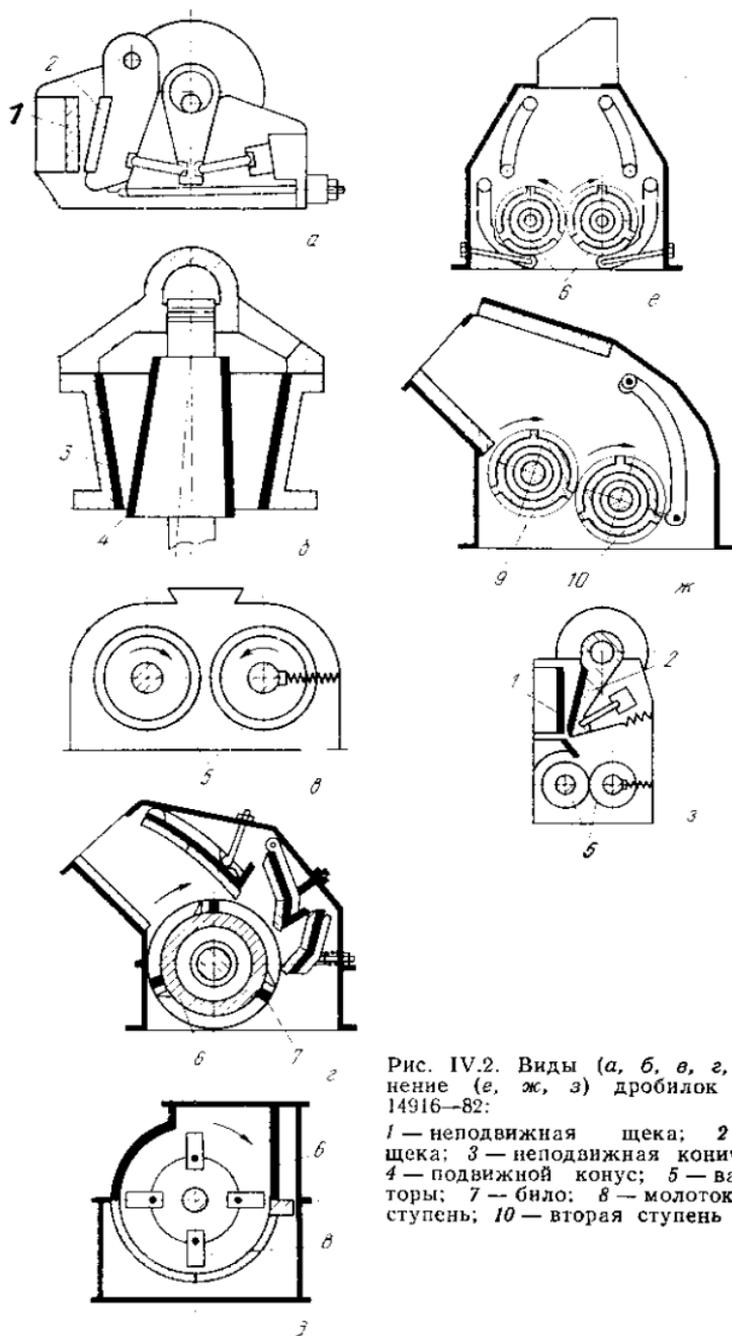


Рис. IV.2. Виды (а, б, в, г, д) и исполнение (е, ж, з) дробилок по ГОСТу 14916—82:

1 — неподвижная щека; 2 — подвижная щека; 3 — неподвижная коническая чаша; 4 — подвижной конус; 5 — валки; 6 — роторы; 7 — бинло; 8 — молоток; 9 — первая ступень; 10 — вторая ступень

В многоступенчатой (рис. IV.2, ж) дробилке загружаемый материал последовательно поступает от одного основного рабочего органа (или группы) к другому органу (или группе). Соответственно числу ступеней дробления дробилку называют двуступенчатой, трехступенчатой и т. д.

Комбинированная (рис. IV.2, з) дробилка многоступенчатая с основными рабочими органами, характерными для дробилок разных видов.

По способу установки различают дробилки стационарные и передвижные — на рельсовом, гусеничном, шагающем ходу.

Передвижные дробилки первичного дробления входят в состав самоходных дробильно-перегрузочных агрегатов ДПА большой производительности, непосредственно принимающих сырье после взрыва. В состав ДПА входят щековые, конусные или молотковые дробилки, в зависимости от крупности и крепости материала. В СССР работают ДПА производства Донецкого машиностроительного завода, ПО «Ижорский завод» и НКМЗ. Производительность ДПА достигает 5000 т/ч.

Представляет интерес ДПА-2000 ПО НКМЗ. В его состав входит конусно-валковая дробилка крупного дробления КВКД 1200/200, отличающаяся отсутствием инерционных усилий, передаваемых на основание. Производительность установки составляет 2000 м³/ч или 5000 т/ч, размер дробимых кусков — до 1200 мм, разгрузочная щель — 200 мм. Механизм передвижения агрегата — гусеничный.

§ IV.2. Щековые дробилки

Эти дробилки разделяют на два основных исполнения: с простым движением щеки ЩПД (рис. IV.3, а—д) и со сложным движением щеки ЩДС (рис. IV.3, е, ж). В свою очередь, различают дробилки ЩДС-I с соотношением длины приемного отверстия к его ширине более 1,6 и дробилки ЩДС-II, у которых это отношение достигает 1,6 включительно. Щековые дробилки составляют около 30% общего их количества.

У щековой дробилки с простым движением щеки точки подвижной щеки движутся прямолинейно или по дуге окружности, близкой к прямой. У щековой дробилки со сложным движением точки подвижной щеки движутся по замкнутому кривым. Кроме того, различают дробилки с верхним подвесом щеки или с нижней ее опорой; с шарнирно-рычажным или с кулачковым механизмом привода; с

распорными плитами или без них; с жесткими или упругими кинематическими звеньями; с электро- или гидроприводом; с фиксированными траекториями щеки или динамически переменными (инерционные дробилки); с приво-

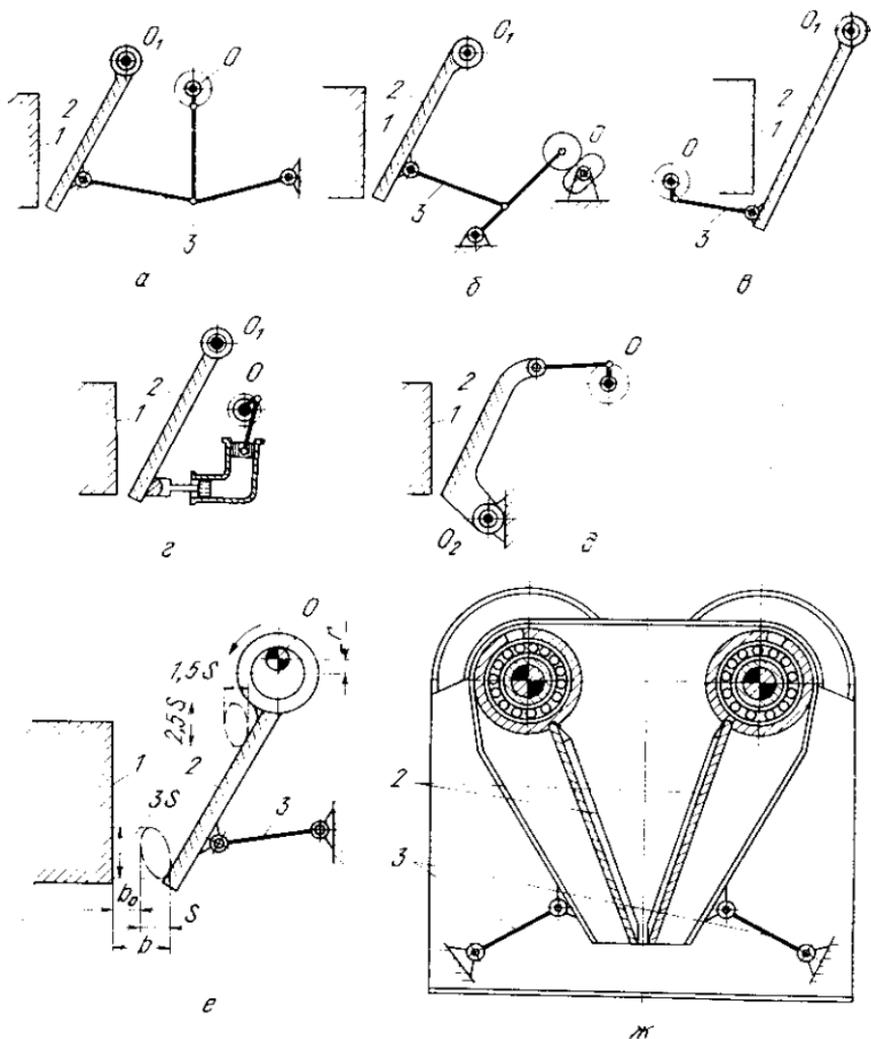


Рис. IV.3. Щековые дробилки:
a-г — с простым движением щеки и верхним подвесом щеки в точке O_1 ; *д* — то же, с нижней опорой щеки в точке O_2 ; *е* — со сложным движением щеки и одной подвижной щекой; *ж* — то же, с двумя подвижными щеками; *1* — неподвижная щека; *2* — подвижная щека; *3* — распорная плита; *O* — ось главного вала

дом подвижной щеки от одного или двух главных валов; с одной, двумя или тремя камерами дробления.

Несмотря на разнообразие конструкций, наибольшее распространение имеют ЩДП с верхним подвесом щеки

(см. рис. IV.3, а). Эта схема шарнирно-рычажного механизма с эксцентрико-шатунным приводом, созданная Блеком в 1858 г., при малых усилиях на головке шатуна и шейках вала благодаря небольшому отклонению распорных плит от горизонтали обеспечивает в 15—20 раз большее раздавливающее усилие между щеками. При нижнем подвесе затруднена разгрузка материала.

В СССР выпуск щековых дробилок регламентирован ГОСТом 7084—80 «Дробилки щековые. Технические условия» — по три дробилки с простым и сложным движением щеки: ЩДП-9×12, ЩДП-12×15, ЩДП-15×21 и ЩДС-I-2,5×9,0, ЩДС-I-4×9, ЩДС-II-6×9. В этих обозначениях арабские цифры показывают ширину и длину приемного отверстия в дециметрах, римские — исполнение.

Дробилки ЩДП изготавливаются ПО «Волгоцеммаш», ЩДС — Выксунским заводом дробильно-размольного оборудования. Дробилка ЩДП-15×21 имеет производительность 600 м³/ч при разгрузочной щели 180 мм, частоте вращения главного вала 140 об/мин и мощности главного привода 250 кВт. Масса — 252 т.

Разработана одна из крупнейших в мире более мощная дробилка ЩДП-21×25 с массой 470 т, производительностью 800 м³/ч при разгрузочной щели 250 мм и мощности привода 400 кВт. Размер наибольшего исходного куска 1700 мм.

Конструкции дробилок показаны на рис. IV.4. Основой служит сборно-сварная станина, воспринимающая усилия дробления.

Плоскости распорных плит образуют между собой малый угол β . При рабочем ходе (подъеме шатуна) угол β уменьшается, распорные плиты приходят в почти горизонтальное положение, нажимая на подвижную щеку. Она приближается к неподвижной щеке, уменьшая выходную щель до минимального размера b_0 . При обратном (холостом) ходе шатуна (вниз) угол β увеличивается, щель раскрывается до размера $b = b_0 + s$, где s — ход щеки в нижней точке. При этом подвижная щека совершает маятниковое колебательное движение.

Номинальной шириной разгрузочной щели считается размер b — расстояние от вершины выступов одной брони до наиболее удаленной точки впадины на противоположной броне при разомкнутом положении щек. Футеровки щек — рифленные, боковых стенок — гладкие, из стали 110Г13Л. По ГОСТ 13757—80 «Плиты дробящие щековых дробилок. Технические условия» рифления на плитах имеют

треугольную или трапецидальную форму. Направление рифлений — по ходу материала, вертикальное. Плиты укладывают так, чтобы выступы на плите неподвижной щеки находились против впадин на плите подвижной щеки. Это облегчает дробление кусков, так как дробящие усилия

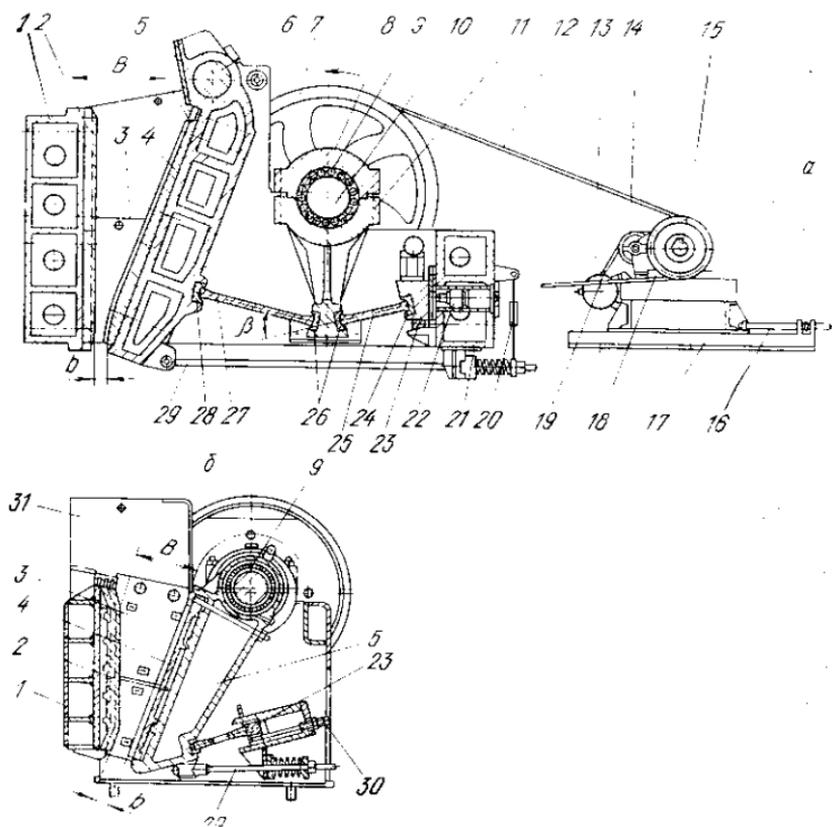


Рис. IV.4. Конструкции щековых дробилок:

a — ШДП; *б* — ШДС; 1 — неподвижная щека; 2 — футеровка неподвижной щеки; 3 — футеровка боковой стенки; 4 — футеровка подвижной щеки; 5 — подвижная щека; 6 — ось; 7 — маховик; 8 — крышка шатуна; 9 — роликподшипник; 10 — главный вал; 11 — шатун; 12 — главная клиноременная передача; 13 — двигатель микропривода; 14 — редуктор микропривода; 15 — вал ведущего шкива; 16 — натяжное устройство главной клиноременной передачи; 17 — рама привода; 18 — главный электродвигатель; 19 — клиноременная передача микропривода; 20 — подвеска; 21 — задняя балка станины; 22 — гидравлическое устройство регулирования разгрузочной щели; 23 — упор; 24 — сухарь упора; 25 — задняя распорная плита; 26 — сухари шатуна; 27 — передняя распорная плита; 28 — вкладыш подвижной щеки; 29 — замыкающее устройство; 30 — винтовое регулировочное устройство; 31 — защитный кожух

концентрируются на меньшей площади выступов футеровочных плит и раздавливание частично заменяется раскалыванием, изломом, при которых пределы прочности при

растяжении, изгибе, сдвиге значительно меньше, чем при сжатии.

Плиты выполняют симметричными для возможности разворачивания при неравномерном износе, что практически удваивает срок их службы.

По сравнению с прежними конструкциями для увеличения степени дробления в настоящее время щековые дробилки изготовляют с увеличенной высотой камеры дробления (пространства, ограниченного щеками и боковыми стенками). Эта высота, примерно, в 2—2,3 раза больше ширины приемного отверстия. Кроме того, футеровку неподвижной щеки в нижней части скашивают, создавая в месте разгрузки параллельную калибрующую зону.

Ось подвеса подвижной щеки обычно располагается выше верхнего уровня камеры дробления примерно на половине ширины приемного отверстия.

Этим достигается увеличение хода подвижной щеки на уровне приемного отверстия. Ход щеки на этом уровне принимают равным 0,01 ширины приемного отверстия.

Подшипники оси подвижной щеки и вала ведущего шкива, сухари и вкладыши подключены к автоматической системе подачи пластичного смазочного материала, подшипники главного вала — к циркуляционной маслосистеме. В прежних конструкциях применяли баббитовые подшипники скольжения главного вала, в последних — роликовые подшипники.

Для предохранения машины от поломок при попадании недробимых тел в их конструкции предусматривают разрушаемый предохранительный элемент. В старых конструкциях таким элементом служили распорные плиты; сейчас на главном валу устанавливают фрикционные предохранительные муфты.

Вспомогательный микропривод с обгонной муфтой облегчает запуск дробилки и позволяет производить его «под завалом», т. е. с материалом. Мощность микропривода составляет 10—17% мощности главного двигателя.

Гидравлическое или электромеханическое винтовые устройства позволяют изменять ширину разгрузочной щели механизированно, быстро, дистанционно.

Из нетрадиционных конструкций приведем две (рис. IV.5). *Ударно-щековая дробилка* фирмы Крупп не имеет распорных плит. Шатунные тяги, расположенные по обе стороны станины, приводят в движение продольную балку, нажимающую посредством открытой кинематической пары с зазором на подвижную щеку. Наклон подвиж-

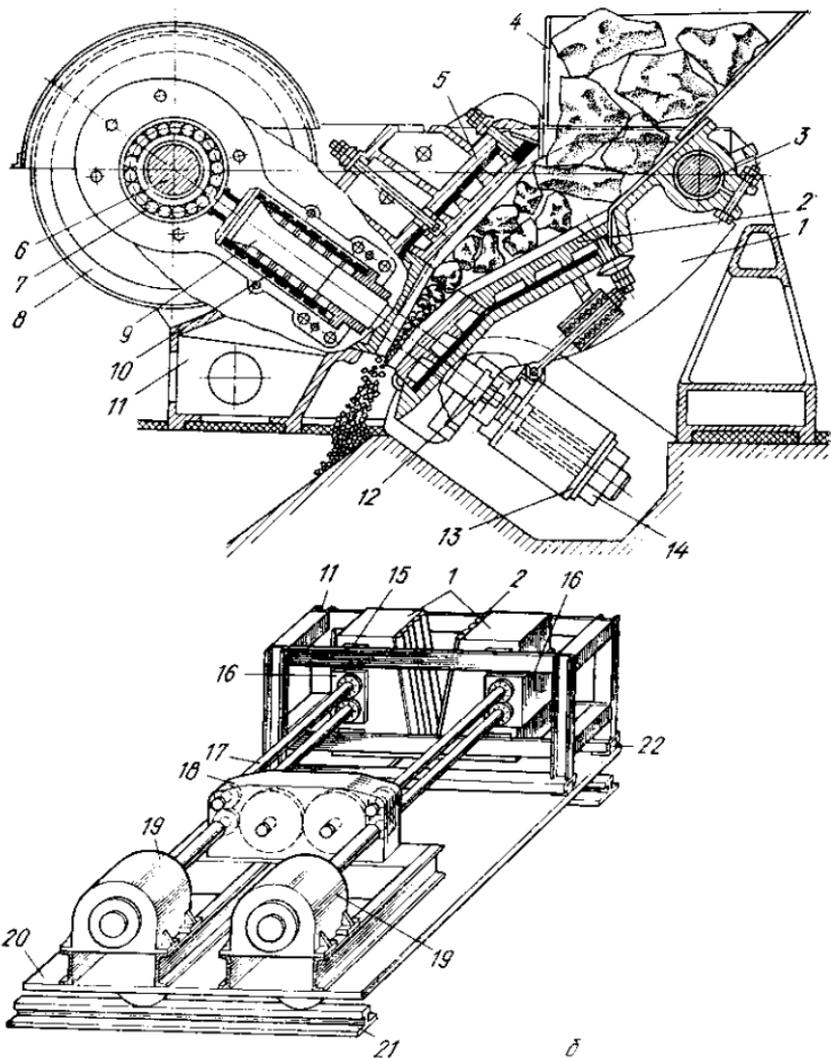


Рис. IV.5. Щековые дробилки неградиционной схемы:

a — ударнощечковая фирмы «Крупп»; 6 — инерционная уравновешенного типа (ИГД АН СССР); 1 — подвижная щека; 2 — футеровка; 3 — ось вращения подвижной щеки; 4 — приемная воронка; 5 — неподвижная щека; 6 — главный вал (эксцентрик); 7 — роликподшипник; 8 — маховик; 9 — тяга; 10 — набор предохранительных кольцевых пружин; 11 — станина; 12 — вкладыш подвижной щеки; 13 — продольная нажимная балка; 14 — регулировочная гайка разгрузочной щеки; 15 — резинометаллические виброизоляторы сдвига; 16 — дебалансные вибровозбудители; 17 — карданные валы; 18 — синхронизирующая зубчатая передача; 19 — электродвигатели; 20 — опорная платформа; 21 — рельсы; 22 — опорные виброизоляторы станины

ной щеки увеличивается по направлению к разгрузочной щели, поэтому материал проходит нижнюю часть камеры дробления быстрее, чем верхнюю. Размах колебаний подвижной щеки постепенно увеличивается книзу и вблизи разгрузочной щели он значительно больше, чем в дробилках традиционной схемы. Частота вращения главного вала также больше. Встроенная в шатун система кольцевых пружин начинает сжиматься только при попадании в дробилку недробимых тел, защищая ее от перегрузки. Потери на трение в сочленениях уменьшены — вместо четырех сухарей (см. рис. IV.4, а) поставлен только один. Станина работает только на сжатие. Производительность дробилки в 1,5 раза выше, чем у соответствующих дробилок типа «Блек».

Большой ход подвижной щеки в нижней части и повышенная частота качаний создают настолько значительные ускорения при размыкании щек, что на мгновения куски дробимого материала отстают от быстроотходящей подвижной щеки. В период холостого хода щеки материал находится в разрыхленном и взвешенном состоянии, что при последующем рабочем ходе (с учетом зазора на продольной балке) создает ударное усилие раздавливания от щеки к куску материалу (отсюда и название дробилки).

В то же время частые жесткие удары создают значительные нагрузки на все элементы кинематической и силовой цепи.

Инерционные щековые дробилки уравновешенного типа (см. рис. IV.5, б) отличаются тем, что в них усилия дробления совсем не передаются на станину. Это характерно для различных конструкций инерционных дробилок.

В дробилке конструкции Института горного дела им. А. А. Скочинского АН СССР две подвижные щеки совершают синхронные антифазные колебания вдоль горизонтальной оси, проходящей через центр масс системы, что обеспечивает замыкание дробящих усилий на дробимом материале и уравновешивание инерционных нагрузок, возникающих при колебаниях щек. Это позволяет устанавливать дробилку без фундамента и делает ее особенно пригодной для дробильно-перегрузочных агрегатов. Производительность ее в 1,5—2 раза выше, чем у соразмерной традиционной щековой дробилки.

Подвижные щеки связаны со станиной через упругую систему с резинометаллическими виброизоляторами, работающими на сдвиг. В колебательное движение щеки приводятся жестко закрепленными на каждой из них двумя

дебалансными вибровозбудителями, создающими направленные вдоль горизонтальной оси вынуждающие силы, которые изменяются по синусоидальному закону. Вращение дебалансным валам передается от электродвигателей через синхронизирующую зубчатую передачу и карданные валы. Передача обеспечивает принудительную антифазную синхронизацию щек. Для исключения передачи на опорную платформу случайных возмущений и направленных вниз реактивных импульсов, возникающих при соударении щек с дробимым материалом, между станиной и опорной платформой установлены упругие виброизоляторы.

При подаче в инерционную дробилку несортированного материала с кусками различного размера вибрация способствует более быстрому отделению мелких фракций и выходу их из камеры дробления, причем переизмельчение фракций, не подлежащих дроблению, практически отсутствует. Инерционная связь привода со щеками исключает поломки в кинематической цепи привода при попадании в камеру дробления недробимых тел: происходит раздвижка щек и гашение их колебаний, а дебалансные валы вибровозбудителей продолжают вращаться без помех. Сравнительно высокая частота колебаний щек препятствует налипанию и последующей цементации мелких частиц на дробящих плитах, что позволяет эффективно дробить липкие и вязкие материалы. Строгое плоско-параллельное движение щек исключает относительное движение дробящих поверхностей и кусков дробимого материала, что обеспечивает равномерное дробление по всей высоте камеры дробления и снижение износа дробящих плит при дроблении абразивных материалов, а также позволяет загружать в дробилку куски материала, по размеру почти равные приемному отверстию. Инерционная связь привода дробилки со щеками обеспечивает запуск ее при завале камеры дробления материалом. Такой режим запуска является для инерционных дробилок оптимальным, так как облегчает выход системы в рабочую зарезонансную зону. Так, например, у инерционной щековой дробилки ШИД12×15 собственная частота колебаний составляет $\omega_0 = 68 \text{ с}^{-1}$, частота вынужденных колебаний $\omega = 136 \text{ с}^{-1}$.

Плоско-параллельное движение щек позволяет менять ширину разгрузочной щели инерционной дробилки в больших пределах, чем в традиционной щековой, меняя соответственно и ширину приемного отверстия и сохраняя неизменным угол захвата щеками кусков материала. Применение таких дробилок растет.

Расчет дробилки (рис. IV.6) начинают с определения угла захвата, т. е. угла, образованного плоскостями двух щек. При повышенных значениях этого угла дробимый материал выталкивается вверх во время сближения щек, при слишком малых — уменьшается степень дробления материала.

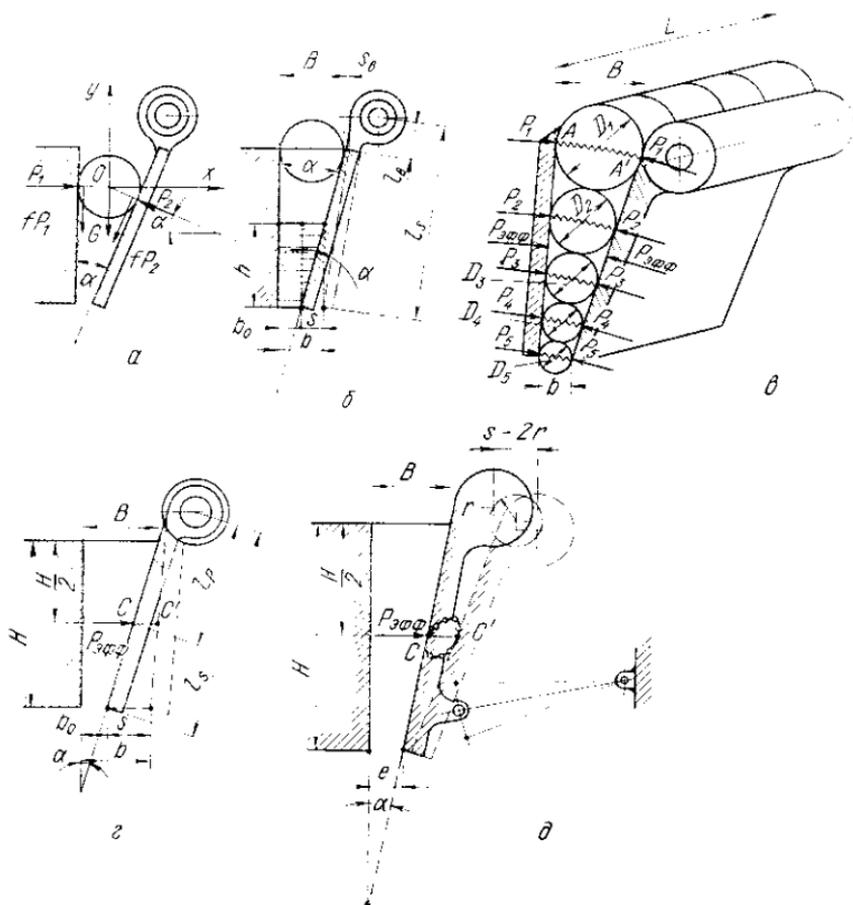


Рис. IV.6. Схемы к технологическому расчету щековых дробилок: а — действие сил и угол захвата; б — «призма выпадения», определяющая оптимальную частоту вращения; в — разрушение кусков в дробилке по В. А. Бауману; г — положение равнодействующей $P_{эф}$ для ШДП; д — то же, для ШДС

Для определения оптимального угла захвата α рассмотрим усилия, действующие на кусок материала в дробящем пространстве: сила нажатия подвижной щеки на кусок P_2 , реакция неподвижной щеки P_1 и силы трения куска о подвижную и неподвижную щеки, соответственно jP_2 и jP_1 (где j — коэффициент трения между куском и

футеровкой). Силой тяжести самого куска пренебрегаем ввиду ее малой величины по сравнению с силами P_1 и P_2 .

Вертикальная составляющая силы P_2 стремится вытолкнуть кусок из камеры дробления, чему препятствуют силы fP_2 и fP_1 . Предельным углом захвата является такой угол, при котором куски разрушаются, не будучи вытолкнутыми. Условием равновесия куска при предельном угле захвата является равенство сил, направленных вверх и вниз. Начало координат разместим в центре куска и ось абсцисс направим соосно направлению силы P_1 .

Сумма проекций сил на ось X равна

$$\Sigma X = P_1 - P_2 \cos \alpha - fP_2 \sin \alpha = 0. \quad (\text{IV.1})$$

Сумма проекций на ось Y равна

$$\Sigma Y = -fP_1 - fP_2 \cos \alpha + P_2 \sin \alpha = 0. \quad (\text{IV.2})$$

Из (IV.1)

$$P_1 = P_2 \cos \alpha + fP_2 \sin \alpha. \quad (\text{IV.3})$$

Подставив (IV.3) в (IV.2), получим:

$$-fP_2 \cos \alpha - f^2 P_2 \sin \alpha - fP_2 \cos \alpha + P_2 \sin \alpha = 0 \quad (\text{IV.4})$$

Разделив (IV.4) на $P_2 \cos \alpha$, получим

$$f + f^2 \operatorname{tg} \alpha + f - \operatorname{tg} \alpha = 0; \quad 2f + f^2 \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha = 0;$$

$$\operatorname{tg} \alpha - f^2 \operatorname{tg} \alpha = 2f; \quad \operatorname{tg} \alpha (1 - f^2) = 2f;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 2f / (1 - f^2).$$

Заменяя $f = \operatorname{tg} \varphi$ (где φ — угол трения), имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = 2 \operatorname{tg} \varphi / (1 - \operatorname{tg}^2 \varphi).$$

Воспользовавшись тригонометрическим соотношением $2 \operatorname{tg} \varphi / (1 - \operatorname{tg}^2 \varphi) = \operatorname{tg} 2\varphi$, окончательно получаем

$$\alpha \leq 2\varphi, \quad (\text{IV.5})$$

т. е. предельный угол захвата должен быть меньше двойного угла трения.

Для большей части дробимых материалов $f \geq 0,2$ и $\varphi \geq 12^\circ$, т. е. $2\varphi \geq 24^\circ$, поэтому принятые на практике $\alpha = 20 - 24^\circ$.

Ход подвижной щеки s — перемещение щеки на уровне разгрузочной щели (см. рис. IV.6, б) — определяют из условия обязательности разрушения наибольшего куска на уровне приемного отверстия. При этом

$$\sigma = \epsilon E = \sigma_{сж}; \quad \sigma_{сж} = s_B E / B, \quad (\text{IV.6})$$

где σ — напряжение в наибольшем куске; ϵ — относительная деформация; E — модуль продольной упругости, $\sigma_{сж}$ — предел прочности дробимого материала при сжатии. Ход щеки s_B на уровне приемного отверстия шириной B относится к ходу щеки s на уровне разгрузочной щели, как радиус l_B качания подвижной щеки на уровне приемного отверстия к наибольшему радиусу l_s щеки:

$$s_B/s = l_B/l_s.$$

Отсюда $s_B = sl_B/l_s$. Подставляя в (IV.6), получим

$$\sigma_{сж} = sl_B E / Bl_s, \text{ откуда } s = k_r \sigma_{сж} B l_s / E l_B, \quad (\text{IV.7})$$

где k_r — коэффициент гарантированного дробления наиболее крупного куска ($k_r = 1,25 - 1,5$).

Частота вращения главного вала и качаний подвижной щеки определяется на основании гипотезы, что за время холостого хода из камеры дробления свободно выпадает призма материала трапецеидального сечения с большим основанием, равным ширине разгрузочной щели b (см. рис. IV.6, б). Высота призмы h равна уровню камеры дробления, на котором ширина камеры дробления в момент окончания рабочего хода равна ширине разгрузочной щели. Время отхода подвижной щеки от неподвижной принимаем равным времени, за которое главный вал сделает поворот: $t = \pi/\omega$, где ω — угловая скорость вращения главного вала.

Это же время из условия свободного падения кусков с высоты $h = gt^2/2$ будет равно

$$= \sqrt{2h/g}.$$

Приравнивая оба выражения времени, получим

$$\omega = \pi \sqrt{g/2h}.$$

Подставляя значение $h = s/\text{tg } \alpha$, а также значения g и π , имеем

$$\omega = 7 \sqrt{(\text{tg } \alpha)/s}. \quad (\text{IV.8})$$

При распространенном $\alpha = 22^\circ$ значение $\omega = 4,44/\sqrt{s}$. Если учесть фактические данные замеров, показывающие что при обратном ходе подвижной щеки усилие нажатия ее на материал снижается до нуля не мгновенно, а за счет упругого расширения материала это усилие уменьшается до нуля в течение четверти оборота главного вала, то разгрузка происходит только за оставшуюся четверть оборота на длине половины хода и $\omega = 4,9 \sqrt{(\text{tg } \alpha)/s}$.

Производительность дробилки определяют на основе изложенной ранее гипотезы о «призме выпадения» (см. рис. IV.6, б). За один оборот главного вала из дробилки выпадает призма сечением

$$A = (b + b_0)h/2 = (b + b_0)s/2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Тогда объемная производительность Q_v , м³/ч:

$$Q_v = \frac{(b + b_0)s}{2 \operatorname{tg} \alpha} L \frac{\omega}{2\pi} 3600 = 287 (b + b_0) sL\omega/\operatorname{tg} \alpha, \quad (\text{IV.9})$$

где b — номинальная ширина разгрузочной щели, м; b_0 — ширина разгрузочной щели в момент наибольшего сближения щек; s — ход подвижной щеки на уровне разгрузочной щели, м; L — длина камеры дробления, м.

Соответственно, массовая производительность Q , т/ч:

$$Q = Q_v \rho \psi,$$

где ρ — плотность насыпного материала, т/м³; ψ — коэффициент разрыхления дробленого материала, $\psi = 0,4 - 0,75$. Тогда

$$Q = 287 (b + b_0) sL \omega \rho \psi / \operatorname{tg} \alpha. \quad (\text{IV.10})$$

Усилие дробления, действующее со стороны рабочего органа дробилки на материал, равномерно заполняющий камеру дробления (см. рис. IV.6, в) определяют из гипотезы, что бо́льшая часть кусков разрушается не сжатием, а раскалыванием, при котором разрыв кусков по линиям AA' происходит при превышении значениями напряжений временного сопротивления при растяжении.

Условно приняв по методике В. А. Баумана, что камера дробления заполнена кусками цилиндрической формы (или параллелепипедами) общей длиной L , равной длине камеры дробления, и диаметрами (или сторонами квадратных сечений) D_1, D_2, D_3 и т. д., которые разрушаются по продольным сечениям $D_i L$, можно записать:

для первого куска

$$P_1 = p D_1 L;$$

для остальных

$$P_2 = p D_2 L;$$

$$P_3 = p D_3 L;$$

• • • • •

$$P_n = p D_n L,$$

где p — напряжение, пропорциональное временному сопротивлению при растяжении.

Тогда полное усилие, развиваемое щекой, представим суммой

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = pL(D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n).$$

Сумма всех диаметров приблизительно равна высоте H неподвижной щеки, т. е.

$$D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n \approx H.$$

Тогда эффективное усилие дробления

$$P_{\text{эф}} \approx k_{\text{зап}} p L H,$$

где $k_{\text{зап}}$ — коэффициент заполнения площади щеки, $k_{\text{зап}} = 0,25$.

Если обозначить через $k_{\text{зап}} p = q$ среднее расчетное давление, то получается формула В. А. Баумана:

$$P_{\text{эф}} = q L H. \quad (\text{IV.11})$$

Для руд и пород повышенной прочности Механобр рекомендует принимать $q = 2,4$ МПа.

Мощность привода можно определить по закону изменения усилия дробления в период одного цикла движения подвижной щеки, соответствующего одному обороту главного вала. Полученное по формуле (IV.11) усилие является максимальным, действующим в момент разрушения кусков. Исследованиями установлено, что среднее (за цикл) усилие дробления $P_{\text{ср}}$ значительно меньше $P_{\text{эф}}$:

$$P_{\text{ср}} = \beta P_{\text{эф}},$$

где β — коэффициент отношения этих усилий, принимаемый равным 0,2.

Приняв, что среднее усилие $P_{\text{ср}}$ действует в течение всего цикла, на протяжении хода подвижной щеки s , и определив путь точки его приложения C , можно выразить работу дробления и требуемую мощность (см. рис. VI.6, з). Из соотношений радиусов качания точки C (l_p) и конца щеки (l_s) имеем $l_p/l_s = m$, где m — конструктивный параметр. Для современных дробилок: $m = 0,59 - 0,6$ для ЩДП и $m = 0,5$ для ЩДС (здесь $m = CC'/s$, а $s = 2e$, где e — эксцентриситет главного вала).

Тогда средняя потребляемая мощность:

$$\text{для ЩДП } N_{\text{ср}} = 30 m \beta P_{\text{эф}} s \omega / \pi \eta_{\Sigma}, \quad (\text{IV.12})$$

$$\text{для ЩДС } N_{\text{ср}} = 60 m \beta P_{\text{эф}} r \omega / \pi \eta_{\Sigma}, \quad (\text{IV.13})$$

где η_{Σ} — полный к.п.д. привода дробилки, при подшипниках скольжения, $\eta_{\Sigma}=0,75$; при подшипниках качения $\eta_{\Sigma}=0,80$.

Для преодоления пиковой нагрузки и возможности пуска под завалом выбирают двигатель $N=k_3N_{\text{ср}}$, где k_3 — коэффициент запаса, $k_3=1,3—1,5$ в зависимости от количества и массы маховиков, наличия микропривода.

Расчет маховика ведут из условия обеспечения заданной степени неравномерности хода δ , которая определяется из выражения $\delta=(\omega_{\text{max}}-\omega_{\text{min}})/\omega_{\text{ср}}$ и должна находиться в пределах $0,02—0,03$. Здесь ω_{max} и ω_{min} — соответственно угловые скорости маховика в конце и начале холостого хода.

За время холостого хода маховики разгоняются и запасают кинетическую энергию T , которую отдают во время рабочего хода, когда идет дробление.

$$T=J(\omega_{\text{max}}^2-\omega_{\text{min}}^2)/2, \quad (\text{IV.14})$$

где J — момент инерции маховика. Для щековых дробилок принимают, что отдаваемая маховиком энергия должна составлять, примерно, половину работы дробления $W_{\text{др}}$, т. е.

$$T=0,5W_{\text{др}}. \quad (\text{IV.15})$$

Значения $W_{\text{др}}$ определяют по формулам, аналогичным (IV.12) и (IV.13):

$$\text{для ШДП } W_{\text{др}}=30m\beta P_{\text{эф}}s;$$

$$\text{для ШДС } W_{\text{др}}=60m\beta P_{\text{эф}}r.$$

Из (IV.14) с учетом (IV.15) определим J :

$$J=W_{\text{др}}/(\omega_{\text{max}}^2-\omega_{\text{min}}^2).$$

Учитывая, что $(\omega_{\text{max}}+\omega_{\text{min}})/2=\omega_{\text{ср}}$, т. е. средней угловой скорости, после преобразований, получаем

$$J=W_{\text{др}}/2\omega_{\text{ср}}^2\delta.$$

Массу маховика находим, зная, что $J=MR^2$, где M — масса маховика; R — радиус центра тяжести сечения маховика. Отсюда

$$M=W_{\text{др}}/2R^2\omega_{\text{ср}}^2\delta.$$

Значения R принимают конструктивно, задаваясь сечением маховика, с ограничением окружной скорости его обода величиной $25—30$ м/с.

Если маховиков два, то массу каждого принимают равной $0,5 M$.

Расчеты основных узлов щековых дробилок — станины, подвижной щеки, шатуна, распорных плит проводят по величине эффективного усилия дробления.

Расчет инерционной щековой дробилки уравновешенного типа имеет некоторые особенности, обусловленные ее устройством и условиями работы (рис. IV.7).

Дробилка представляет собой трехмассную колебательную систему со средней (практически неподвижной в силу динамической уравновешенности) массой — станией m_3 и двумя крайними массами в виде подвижных щек m_1 и m_2 .

По методике Д. И. Жуковина, исходными величинами для расчета динамических параметров дробилки являются массы наибольшего куска m_k дробимого материала и щеки $m_{щ}$:

$$m_k = m_0 \approx 0,5 D_{\max}^3 \rho,$$

где D_{\max} — средний размер наибольшего куска; ρ — плотность материала.

Значение $m_{щ}$ найдем из соотношения

$$k_m = m_{щ}/m_k \geq 0,5 \operatorname{ctg}^2 0,5\alpha,$$

где α — угол захвата ($18-23^\circ$); k_m — коэффициент отношения масс щек и наибольшего куска, принимаемый в пределах $12-20$. Массу каждой щеки следует уточнять, исходя из условия, что кинетическая энергия щеки должна быть достаточна для разрушения данного материала

$$T = m_{щ} v^2 / 2 \geq \sigma^2 m_k / 2 E \rho,$$

где v — скорость щеки при ударе по куску; σ — временное сопротивление материала (принимаемое по В. А. Бауману равным среднему расчетному давлению q в формуле (IV.11)); E — модуль продольной упругости материала.

Выбор массы щеки и ее конструктивное уточнение по прочностному расчету позволяют рассчитать коэффициент жесткости c основной упругой системы

$$c = \omega^2 m_{щ},$$

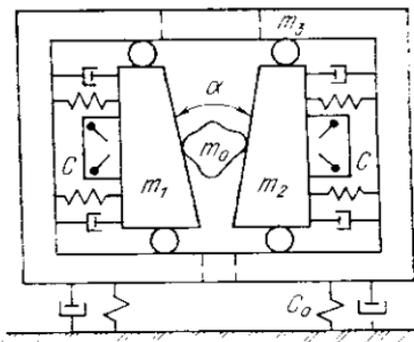


Рис. IV.7. Принципиальная схема к расчету инерционной щековой дробилки уравновешенного типа

где из найденного теоретически и подтвержденного экспериментально условия оптимальной настройки $\omega_0/\omega \approx 0,5$. Здесь ω_0 — собственная частота свободных колебаний системы; ω — частота вынужденных колебаний (круговая частота вращения дебалансного вибровозбудителя щеки).

При этом максимально достижимая (но далеко не при каждом ударе реализуемая) величина ударной скорости

$$v = 2,66s_a\omega,$$

где s_a — амплитуда безударных колебаний при $\omega_0/\omega \rightarrow 0$, т. е. при $\omega \gg \omega_0$,

$$s_a = m_{\text{деб}}r/m_{\text{щ}},$$

где $m_{\text{деб}}$ — суммарная масса дебалансов двух валов вибровозбудителя щеки; r — радиус центра массы дебаланса относительно его оси вращения.

Основным динамическим параметром вибрации щек наряду с частотой ω является амплитуда колебаний, величину которой принимают равной 2—4 мм, причем меньшие величины s_a принимают для дробилок больших типоразмеров и материалов меньшей крепости.

Максимальная ударная скорость при $\omega_0/\omega = 0,5$ достигает 2,7 м/с.

Первая стадия рабочего цикла завершается встречей куска с одной из щек, вторая стадия — совместное движение щеки и дробимого куска завершается встречей с другой щекой. Ударная сила, реализуемая в этот момент, и вызывает основные разрушения дробимого материала.

Ударная сила определяется соотношением

$$P_{\text{уд}} = m\ddot{x},$$

где \ddot{x} — вторая производная виброперемещения по времени (ударное ускорение). Максимальная ударная сила достигается при максимальном ударном ускорении $\ddot{x} = 80 g$.

Максимальная нагрузка R на дебалансные валы центрального вибровозбудителя подвижной щеки равна сумме наибольших величин вынуждающей и инерционной сил

$$R = m_{\text{щ}}(\omega^2 r + \ddot{x}).$$

Ее величину используют при расчете подшипников вибровозбудителя.

Коэффициент жесткости c_0 упругой опоры станины определяют из условия достаточной отстройки системы виброизоляции $\omega_0/\omega = 0,05—0,1$.

$$c_0 = (\omega_0')^2 m_{\text{др}},$$

где ω'_0 — частота собственных колебаний системы виброизоляции; $m_{др}$ — общая колеблющаяся масса дробилки без привода.

Потребляемая мощность привода определяется потерей кинетической энергии шек при ударах.

Наибольшей потере энергии при ударной скорости v соответствует мощность P :

$$P = 15,6m_{ш}v^2\omega.$$

§ IV.3. Конусные дробилки

Эти дробилки являются наиболее распространенным видом дробильного оборудования в отрасли (до 40%). Подвижный дробящий усеченный конус 1, расположенный эксцентрично (или с наклоном оси) внутри неподвижного усеченного конуса (чаши) 2, является основным рабочим органом таких дробилок (рис. IV.8). Движение подвижного конуса аналогично качанию конического маятника, однако конус еще и поворачивается вокруг своей продольной оси, а сама ось описывает коническую поверхность (кроме дробилок с неподвижной осью, рис. IV.8, а). Дробление материала происходит при сближении конусов, разгрузка готового продукта — при их взаимном удалении. В этих дробилках материал подвергается воздействию сжимающих, разрывающих, истирающих и изгибающих нагрузок, причем последние достигают значительной величины, благодаря конусной форме камеры дробления.

По сравнению со шековыми, конусные дробилки обладают рядом преимуществ, которые и предопределили их широкое распространение: непрерывность рабочего процесса, значительная уравновешенность подвижных частей, высокая степень дробления, возможность запуска под завалом, более высокая надежность.

В разомкнутом положении выходная щель имеет ширину b . При сближении конусов щель уменьшается до размера b_0 , причем $b_0 = b - s$, где s — ход конуса (размах колебаний). Номинальный размер D_n наибольших кусков, которые могут быть загружены в дробилку, определяется радиальной шириной приемного отверстия. Обычно принимают $D_n = 0,8b$.

Конусные дробилки различают по кинематике движения рабочего конуса, способу его опирания, приводу, способам разгрузки дробленого материала и создания усилия дробления.

По кинематике различают дробилки с неподвижной вертикальной осью; с подвижным валом, ось которого образует малый угол ε ($1-2^\circ$) с осью симметрии дробилки — угол нутации. В дробилках с неподвижной осью (см. рис. IV.8, *a*) геометрическая ось подвижного конуса остается во время его движения вертикальной и параллельной своему первоначальному положению, а все точки его по-

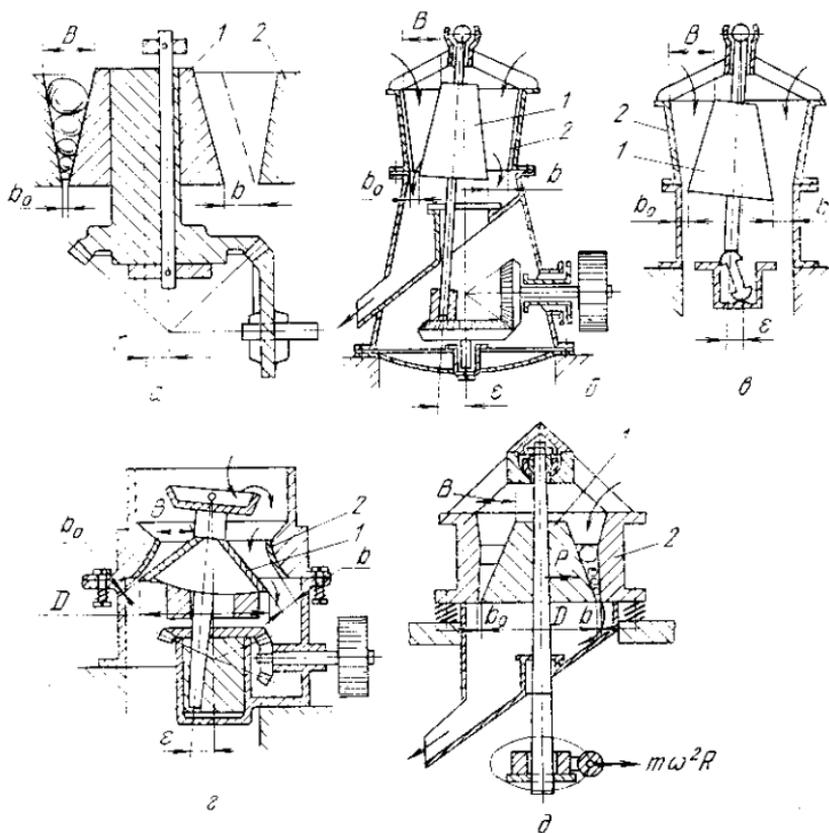


Рис. IV.8. Конусные дробилки различных видов:

a — с неподвижной осью; *б* — с подвесным валом (ККД «гирационная»); *в* — с опорой вала при ГРЦ (ККД, КРД); *г* — с консольным валом, опирающимся на сферический подпятник (КСД и КМД); *д* — инерционная бесэксцентриковая (КИД)

верхности (если конус не вращается вокруг эксцентрикового стакана) описывают окружности одинакового радиуса, равного эксцентриситету r .

Во всех остальных дробилках (см. рис. IV.8, *б—д*) геометрическая ось конуса, имеющая одну неподвижную точку в пространстве, при своем движении описывает коническую поверхность (прецессионное движение) и потому

радиус круговых движений отдельных точек рабочей поверхности тем больше, чем они ближе к выходной щели. В машинах этого кинематического типа конус может иметь подвесной вал, укрепленный на верхнем шарнире (см. рис. IV.8, б, д), вал с опорой внизу (см. рис. IV.8, в) или консольный вал с опорой в центральной части (см. рис. IV.8, г).

Дробилки по схеме рис. IV.8, б и в за рубежом называют гирационными. Подвижный конус приводится в движение эксцентриковым передаточным механизмом (см. рис. IV.8, а—г) либо дебалансным вибровозбудителем (см. рис. IV.8, д).

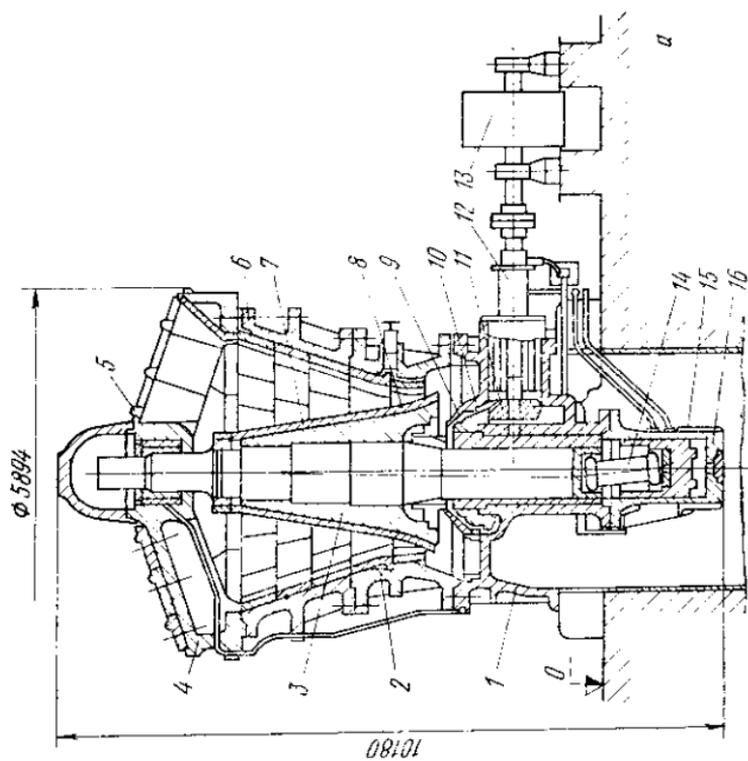
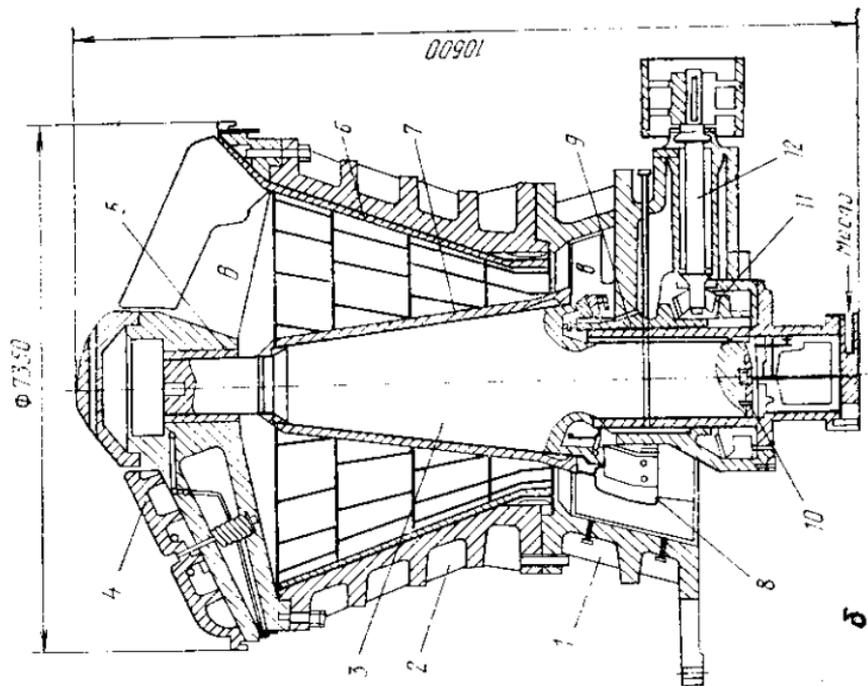
Следует подчеркнуть, что во всех описанных выше дробилках подвижный конус совершает сложные движения. При свободной посадке вала конуса в эксцентрик на холостом ходу он вращается вместе со своим ведущим звеном (эксцентрик, дебаланс). В процессе дробления силы трения между кусками материала и поверхностью подвижного конуса всегда значительно больше сил трения в опорах скольжения вала конуса внутри эксцентрика, поэтому конус вращается всегда вокруг своей оси в направлении, обратном вращению ведущего звена. Поскольку силы трения на поверхности дробления непостоянны, конус вращается с неопределенной и переменной частотой.

По способу разгрузки дробленого материала различают дробилки с центральной и боковой (см. рис. IV.8, б, д) разгрузкой. В СССР с 1957 г. выпускают дробилки только с центральной разгрузкой.

Машины с неподвижной осью с 1961 г. в СССР не производятся.

Конструкции выпускаемых в СССР конусных дробилок регламентированы ГОСТ 6937—81Е (СТ СЭВ 1325—78) «Дробилки конусные. Технические условия». Соответственно трем стадиям дробления различают три основных типа дробилок: конусные крупного дробления (ККД), конусные среднего дробления (КСД) и конусные мелкого дробления (КМД). Кроме того, для четырехстадийного дробления выпускают дробилки конусные редуцированного дробления (КРД), используемые и для вторичного крупного дробления (поддраблывания) и для первичного.

Номинальными размерами дробилок ККД и КРД, определяющими их типоразмер, являются ширина B приемного отверстия и ширина b выходной щели в раскрытом положении, записанные в виде дроби, например, ККД-1500/180 (рис. IV.9, а).



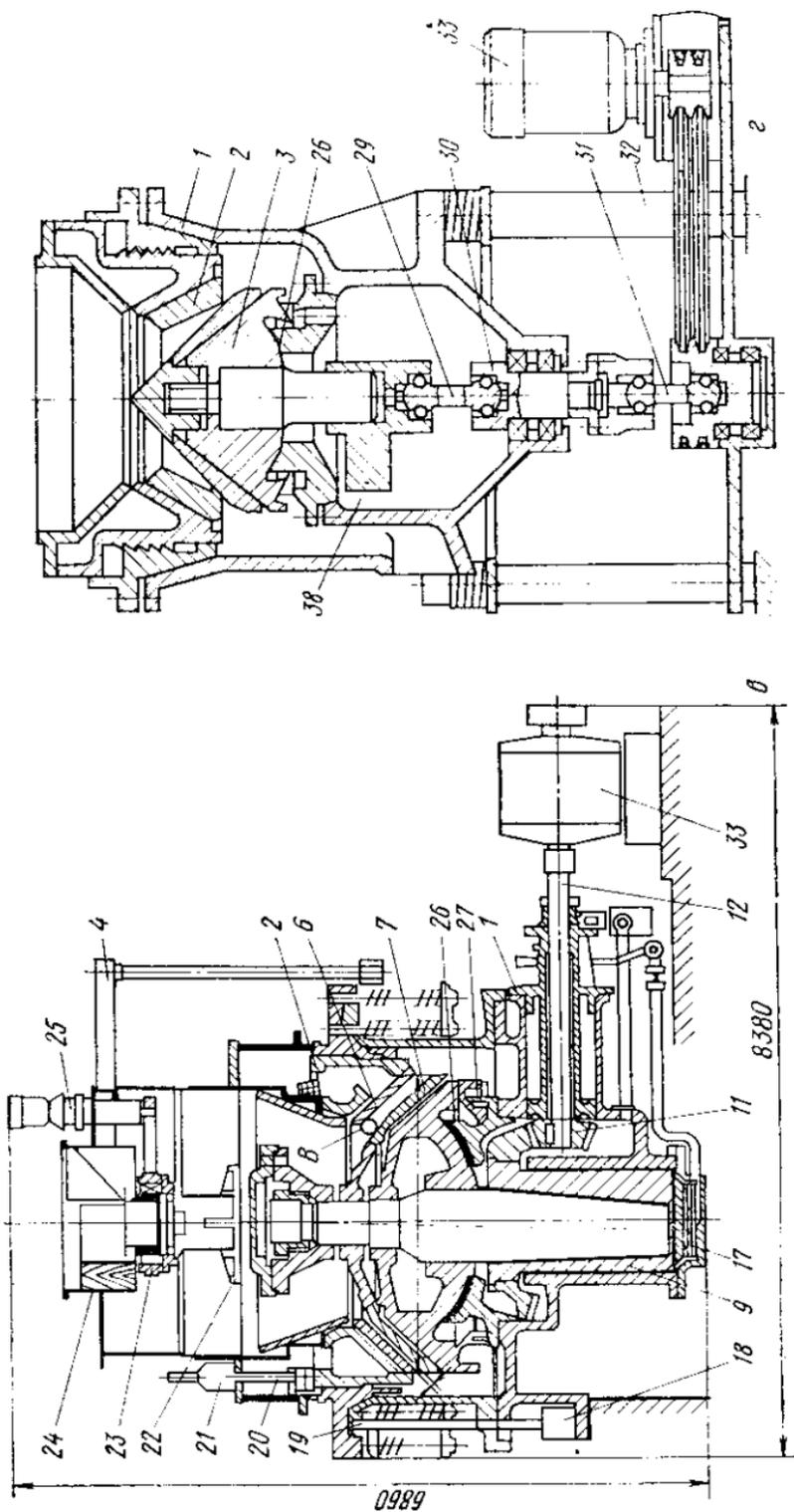
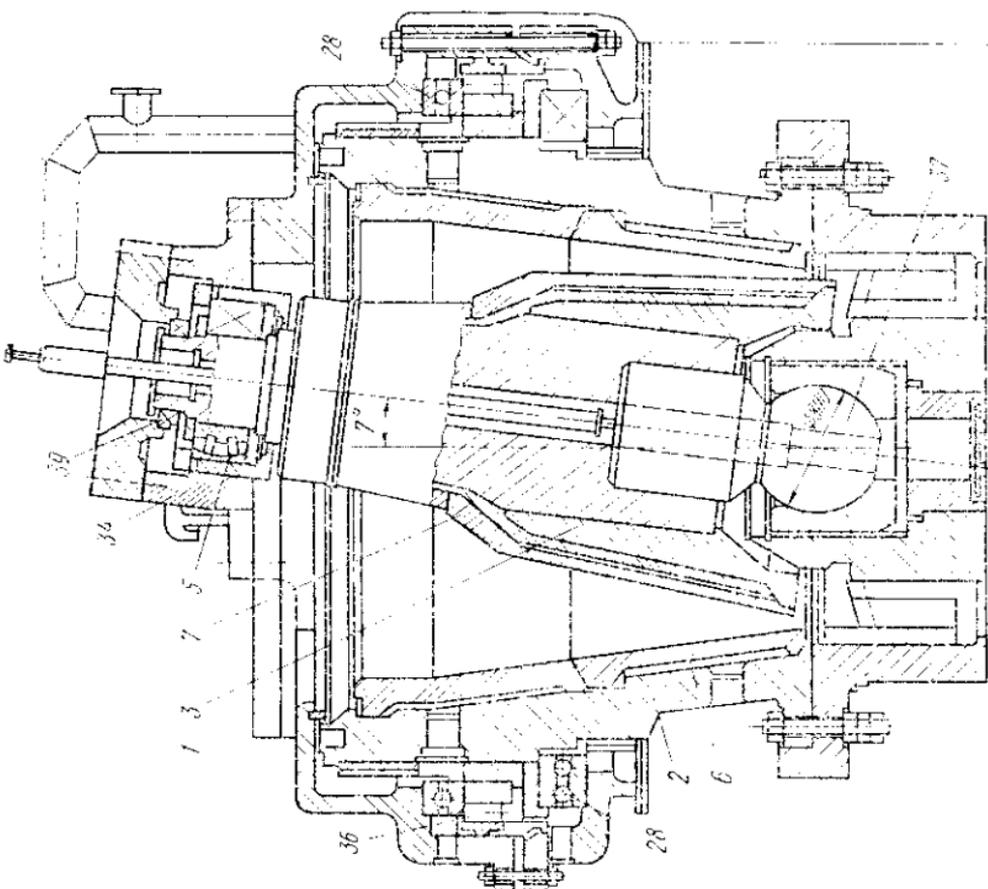


Рис. IV.9, а, б, в, г.

Продолжение

Рис. IV.9. Конструкции конусных дробилок:

а — ККД—1500/180; б — гирационная дробилка крупного дробления с цельным главным валом-конусом фирмы «Кобэ стил» 1520/230; в — КМД—3000Т; 2 — КИД—1750; д — КВКД—1200/200; 1 — станна; 2 — дробильная чаша; 3 — дробящий конус; 4 — траверса; 5 — верхний подшипник; 6 — футеровка чаши; 7 — футеровка конуса; 8 — противопылевое уплотнение; 9 — эксцентрик; 10 — подпятник скольжения; 11 — зубчатая передача; 12 — приводной вал; 13 — вал ведомого шкива привода; 14 — опора вала (пест); 15 — поршень; 16 — гидроцилиндр; 17 — дисковый подпятник; 18 — гидродомкраты подъема опорного кольца; 19 — штанги подъема; 20 — колонки; 21 — гидродомкраты выбора люфта; 22 — тарелка; 23 — распределитель питания; 24 — приемная коробка; 25 — привод распределителя; 26 — сферический подпятник опорной чаши; 27 — гидравлический пылевой затвор; 28 — шариковый круг; 29 — опорно-приводной шпиндель; 30 — промежуточный вал; 31 — приводной шпиндель; 32 — опоры с виброизоляторами; 33 — электродвигатель; 34 — узел крепления верхнего конца вала конуса; 35 — привод вращения чаши; 36 — роликовый круг; 37 — сферическая пята; 38 — дебалансный вибровозбудитель; 39 — подшипник упорный шариковый



Верхняя траверса дробилки ограничивает проходное приемное отверстие, поэтому число лучей уменьшают до минимума (до двух).

В конусных дробилках крупного дробления соединение конуса с главным валом снижает надежность машины. Показанная на рис. IV.9, б конструкция гирационной дробилки фирмы «Кобэ стил» (Япония) имеет цельнокованую деталь, объединяющую в одно целое главный вал с конусом.

Дробилки КСД и КМД маркируют по диаметру основания подвижного конуса. Кроме того, они имеют два исполнения — для грубого (Гр) и для тонкого (Т) дробления, что отражается в условном обозначении, например, КСД-3000Т. Дробилки КМД в исполнении для тонкого дробления выпускают трех видов — Т, Т1 и Т2.

Дробилки ККД и КРД имеют конусы с небольшим углом при вершине ($20-40^\circ$), причем неподвижный конус обращен большим основанием вверх, а подвижный вниз. Такой профиль камеры дробления позволяет загружать в машину исходный материал больших размеров.

Дробилки КСД и КМД имеют оба конуса со значительно большим углом при вершине ($96-100^\circ$), образующие которых расположены почти параллельно, что обеспечивает качественное дробление. Это видно из сравнения конструкций на рис. IV.9, а, б, в.

В дробилках типа ККД и КРД эксцентриковый стакан внутри и снаружи заливается баббитом, в дробилках КСД и КМД применены бронзовые втулки.

Для повышения степени дробления и восприятия увеличенных нагрузок в новых конструкциях конусных дробилок среднего дробления применяют двухподшипниковое опирание вала дробящего конуса. Так, в дробилках «Экскон» (Япония) консольное расположение конуса и сферическая его опора заменены верхним радиальным подшипником скольжения.

В последние годы на дробилках ККД и КРД применено гидравлическое регулирование щели (ГРЩ). Оно обеспечивает не только дистанционное регулирование, но позволяет также расклинивать ее при попадании недробимых тел и опускать подвижный конус при запуске под завалом.

В дробилках КСД и КМД неподвижный конус составляет одно целое с регулировочным кольцом, которое сопрягается упорной трепещендальной резьбой с опорным кольцом. Для установления зазоров в резьбе под нагрузкой

осевой люфт в ней выбирают, поднимая регулировочное кольцо гидродомкратами, а размер щели регулируется гидроцилиндрами с храповым устройством поворотом регулировочного кольца по резьбе.

Опорное кольцо прижимается к промежуточному кольцу работающими на сжатие пакетами пружин, размещенными по периметру. При попадании в камеру дробления недробимых тел возникает распорное вертикальное усилие, пружины сжимаются, опорное кольцо с неподвижной чашей приподнимаются и металлический предмет вываливается, если его размер меньше раскрытой выходной щели. Освобождение от крупных недробимых тел, а также от руды при пуске под завалом, осуществляется более мощными нижними гидродомкратами.

В ККД и КРД верхний подшипник вала дробящего конуса, противопоылевое уплотнение и подшипники привода смазываются от автоматической централизованной системы пластичным смазочным материалом УНИОЛ-2, а эксцентриковый стакан, зубчатая передача, пест, подшипники приводного вала — маслом от циркуляционной системы. В КСД и КМД смазывание всех узлов трения — жидкое циркуляционное.

Дробилки ККД изготавливает ПО УЗТМ четырех типоразмеров (от 500/75 до 1500/180), КРД — тоже УЗТМ, двух типоразмеров (700/75 и 700/100).

Дробилки КСД-1200 и КМД-1200 выпускает ЮУМЗ, КСД и КМД трех типоразмеров (1750, 2200 и 3000) — УЗТМ, КСД-600 Гр выпускает Костромской завод «Строммашина», КСД-900 Гр — Выксунский завод ДРО.

Наиболее мощная из этих дробилок ККД-1500/180. Наибольший размер исходных кусков 1200 мм, диаметр основания дробящего конуса 2520 мм, частота вращения (качания) конуса 90 об/мин, мощность привода 400 кВт, производительность 1450 м³/ч, масса — 416 т.

В конусных дробилках с кинематически определенным качательным движением подвижного конуса (постоянство эксцентриситета), разгрузочная щель не может быть меньше суммы отклонений радиусов футеровки конуса и чаши. Поэтому нельзя получить конечный продукт дробления мельче 5—6 мм.

В начале 50-х годов в Механобре были разработаны *инерционные безэксцентриковые дробилки (КИД)* (см. рис. IV.9, г). В них гирационное движение сообщает дробящему конусу центробежный вибровозбудитель (один или два) дебалансного типа. Механизм привода конуса не

замкнут, что позволяет дробящему конусу обкатывать чашу без зазора, даже при наличии эллиптичности футеровок. Степень дробления в них настолько высока, что ими можно заменить стержневые мельницы. Уже работают КИД-300 (с двумя вибровозбудителями), КИД-600, КИД-1750, испытывается КИД-2200. В таких дробилках при вращении дебаланса возникает центробежная сила, которая передается на хвостовик вала дробящего конуса. При гирационном движении конуса за счет отклонения его центра масс от оси вращения возникает «вторичная» центробежная сила инерции массы конуса. Она превышает центробежную силу дебаланса в 5—10 раз. Равнодействующая обеих сил и является силой дробления.

Отклонение оси дробящего конуса от вертикальной оси определяется величиной разгрузочной щели. В дробилках КИД номинальной шириной разгрузочной щели считают суммарный (с обеих сторон) зазор между футеровками конуса и чаши на неработающей дробилке, т. е. возможный размах гирационных колебаний конуса. Величина разгрузочной щели влияет, в основном, только на производительность.

В процессе дробления приближению конуса к чаше препятствует сила сопротивления слоя материала, уравновешивающая дробящую силу, зависящая от крупности, до которой раздроблен материал. Равновесие достигается при некоторой определенной крупности, соответствующей величине дробящей силы, и поэтому крупность продукта определяется не шириной разгрузочной щели, а значением дробящей силы.

Применение вибрационного привода позволяет существенно увеличить частоту качания конуса (в традиционных КМД она равна 185—350, а в КИД составляет 475—1500 об/мин), развивать большие усилия и значительно большую степень дробления (20—30) по сравнению с эксцентриковыми (до 5).

Увеличенные усилия дробления позволяют дробить в ней особо твердые материалы, в частности, ферросплавы.

Дробилки типа КИД, благодаря виброизоляции, могут работать без массивных фундаментов, на перекрытии.

Рабочий режим КИД зависит от способа питания и от свойств дробимого материала: при дроблении материалов с коэффициентом крепости по Протодьяконову 18 и менее КИД работают под завалом. При дроблении более прочных материалов, они могут работать только при порционной подаче.

КИД имеют также и другие преимущества: крупность дробленого материала не повышается при абразивном износе футеровки; возможны пуск и остановка под нагрузкой; исключены перегрузка и поломка машины при попадании в нее недробимых тел. Удельный расход энергии (на единицу вновь образованной поверхности) в 1,5—2,6 раза меньше, чем в других конусных дробилках.

Вместе с тем высокая интенсивность дробления обуславливает большую нагрузку на рабочие детали машины, особенно на футеровку, которая передает материалу примерно в 2—3 раза больше энергии, чем в дробилках КМД. Поэтому для обеспечения нормальной стойкости этих деталей требуются сплавы с более высоким пределом текучести.

Конусно-валковые дробилки крупного дробления (КВКД) являются принципиально новой конструкцией; они разработаны ПО НКМЗ в начале 70-х годов. В отличие от традиционных конструкций, в дробилках КВКД вращается чаша (см. рис. IV.9, д), представляющая собой расширяющийся кверху усеченный конус. Чаша установлена в корпусе на одном опорном роликовом круге, воспринимающем радиальные усилия, и двух упорных шариковых кругах, воспринимающих вертикальные нагрузки. Снаружи верхнего основания на чаше закреплен зубчатый венец, в зацеплении с которым находятся два ведущих вала-шестерни двух отдельных приводов вращения чаши.

Подвижный конус снизу опирается своим валом на сферический шарнир, ось головки которого вставлена в нижнюю разгрузочную траверсу и вращается вместе с чашей.

Верхней опорой конуса служит сферический роликоподшипник, установленный в крышке корпуса. При такой конструкции величина разгрузочной щели не регулируется.

Конус вращается в том же направлении, что и чаша с одинаковой частотой. Название дробилки «конусно-валковая», отражает следующее представление: полый конусный валок (чаша) обкатывается внутренним валком — дробящим конусом.

Ось конуса наклонена к вертикальной оси чаши под углом нутации 7° , в результате чего расстояние между размалывающими поверхностями с одной стороны корпуса (под приемным отверстием) увеличено, а с противоположной поддерживается минимальным.

В результате наклона дробящего конуса увеличены размеры приемного отверстия. Исходный материал поступает в широкую зону рабочего пространства, при этом

большие куски заклиниваются между конусом и чашей и при вращении вовлекаются в узкую часть рабочей зоны, где и разрушаются с последующей разгрузкой дробленого продукта.

При местном заклинивании кусков материала между чашей и конусом, в зависимости от величины сил трения, возникающих на боковой поверхности конуса, в верхнем подшипнике и нижнем шарнире, конус может обкатываться по чаше в противоположном направлении.

Дробилка КВКД-900/180 успешно работает на Новокриворожском ГОКе с 1975 г. В 1977 г. на НКМЗ была разработана более мощная дробилка КВКД-1200/200 (см. рис. IV.9, д). В ней конус снабжен верхним подвесом; верхней подшипниковой опорой воспринимаются вертикальные усилия, а нижним сферическим шарниром — только радиальные. Чаша установлена в корпусе с шаровыми опорами на кругах: нижним — двухрядным, верхним — однорядным. Между ними расположены шары диаметром 100 мм. Чаша вращается в корпусе на одном круге с опорой на ролики диаметром 130 мм. Вращение ее осуществляется двумя отдельными приводами, что позволило существенно увеличить размеры приемного отверстия.

Три дробилки КВКД-1200/200 работают в Кривом Роге: два — на Северном и одна — на Центральном ГОКах.

Преимуществом конструкции конусно-валковых дробилок является отсутствие передаваемых на основание переменных нагрузок сверх весовых (замыкание усилий дробления в системе «чаша—траверса—конус—кусок материала»), малая величина инерционных нагрузок (в связи с незначительной частотой вращения): в 4—8 раз меньше, чем в ККД; примерно в два раза меньше габариты и масса по сравнению с ККД равной производительности.

В дробилках КВКД внутренние полости защищены от пыли вследствие избыточного давления воздуха, нагнетаемого вентиляционной установкой.

Хотя эти дробилки были предназначены для установки на самоходных дробильно-перегрузочных агрегатах рудничных карьеров, они вполне пригодны для стационарной установки на обогатительных фабриках и в металлургических цехах для дробления файнштейна и титаншлака.

Износостойкость конусных (и щековых) дробилок определяется, в основном, сроком службы футеровки рабочих органов.

Наиболее распространенный материал для изготовления футеровок — сталь марки 110Г13Л. Однако более

стойкой оказалась сталь 115Г14Л, примененная на УЗТМ для дробилок КСД и КМД. Эта же сталь с наплавкой сплавом У20Х10Г2 обеспечивает вдвое больший срок службы. К увеличению стойкости приводит также легирование стали 110Г13Л ванадием и модифицирование ее титаном.

Упрочнение футеровки взрывом повышает ее износостойкость только при дроблении нетвердых руд ($f=6-10$ по Протодяконову).

Исследованиями Уральского НИИ черных металлов определена следующая зависимость между расходом стали 110Г13Л на футеровку дробильно-измельчительных машин

$$q = af^m,$$

где q — удельный расход футеровочной стали, г/т обрабатываемой руды; a — статистический коэффициент; f — крепость по Протодяконову; m — статистический показатель степени.

Для дробилок $a=0,121$; $m=2,73$; для мельниц $a=0,032$; $m=2,75$. Отсюда видно, что наибольший расход происходит в дробилках. При дроблении твердых руд ($f=19$) q достигает 380 г/т, при измельчении — 106 г/т.

Для надежного крепления футеровки пространство между ней и конусом заливают сплавом цинка с 4—6% Си, 4—6% Аl и 2—3% Рb. Сплав характеризуется хорошей текучестью, а после затвердевания — достаточной вязкостью. Начато применение для этих целей пластмасс. Футеровку чаши заливают быстротвердеющим цементом.

Расчет конусных дробилок во многом сходен с расчетом щековых дробилок, так как в любом поперечном сечении конусную дробилку можно представить как элементарную щековую дробилку.

Угол захвата $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 < 2\varphi$, где α_1 и α_2 — соответственно углы образующих неподвижного и подвижного конусов с вертикалью. У ККД $\alpha = 24-28^\circ$, у КСД и КМД $\alpha = 18^\circ$.

Ход s конуса у дробилок КСД и КМД определяют с учетом их специфики (рис. IV.10, а). Центром поворота дробящего конуса является геометрический центр O сферического подпятника. Ось 1 конуса составляет угол нутации ε с осью 2 дробилки. При закрытой щели ее ширина $b_0 = A_1A_2$, при раскрытии увеличивается до $b = A_1A_3$, где расстояние $A_2A_3 = s$. Отсюда $b = b_0 + s$.

Дуга A_2A_3 соответствует повороту радиуса $OA_2 = L$ из положения OA_2 в положение OA_3 на угол 2ε . Поэтому

Частота качаний подвижного конуса в дробилках КСД и КМД определяется иначе, чем в щековых и ККД. Рассмотрим скольжение тела C по наклонной плоскости AB (см. рис. IV.10, б) с углом наклона γ . В этом случае ускорение $a = g(\sin \gamma - f \cos \gamma)$, где f — коэффициент трения скольжения между телом C и поверхностью скольжения (подвижным конусом).

Время прохождения телом C пути l , т. е. длины калибровочной зоны, при условии равномерно-ускоренного движения определим по формуле

$$t_1 = \sqrt{2l/a} = \sqrt{2l/g(\sin \gamma - f \cos \gamma)}.$$

Это время должно быть больше периода качания конуса $t_2 = 2\pi/\omega$, т. е. $t_1 \geq t_2$. При этом условии каждый кусок, по крайней мере, один раз будет зажат в параллельной калибровочной зоне. Отсюда

$$\omega = 13,9 \sqrt{(\sin \gamma - f \cos \gamma)l}. \quad (\text{IV.18})$$

В действительности, движение материала в рабочей зоне дробилки происходит как процесс вибрационного перемещения вдоль плоскости, касательной к поверхности конуса и совершающей маятниковые гармонические колебания от эксцентрика с учетом влияния чаши. Полученное в результате идеализации — упрощения процесса значение $\omega_{\text{оц}}$ следует использовать как ориентировочное.

Производительность КСД и КМД определяют из предположения, что за один оборот эксцентрикового стакана материал проходит параллельную зону камеры дробления (см. рис. IV.10, в). Следовательно, за один оборот из дробилки выходит дробленый материал объемом

$$V = \pi D_{\text{ср}} l b,$$

где $D_{\text{ср}}$ — диаметр окружности, описываемой центром тяжести прямоугольника AA_1B_1B ; l — длина параллельной зоны; b — ширина параллельной зоны.

Объемная производительность дробилки Q_v , м³/ч:

$$Q_v = 3600\pi D_{\text{ср}} l b \psi \omega / 2\pi = 1800 D_{\text{ср}} l b \psi \omega,$$

где ψ — коэффициент разрыхления дробленого материала.

Массовая производительность Q , т/ч:

$$Q = Q_v \rho = 1800 D_{\text{ср}} l b \psi \omega \rho.$$

Усилие дробления в КСД и КМД может быть определено по усилию предварительной затяжки пружин.

Условие равновесия системы (см. рис. IV.10, з) соблюдается при $\Sigma M_A = 0$.

$$Ql_1 + Fl_2 - (G + P_{пz})R = 0,$$

где Q — усилие дробления, G — вес чаши с опорным кольцом; $P_{п}$ — усилие предварительной затяжки одной пружины; z — общее число пружин в дробилке; $F = Qf$ — сила трения материала о чашу; f — коэффициент трения; l_1, l_2, R — плечи сил $Q, F, P_{п}$ относительно точки A . В современных дробилках общее усилие прижатия опорного кольца пружинами составляет $P_{пz} = 20-45$ МН.

Из уравнения моментов находим величину усилия дробления

$$Q = (G + P_{пz})R / (l_1 + l_2).$$

Расчет мощности электродвигателя дробилок ККД и КРД выполняют по эмпирической формуле:

$$N = 36D^2r f_{к},$$

где D — диаметр основания конуса, м; r — эксцентриситет в плоскости выходной щели, м; $f_{к}$ — частота качаний конуса, мин^{-1} . При установке двух двигателей мощность каждого принимают равной расчетной, так как при нормальной работе используют лишь один из них, а второй включают только на время пуска под завалом.

Расчет мощности электродвигателя дробилок КСД ведут по формуле

$$N = 0,2D^2 f_{к}$$

(см. обозначения в предыдущей формуле).

Исследованиями Ю. А. Муйземнека установлено, что основное сопротивление при пуске конусных дробилок крупного дробления оказывают силы трения в эксцентриковом узле. Поэтому замена подшипников скольжения в эксцентриковом узле подшипниками качения, как это выполняет японская фирма «Кобэ Стил», существенно снижает требуемую (по условиям пуска) мощность привода.

Расчет конусно-валковых дробилок разработан НИИ-Тяжмаш—НКМЗ.

При определении производительности на рис. IV.10, д приняты следующие обозначения: α — угол раскрытия полости дробления в зоне загрузки; γ — угол наклона оси конуса к оси чаши; δ_1 — ширина разгрузочной щели в зоне загрузки; δ_2 — минимальная ширина разгрузочной щели; D_0 — диаметр основания конуса; h — высота потока дроб-

мого материала над разгрузочной щелью в зоне загрузки; S_1 и S_2 — площади сечения материала в зоне загрузки и зоне с минимальной щелью; R_1 и R_2 — радиусы вращения (вместе с чашей) центров тяжести $\mathcal{C}T_1$ и $\mathcal{C}T_2$ площадей S_1 и S_2 .

В методике приняты следующие допущения:

1. На половине длины окружности, где происходит сужение сечения от S_1 до S_2 верхняя поверхность потока дробимого материала сохраняется на одном уровне; поднятию материала препятствуют силы трения, а движение конуса относительно чаши способствует передвижению материала вниз.

2. На второй половине оборота, где площадь сечения увеличивается, материал успевает опуститься, за исключением крупных кусков, которые остаются на той же вертикали, но опускаются ниже и идут на повторное дробление.

3. Объем осколков, идущих на повторное дробление, не превосходит объема свободно просыпающейся мелочи.

4. В зоне изменения сечения от S_1 до S_2 объем дробимого материала уменьшается в результате заполнения пустот (для пород типа скальных коэффициент разрыхления составляет около 1,5).

Из условия равенства производительности в широком и узком сечениях камеры дробления следует, что $S_1 R_1 = k S_2 R_2$, где k — коэффициент обжатия материала в полости дробления. Обычно соотношение $R_2/R_1 = 1,05$.

Площади сечений

$$S_1 = \delta_1 h + 0,5 h^2 \operatorname{tg} \alpha;$$

$$S_2 = \delta_2 (h + D_0 \sin \gamma) + 0,5 (h + D_0 \sin \gamma)^2 \operatorname{tg} (\alpha - 2\gamma).$$

Подставив $k R_2/R_1 = \lambda$, получим

$$h = (X/Z) + \sqrt{(X/Z)^2 + Y/Z},$$

$$\text{где } X = \lambda \delta_2 - \delta_1 + \lambda D_0 \sin \gamma \{ \operatorname{tg} (\alpha - 2\gamma) \};$$

$$Z = \operatorname{tg} \alpha - \lambda \operatorname{tg} (\alpha - 2\gamma);$$

$$Y = \lambda D_0 \sin \gamma \{ 2\delta_2 + D_0 \sin \gamma \{ \operatorname{tg} (\alpha - 2\gamma) \} \}.$$

Если известна величина h , то можно определить S_1 и объемную производительность Q_v , м³/ч:

$$Q_v = 3600 \omega S_1 R_1.$$

Ниже приведены параметры выпускаемых дробилок

	α , град	γ , град	δ_1 , м	δ_2 , м	D_0 , м	ω , рад/с
КВКД-1200/200	21	7	0,19	0,15	1,95	2,16
КВКД-900/180	20	7	0,18	0,14	1,68	2,25

Производительность существенно зависит от степени обжата материала. Так, паспортная производительность дробилки КВКД-1200/200 $Q_v = 2000$ м³/ч достигается при $k = 1,14$ (соответственно $\lambda = 1,20$), а при $k = 1,30$ она возрастает до 3000 м³/ч.

При оценке пропускной способности дробилки в зоне расширения щели определяющим считается время падения куска материала с высоты h , рассчитываемое следующим образом.

Окружная скорость куска на диаметре $D - v = 0,5 \omega D$. Для дробилки КВКД-1200/200 $D = 2500$ мм и $v = 2,7$ м/с.

Ускорение $a = v^2/R$. Для КВКД-1200/200 $a = 5,83$ м/с² или $a = 0,6 g$.

При расчете сил взаимодействия между куском материала и поверхностью брони (см. рис. IV.10, e) представим кусок материала в виде материальной точки B .

Сила тяжести куска G на векторной диаграмме представлена вектором $BH = G$.

Центробежная сила $EH = G \operatorname{tg} \alpha$.

Равнодействующая сил тяжести и центробежной силы $BE = G/\cos \alpha$.

Эта равнодействующая раскладывается на два вектора $AB = G \cos(\alpha + \beta)/\cos \alpha$; $AE = BE \sin(\alpha + \beta) = G \sin(\alpha + \beta)/\cos \alpha$.

Откладываем перпендикулярно образующей поверхности брони чаши

$$BE' = AE = G \sin(\alpha + \beta)/\cos \alpha.$$

Тогда сила трения

$$BF = BE' \operatorname{tg} \varphi = G \sin(\alpha + \beta) \operatorname{tg} \varphi / \cos \alpha,$$

где φ — угол трения.

Равнодействующая, направленная вдоль образующей

$$AC = AB - BF = G \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} - G \frac{\sin(\alpha + \beta) \operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha}.$$

Вертикальная сила, создающая ускорение падающего куска,

$$AD = AC \cos \beta = G \frac{\cos \beta [\cos(\alpha + \beta) - \sin(\alpha + \beta) \operatorname{tg} \varphi]}{\cos \alpha}.$$

При центростремительном ускорении $a = ng$ $\alpha = \text{arctg } n$. Для КВКД-1200/200 $n = 0,6$ и $\alpha = 31^\circ$. Соответственно выражению для AD , ускорение куска B по вертикали

$$g_0 = g \frac{\cos \beta [\cos(\alpha + \beta) - \sin(\alpha + \beta) \text{tg } \varphi]}{\cos \alpha}.$$

Время падения куска с высоты $ht = \sqrt{2h/g_0}$.

Угол поворота чаши за это время $\gamma = \omega t$.

Для КВКД-1200/200 при $\text{tg } \varphi = 0,3$; $g_0 = 0,66 g$. При $h = 1$ м; $t = 0,56$ с; угол $\gamma \approx 69^\circ$.

Полагаем, что выпадающий кусок не перемещается в тангенциальном направлении относительно чаши. Это значит, что в дробилке КВКД-1200/200, например, при $h = 1$ м все куски выпадут менее чем за 0,25 оборота чаши, считая от наиболее узкого места щели (где площадь S_2).

Определим критический коэффициент трения, при котором куски будут удерживаться на футеровке чаши силами трения. Это соответствует равенству $AC = 0$:

$$G \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} - G \frac{\sin(\alpha + \beta) \text{tg } \varphi}{\cos \alpha} = 0.$$

Отсюда $\text{tg } \varphi_{\text{кр}} = 1/\text{tg}(\alpha + \beta)$.

Для КВКД-1200/200 $\text{tg } \varphi_{\text{кр}} = 1,2$.

Критическая угловая скорость $\omega_{\text{кр}}$ чаши при заданных коэффициенте трения $\text{tg } \varphi$ и угле наклона образующей футеровки чаши к вертикали β :

$$\text{tg}(\alpha_{\text{кр}} + \beta) = 1/\text{tg } \varphi_{\text{кр}}; \quad \alpha_{\text{кр}} + \beta = \text{arctg}(1/\text{tg } \varphi);$$

$$\alpha_{\text{кр}} = \text{arctg}(1/\text{tg } \varphi) - \beta; \quad a_{\text{кр}} = g \text{tg } \alpha_{\text{кр}};$$

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{0,5 a_{\text{кр}} D},$$

откуда $\omega_{\text{кр}} = v_{\text{кр}}/0,5D = \sqrt{2a_{\text{кр}}/D}$.

Для КВКД-1200/200 $\omega_{\text{кр}} = 4$ рад/с при номинальной $\omega = 2,16$ рад/с; т. е. дробилка работает при угловой скорости $\omega = 0,54 \omega_{\text{кр}}$.

Пропускная способность дробилки в зоне расширения щели в значительной степени зависит от коэффициента трения кусков материала по футеровке. Необходимая расчетная производительность дробилки может быть достигнута при коэффициенте трения менее 0,6 (и степени обжата $k \geq 1,14$).

Экспериментальными исследованиями НИИТяжмаша и НКМЗ установлено, что усилие дробления в дробилках

КВКД для руд крепостью $f=14-20$ ед. по шкале Протодьяконова определяется соотношением, МН:

$$P_{др} = 12A / (1 + 20\sqrt{A}),$$

где $A = \pi D_n^2 / 4 = 0,785 D_n^2$; D_n — наибольший размер исходного куска, мм.

Для дробилки КВКД-1200/200 $D_n=1200$ мм, поэтому $P_{др}=6,1$ МН.

Виброизоляция конусных дробилок особенно необходима для более быстроходных дробилок КСД и КМД при дроблении твердых руд.

По предложению автора с 1980 г. применяют свободную установку конусных дробилок на резинометаллических виброизоляторах (РМВ). Под четырьмя опорными углами станины устанавливают по одному пакету опорных виброизоляторов, воспринимающих весовые и другие вертикальные нагрузки, а также на каждом углу по одному горизонтальному упорному виброisolлятору в двух взаимно перпендикулярных направлениях для демпфирования горизонтальных нагрузок — дробления и инерционных.

ВНИИМехчермет применил для этого серийно выпускаемые тепловозные резинометаллические виброизоляторы диаметром 280×40 .

Виброизолированные дробилки КМД-2200Т и КСД-2200 с виброизоляторами РМВ работают с 1980 г. на Ново-Криворожском и Днепровском ГОКах, Докучаевском флюсо-доломитном комбинате, в Балаклавском рудоуправлении (КСД-1750 Гр); ККД-1500/180, КСД-3000 Т — с 1984 г. на Костомукшском ГОК с комплектной поставкой многослойных РМВ Уралмашзаводом.

Расчетная схема (рис. IV.11) по методике ВНИИМехчермета сводится к одномассной системе: дробилка вместе с дробимыми материалом общей массой M с жесткостями c_1 и c_2 виброизоляторов в вертикальном и горизонтальном направлениях соответственно. Динамическая инерционная нагрузка F , изменяющаяся по синусоидальному закону

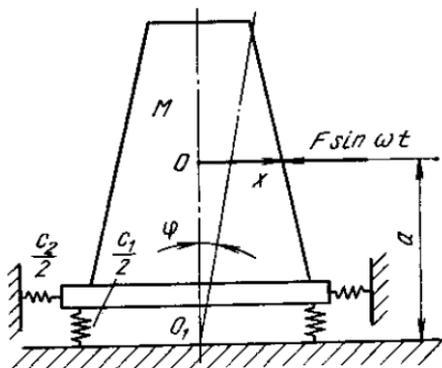


Рис. IV.11. Расчетная схема упругой установки конусной дробилки на резинометаллических виброизоляторах

гармонических колебаний, приложена к центру массы M на высоте a от фундамента в точке O .

Система уравнений, описывающая движение дробилки, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + c_2x &= F \sin \omega t; \\ J\ddot{\varphi} + c_n\varphi &= Fa \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (IV.19)$$

где J — момент инерции дробилки относительно горизонтальной оси, проходящей через точку O , на плоскости фундамента; φ — угол поворота дробилки относительно этой оси; ω — угловая частота вынужденных колебаний (частота вращения эксцентрикового стакана); c_n — поворотная жесткость РМВ.

Частное решение системы уравнений (IV.19) можно представить в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{F}{m[(c_2/m) - \omega^2]} \sin \omega t; \\ \varphi &= \frac{Fa}{J[(c_n/J) - \omega^2]} \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (IV.20)$$

В соответствии с (IV.20) передаваемое фундаменту горизонтальное усилие F_r :

$$F_r = Fc_2/(c_2 - m\omega^2). \quad (IV.21)$$

Коэффициент виброизоляции λ , определяемый как отношение усилия, передаваемого фундаменту, к вынуждающей силе, рассчитаем по формуле

$$\lambda = c/(c - m\omega^2), \quad (IV.22)$$

где c — жесткость соответствующей упругой системы.

По (IV.22) жесткость, обеспечивающая заданный коэффициент виброизоляции

$$c = \lambda m \omega^2 / (\lambda + 1).$$

Количество виброизоляторов z , обеспечивающее заданный коэффициент виброизоляции в горизонтальном направлении (без учета горизонтальных виброизоляторов)

$$z = \lambda_r m \omega^2 / c_{сдв} (\lambda_r + 1),$$

где $c_{сдв}$ — сдвиговая жесткость одного виброизолятора.

Схема работает надежно и без горизонтальных упорных виброизоляторов. Поэтому они установлены с зазором и вступают в работу только при пуске или остановке дробилки.

Сдвиговая жесткость одного виброизолятора диаметром 280×40 равна $1,3$ МН/м, жесткость на сжатие $c_{сж} = 5$ МН/м, угловая частота вынужденных колебаний $\omega = 25,3$ рад/с, колеблющаяся масса $m = 97$ т без привода, так как он установлен жестко и соединен с дробилкой упругой муфтой. Общее количество опорных виброизоляторов — 16.

Амплитуда горизонтальных колебаний, рассчитанная по (IV.20), составляет $s_a = 2$ мм, фактическая $s_a = 2,5$ мм, что свидетельствует о достаточно высокой точности расчета. С 1983 г. ГОСТ 6937—81 предусматривает выпуск дробилок КСД и КМД в исполнении В — с виброизолирующими опорами.

§ IV.4. Валковые дробилки

Дробилки этого типа используют для среднего и мелкого дробления крепких пород. Технологическое преимущество валковых дробилок — отсутствие переизмельчения материала, поскольку дробление осуществляется однократным раздавливанием материала. Их применяют для сухого и мокрого дробления. Дробилки просты по конструкции, имеют малую высоту, надежны в эксплуатации. Они составляют до 20% парка дробилок.

У валковых дробилок есть недостатки: неравномерный и быстрый износ бандажей валков, повышенное количество удлиненных плоских кусков при дроблении слоистого (пластинчатого) материала, невысокая производительность, значительный удельный расход электроэнергии.

По форме поверхности различают валки гладкие, рифленые, зубчатые. По количеству валков дробилки бывают (рис. IV.12, а) одновалковые, двухвалковые (б), трехвалковые (редко применяемые), четырехвалковые двухступенчатые (в) и трехступенчатые (г). Одновалковые дробилки дробят материал на колосниковой решетке, их применяют, в основном, для горячего агломерата (гл. IV, § IV.7). В двухвалковых дробилках один валок подвижный. Четырехвалковая дробилка является, по существу, объединением двух двухвалковых дробилок в одном корпусе для последовательного двухступенчатого дробления, однако возможно и трехступенчатое дробление (см. рис. IV.12, г). Прижатие подвижного валка может быть пружинное, пневмогидравлическое, гидравлическое (азотно-масляное), гидравлическое (с грузогидравлическим аккумулятором).

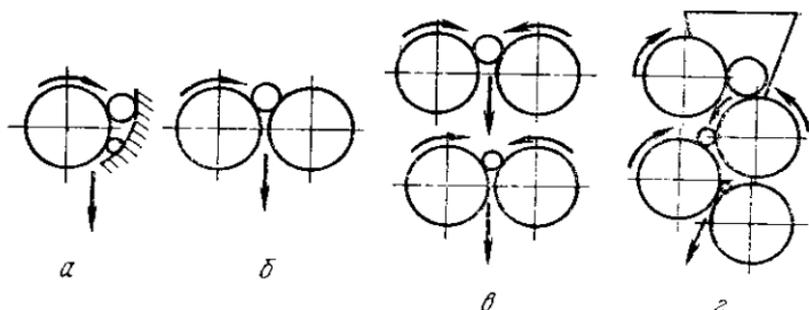


Рис. IV.12. Схемы валковых дробилок

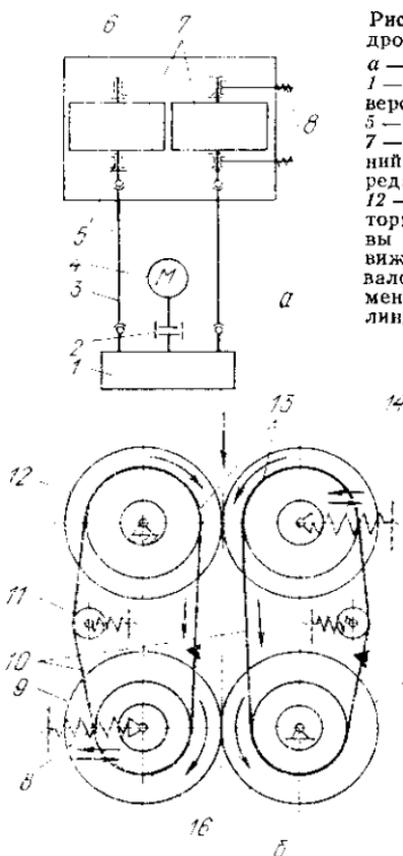


Рис. IV.13. Кинематические схемы валковых дробилок:

a — двухвалковая; *б, в* — четырехвалковая; 1 — редуктор; 2 — зубчатая муфта; 3 — универсальный шпindel; 4 — электродвигатель; 5 — подшипник вала; 6 — корпус дробилки; 7 — валки; 8 — прижимные пружины; 9 — нижний подвижной валок; 10 — клиноременная передача; 11 — пружинный натяжной ролик; 12 — верхний стационарный валок с редукторным приводом; 13 — клиноременные шкивы верхних валков; 14 — верхний валок с подвижными опорами; 15 — нижний стационарный валок с редукторным приводом; 16 — клиноременные шкивы нижних валков; 17 — гидроцилиндр

На рис. IV.13 показаны кинематические схемы некоторых дробилок. Применяют клиноременный, шестеренный, редукторный механизмы привода валков. В случае соединения подвижного валка с неподвижным зубчатой передачей с одинаковыми шестернями, возможность изменения

зазора между валками обеспечивается зубьями увеличенного модуля. Однако это создаст повышенный шум и изнашивание. Наилучшим решением является применение универсальных шпинделей. В основном, окружная скорость парных валков должна быть одинаковой.

Для переработки асбестовых руд применяют двухвалковые дробилки с гладкими валками, окружная скорость которых различается на 15—20%, что сохраняет волокнистость асбеста. У четырехвалковых дробилок частота вращения нижних валков в 1,5 раза больше, чем верхних.

Наибольшему износу подвергается бандаж валка. Для изготовления бандажей используют кованные заготовки из сталей марок 60Г2 и 40Х, реже литые из стали 60Г2СТЛ. Хорошие результаты дает автоматическая наплавка бандажей твердыми сплавами при их изготовлении и восстановлении. Применение самозащитной порошковой ленты ПЛ-АН101 типа 300Х25М3Н3Г2 для высокопроизводительной наплавки создает на поверхности бандажа слой высокохромистого износостойкого сплава типа «Сор-майт-1» (состав, %: 3 С; 3 Si; 1,5 Mn; 25 Cr; 3 Ni). Хорошие результаты дает применение порошковых лент ПЛ-У25Х25Г3Ф2РН, ПЛ-У30Х30Г3ТЮ, порошковых проволок ПП-АН135 типа 250Х10В8С2, ПП-АН170-П типа 80Х20Р3Т. Для литых бандажей важно обеспечить отсутствие внутренних литейных пороков, так как по мере износа бандажи протачивают, используя приспособления с самоходными винтами и токарными суппортами. В дробилках мелкого дробления устанавливают приспособления для шлифовки бандажей на ходу.

Опоры валков целесообразно аналогично инерционным грохотам устанавливать на вибростойких подшипниках качения. Станины должны быть достаточно жесткими (лучше сварно-литыми), чтобы обеспечить возможность быстрой замены валков аналогично перевалкам прокатных станов.

В СССР дробилки двухвалковые с гладкими валками ДДГ-10 (валки диаметром 1000×550 мм) и ДДГ-15 (1500×600) выпускаются Сызранским турбостроительным заводом; четырехвалковые ДЧГ-9 (900×700) — Катав-Ивановским литейно-механическим заводом и ЮУМЗ.

Дробилки двухвалковые зубчатые от ДДЗ-4 до ДДЗ-16 производятся Ясиноватским машиностроительным заводом; ДДЗ-9×9 — Сызранским турбостроительным; ДДЗЭ-15××12 — ПО «Волгоцеммаш». Буква «Э» в марке означает — «экспортное исполнение», первое число указывает диаметр валка в дециметрах, второе — длину.

Дискозубчатые дробилки диаметром 1100×1000 изготовляет Костромской завод «Строммашина».

Наиболее мощной из этих дробилок является ДДЗ-16. Она предназначена для дробления углей-антрацитов, сланцев и соответствующих по крепости материалов. Диаметр валков 1600 мм, длина 2000 мм, частота вращения 41 об/мин,

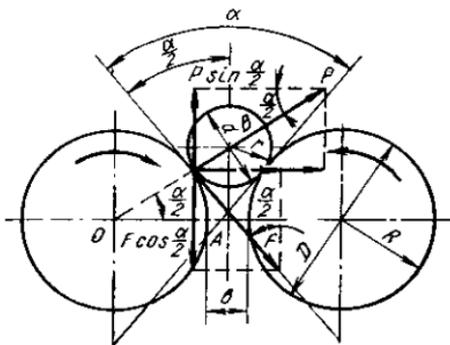


Рис. IV.14. К расчету валковых дробилок

максимальные размеры исходного куска $1200 \times 1300 \times 1300$, ширина разгрузочной щели 300 (200 мм), мощность двигателя 250 кВт, масса 114 т. Производительность при классе дробления 0—300 составляет 1300 т/ч.

Угол захвата в валковых дробилках — это угол, образованный двумя касательными, проведенными к поверхностям валков в точках соприкосновения с дробимым куском (рис. IV.14). Дробление в валковых дробилках может происходить, когда куски дробимого материала втягиваются в пространство между валками. Это происходит, если силы трения двух валков преодолевают выталкивающее усилие, возникающее от сил давления двух валков на кусок¹. Условие захвата записываем, пренебрегая силой тяжести куска, так как $G \ll P$:

$$2P \sin \frac{\alpha}{2} \leq 2F \cos \frac{\alpha}{2},$$

где P — сила давления валка на кусок, направленная нормально к касательной в точке захвата; α — угол захвата; F — сила трения куска о валок; направленная по касательной, $F = Pf$ (f — коэффициент трения куска о валок).

После преобразований получим $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f$ или, заменив $f = \operatorname{tg} \varphi$ (φ — угол трения), окончательно получим $\alpha = 2\varphi$, что аналогично условию захвата для щековых и конусных дробилок.

Размер наибольшего куска d определим из этой же схемы (треугольник OAB):

$$\cos \frac{\alpha}{2} = (R + 0,5b) / (R + 0,5d) = (D + b) / (D + d),$$

¹ На рис. IV.14, чтобы его не затемнять, изображены только силы, действующие на кусок левого валка.

где D — диаметр валка; b — ширина разгрузочной щели. Отсюда

$$D/d = [(\cos \alpha/2)/(1 - \cos \alpha/2)] - (b/d)/(1 - \cos \alpha/2).$$

Приняв $f=0,3$; $\varphi \approx 17^\circ$; $\alpha \approx 34^\circ$; $\alpha/2 \approx 17^\circ$; $\cos \alpha/2 \approx 0,958$ и $b/d=1:4$ (при степени дробления в гладких валках 4), получим $D/d \approx 17$. Практически, при гладких валках принимают $D/d=18-25$, при рифленых $D/d=10-12$, при зубчатых $D/d=2-6$.

Производительность валковых дробилок определяют, исходя из предположения, что из валков непрерывно выходит лента дробленого материала сечением $A=bL$ (L — длина валка) со скоростью $v=\omega D/2$ (ω — угловая скорость вращения валков).

Тогда объемная производительность

$$Q_v = 3600bL\omega 0,5D\psi,$$

где ψ — коэффициент использования ширины валков и разрыхления материала (для твердых сухих материалов $\psi=0,2-0,3$; для мягких влажных $\psi=0,4-0,6$).

Производительность по массе Q , т/ч:

$$Q = 1800bL\omega D\psi\rho,$$

где ρ — плотность насыпного материала, т/м³.

Мощность привода валковой дробилки состоит из трех слагаемых

$$N = N_1 + N_2 + N_3,$$

где N — общая мощность; N_1 , N_2 , N_3 — мощности расходуемые соответственно на дробление, на преодоление трения валков о материал, на преодоление трения в подшипниках валков.

Расход энергии W на дробление материала объемом V определим по гипотезе Кирпичева—Кика для абсолютно упругого материала

$$W = \sigma_{сж}^2 V / 2E, \quad (IV.23)$$

где $\sigma_{сж}$ — предел прочности материала при сжатии; E — модуль продольной упругости.

Объем разрабатываемого материала в зоне дробления V найдем из выражения

$$V = \frac{2}{3} \pi L (r_n^2 - r_b^2),$$

где L — длина валка; r_n — радиус поступающих в зону

дробления кусков ($r_{\text{п}}=0,5d$, где d — размер наибольшего куска); $r_{\text{в}}$ — радиус выходящих из валков кусков материала ($r_{\text{в}}=0,5b$, где b — ширина разгрузочной щели).

Полагая, что при непрерывном равномерном питании следующий сплошной ряд кусков захватывается валками сразу же, как только предыдущий ряд продвинулся на величину $2r_{\text{п}}$, определим работу дробления $W_{\text{об}}$ за один оборот валков: $W_{\text{об}}=W_1 \cdot 2\pi R/2r_{\text{п}}$, где R — радиус валков.

При угловой скорости вращения валков ω , за 1 с валки сделают $\omega/2\pi$ оборотов и тогда $N_1=W_{\text{об}}\omega/2\pi$.

Работу дробления можно представить как произведение силы дробления на пути дробления, равном длине дуги (в пределах центрального угла $\alpha/2$ окружности вала). Но сила трения в любой точке дуги захвата равна произведению силы дробления на коэффициент трения f_1 . Поэтому с учетом двух валков $N_2=2f_1N_1$.

Сила трения в подшипниках определяется равнодействующей от силы тяжести вала и средней силы давления материала на валок, которая равна эффективной силе дробления $P_{\text{эф}}$. В свою очередь, $P_{\text{эф}}$ можно определить, как частное от деления работы дробления W на длину дуги захвата, равную $R\alpha/2$, где α — угол захвата, рад. По формуле (IV.23)

$$P_{\text{эф}}=2W/R\alpha.$$

Силой тяжести вала можно пренебречь, так как обычно она составляет 1—2% $P_{\text{эф}}$.

Тогда, для двух валков

$$N_3=2P_{\text{эф}}f_2 \cdot 0,5d_{\text{п}}\omega,$$

где f_2 — коэффициент трения скольжения в подшипниках валков; $d_{\text{п}}$ — диаметр подшипников.

$$N=(N_1+N_2+N_3)/\eta_{\Sigma},$$

где η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

§ IV.5. Роторные дробилки

Эти дробилки по ГОСТ 14916—82 относятся к классу дробилок ударного действия, являются быстроходными машинами и предназначены для крупного, среднего и мелкого дробления различных материалов. В роторных дробилках разрушение кусков материала происходит в результате удара била по куску, куска об отражательную поверхность,

а также соударений кусков. Степень дробления достигает 30—40. По свойствам загружаемого материала и требованиям, предъявляемым к получаемому продукту, роторные дробилки разделяют на четыре группы:

1) для дробления пород малой и средней абразивности и твердости до 7 ед. по шкале Мооса;

2) для высокопрочных и абразивных горных пород твердостью выше 7 ед. по шкале Мооса;

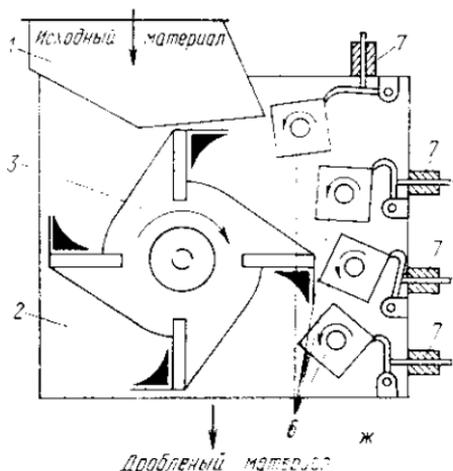
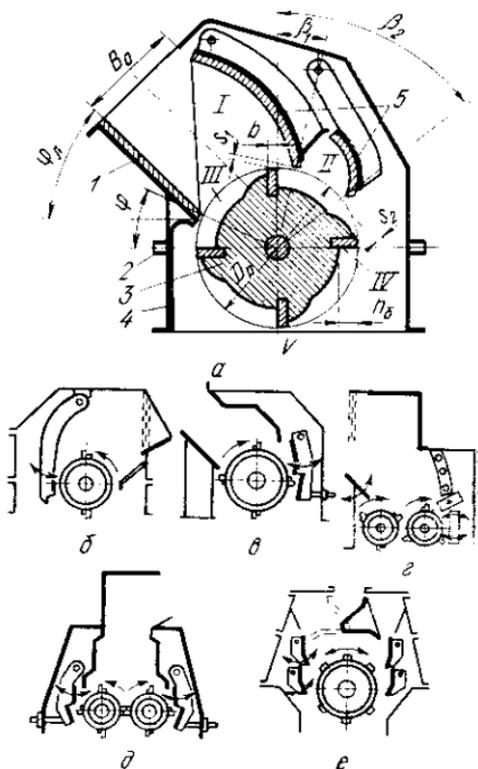
3) с одновременной подсушкой горячими газами, пропускаемыми через дробилку;

4) с ограниченным выходом частиц максимальной крупности в продукт дробления.

Роторные дробилки (рис. IV.15)¹ различают:

¹ Роторные дробилки: Исследования, конструкции, расчеты и эксплуатация / Под ред. В. А. Баумана. — М.: Машиностроение, 1973. 272 с.

Рис. IV.15. Роторные дробилки: а — типовая схема; б — однороторная, нереверсивная с колосниковой решеткой; в — то же, без решетки; г — двухроторная с решеткой; д — то же, без решетки; е — однороторная реверсивная; ж — для углеродных материалов: 1 — приемный лоток; 2 — корпус дробилки; 3 — ротор; 4 — станина; 5 — отражательная плита (отражательная колосниковая решетка); 6 — отбойный барабан; 7 — механические очистители; I, II — камеры дробления; III — рабочая зона ротора; IV — рабочая поверхность била; V — внешняя поверхность била; φ — угол установки приемного лотка; φ₁ — угол наклона приемного лотка; B₀ — поперечный размер приемного отверстия; s₁, s₂ — ширина выходной щели I, II камер дробления; β₁, β₂ — углы установки отражательной плиты (колосниковой решетки); s — ширина внешней поверхности била; D_р — диаметр ротора; h_б — рабочая высота била



- 1) по числу роторов (одно-, двух- и трехроторные);
- 2) по способу разгрузки готового продукта (со свободной разгрузкой, с разгрузкой через контрольную колосниковую решетку, комбинированные);
- 3) по характеру исполнения отражательных органов (с отражательными плитами, с отражательными колосниковыми решетками, с комбинированными отражательными органами);
- 4) по способу подвески отражательных органов (жесткой, шарнирной, комбинированной);
- 5) по реверсированию (реверсивные и нереверсивные);
- 6) по числу камер дробления (однокамерные и многокамерные).

Роторные дробилки разделяют по размеру исходных кусков (отнесенному к диаметру ротора) на три класса:

- 1) крупного дробления, рассчитанные на прием кусков более $0,3D_p$ (диаметра ротора);
- 2) среднего дробления — от 0,1 до $0,3D_p$;
- 3) мелкого дробления — менее $0,1D_p$.

Параметры и конструкция роторных дробилок регламентированы ГОСТ 12375—70* «Дробилки однороторные крупного дробления. Технические условия» и ГОСТ 12376—71* «Дробилки однороторные среднего и мелкого дробления. Технические условия». Они имеют обозначения ДРК (дробилка роторная крупная) и ДРС (дробилка роторная средняя, для среднего и мелкого дробления), после буквенных обозначений диаметр ротора и его рабочая длина (в дециметрах).

Так, например, наиболее мощная дробилка ДРК-20×16 имеет диаметр ротора 2000, длину 1600 мм. Размеры приемного отверстия 1600×1400 мм, наибольший размер куска исходного материала 1100 мм; регулируемая ширина выходной щели: наибольшая 400 (250) мм, наименьшая 40 мм. По ГОСТу окружная скорость бил ротора составляет 20, 24, 29, 35, 42 и 50 м/с. Мощность электродвигателя 250 кВт, масса дробилки 72 т, производительность 370 м³/ч.

В роторных дробилках пружинные возвратно-регулируемые устройства отражательных плит (решеток) играют роль предохранительных устройств для пропуска недробимых тел.

Привод ротора — от электродвигателя через клиноременную передачу или универсальный шпиндель. У дробилки ДРС длина ротора равна диаметру.

Роторные дробилки выпускает Выксунский завод дро-

бильно-размольного оборудования, четыре модели ДРК (от 8×6 до 20×16) и две модели ДРС (10×10 и 12×12).

НИИКМА разработана роторная дробилка-насос для систем напорного гидротранспорта при разработке горных пород средствами гидромеханизации. Она дробит куски размером от 700 мм, выдавая их размером менее 150 мм. Производительность по негабаритам 100 м³/ч, по гидросмеси 5000 м³/ч, напор 2 м, мощность двигателя — 90 кВт, масса дробилки-насоса 6 т.

Практика показывает, что капитальные затраты на роторные дробилки по сравнению с затратами на конусные дробилки и стержневые мельницы на 30% меньше, металлоемкость в 2,5 раза меньше, общие эксплуатационные затраты примерно в 1,5 раза ниже. Поэтому применение роторных дробилок растет, увеличиваются их размеры, мощность и производительность. Работают, например, роторные дробилки диаметром и длиной ротора соответственно 2500 и 3300 мм, производительностью 1500 т/ч, массой 100 т при мощности привода 1100 кВт. Следует подчеркнуть, что ротор такой дробилки должен проходить балансировку (без бил).

На рис. IV.15, ж показана дробилка для мелкого дробления непрокаленного кокса и каменноугольного высокотемпературного пека, в которой применены самофутерующиеся била из стали Ст3 с наплавкой электродом Т-620, отбойные граненые поворачивающиеся барабаны и механические скребковые очистители с пружинным поджимом.

При малом угле встречи частиц дробимого материала с отражательной поверхностью («угол атаки») она подвергается абразивному изнашиванию, в то же время кинетическая энергия в малой степени используется на разрушение дробимого материала. При угле встречи, близком к прямому, разрушение кусков дробимого материала наиболее эффективно, а отражательная поверхность вместо абразивного изнашивания подвергается менее интенсивному усталостному выкрашиванию. Поэтому применяют конструкции отражательных поверхностей с футеровкой из труб, поворачивающихся от ударов и равномерно изнашивающихся.

Хотя патент на роторную дробилку зарегистрирован еще в 1842 г., в промышленности дробилка была применена только в 1939 г. Сейчас более широкое применение роторных дробилок сдерживается опасением их быстрого изнашивания при работе на абразивных материалах. Конструктивные и технологические меры изготовления позво-

ляют снизить скорость изнашивания до приемлемых пределов.

Наболее быстроизнашивающимся элементом роторных дробилок являются била. Их изготавливают из стали 45, а также из хромистых и марганцовистых сталей, от марок 40ХНМЛ и 110Г13Л до 110Г13ТЮ4Л и 110Г13ХМТЛ. Применяют упрочнение новых и восстановление изношенных бил электрошлаковой наплавкой с использованием в качестве плавящегося электрода пластин высокохромистого чугуна, литых прутков Пр-С1 типа ПрН-У30Х28Н4С3. При автоматической наплавке применяют порошковую ленту ПЛ-АН101 тип 300Х25М3Н3Г2, порошковую проволоку ПП-АН105 тип 90Г13Н4. При ручной наплавке пользуются покрытыми электродами 12АМ, ЛИВТ типа Э-95Х7Г5, ВСН-8 тип 120В13Х7Р, Т620 тип Э-320Х23С2ГТР.

Диаметр и длина ротора являются главными параметрами дробилки.

Диаметр ротора D_p (мм) в зависимости от размера наибольшего куска D_{\max} (мм) выбирают (в общем виде) по формуле

$$D_p = 1,25D_{\max} + 200.$$

Для однороторных дробилок крупного дробления

$$D_p = (1,5 - 3) D_{\max}.$$

Для дробилок среднего дробления

$$D_p = (3 - 10) D_{\max},$$

для дробилок мелкого дробления

$$D_p \geq 10D_{\max}.$$

Длина ротора L_p , в зависимости от его диаметра, лежит в пределах

$$L_p = (0,5 - 1,5) D_p.$$

Мощность привода, расходуемая на разрушение дробимого материала, определяется по следующей методике.

При соударении била, жестко закрепленного на роторе, с дробимым телом, часть кинетической энергии ротора передается материалу, вызывая его разрушение. При этом закон сохранения энергии выразится следующим уравнением

$$T_0 = T_1 + T_2,$$

где T_0 , T_1 — кинетическая энергия ротора соответственно

до соударения с материалом и после этого; T_2 — кинетическая энергия, расходуемая на разрушение материала при соударении.

$$T_0 = J\omega^2/2,$$

где J — момент инерции вращающихся масс ротора; ω — угловая скорость ротора до удара.

$$T_1 = J\omega_1^2/2,$$

где ω_1 — угловая скорость ротора после удара.

$$T_2 = mv_k^2/2,$$

где m — масса дробимого материала; v_k — скорость, сообщаемая билом куску материала после удара.

Величину m можно оценить, приняв условно, что за каждый оборот ротора било дробит количество материала, пропорциональное производительности. Для создания запаса принимаем, что это количество сосредоточено в одном куске, массу которого определяют по формуле:

$$m = 1000k_{п.у}Q/60nz,$$

где $k_{п.у}$ — коэффициент повторения ударов, в зависимости от конструкции дробилки, $k_{п.у} = 1,5-3$; Q — максимальная производительность, т/ч; n — частота вращения ротора, об/мин; z — количество бил на роторе.

Учитывая, что в момент соударения угловые скорости ротора и измельченного материала примерно равны, получим:

$$v_k = \omega_1 R,$$

где R — радиус ротора в точке удара.

Тогда закон сохранения энергии можно переписать в виде

$$J\omega^2/2 = J\omega_1^2/2 + m\omega_1^2/2R^2,$$

откуда

$$\omega_1 = \omega \sqrt{J / (J + mR^2)}.$$

Кинетическая энергия T_2 , затрачиваемая на разрушение материала при одном ударе, равна

$$T_2 = T_0 - T_1 = J\omega^2/2 - J\omega^2/2 (J + mR^2).$$

За один оборот ротор совершает z ударов, за одну секунду $\omega/2\pi$ оборотов.

Мощность, затрачиваемая на восстановление первоначальной энергии ротора

$$N = T_2 z \omega / 2\pi.$$

С учетом потерь на преодоление сопротивления воздуха внутри корпуса и трения в опорах мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = N / \eta_{\Sigma},$$

где η_{Σ} — полный к.п.д. привода, принимаемый в пределах 0,80—0,85.

При выборе двигателя необходимо проверить его способность восстанавливать скорость ротора, теряемую при ударах.

Так, если до удара угловая скорость ротора ω , а после удара она уменьшилась до ω_1 , то потеря угловой скорости составляет

$$\Delta\omega = \omega_0 - \omega_1.$$

Время, за которое ротор должен увеличить угловую скорость с ω_1 до ω , т. е. время от удара до удара

$$t = 2\pi / z\omega,$$

где z — количество ударов за один оборот, равное количеству бил на роторе.

Для обеспечения последующего удара по куску дробимого материала со скоростью ω двигатель должен сообщить ротору ускорение разгона

$$\varepsilon = \Delta\omega / t.$$

Динамический момент, который должен обеспечить двигатель,

$$M_{\text{дин}} = J\varepsilon.$$

У выбранного двигателя должен быть максимальный момент

$$M_{\text{max}} \geq M_{\text{дин}}.$$

§ IV.6. Молотковые дробилки

Эти дробилки, как и роторные, относятся к ударным и конструктивно имеют с роторными много общего.

В то же время молотковые дробилки существенно отличаются от них по конструкции и кинематической схеме: в молотковых дробилках удары наносятся материалу молотками, шарнирно подвешенными на вращающемся с

большой угловой скоростью роторе. Сила удара обусловлена массой молотка.

Кинетическая энергия массы ротора непосредственно в ударе не участвует, значение имеет только частота вращения ротора и его диаметр, определяющие линейную скорость молотка до удара. Поэтому диаметр ротора у молотковых дробилок выше, чем у роторных, а окружная скорость достигает 120 м/с.

В то же время шарнирное крепление молотков и относительно большая их длина¹ позволяют более активно дробить материал, в частности, вязкий глинистый с повышенной влажностью (до 30—40%), который в дробилках с качающимися рабочими поверхностями только прессуется. Поэтому молотковые дробилки применяют как при сухом, так и при мокром дроблении.

Кроме дробления кусков материала свободным ударом молотков и ударом этих кусков по отражательным поверхностям, в молотковых дробилках в большей мере, чем в роторных, используется крошение (раздавливание и истирание) материала молотками на колосниковой решетке.

Дробление ударом дает больший эффект разрушения, чем дробление раздавливанием (раскалыванием) происходящим в дробилках других типов, например, в щековых или конусных. Степень дробления в ударных дробилках достигает 30—40 и выше. Так, например, известны двухступенчатые молотковые дробилки, в которых глыбы размером 2 м превращаются в конечный продукт 25 мм ($i = 80$) при производительности 1500 т/ч.

Стоимость молотковых дробилок на единицу производительности в 1,5—2,0 раза ниже, чем щековых и валковых, масса в 3—4 раза, а расход энергии в 1,5 раза меньше.

Современные двухроторные молотковые дробилки, используемые для дробления известняка, при крупном первичном дроблении обеспечивают производительность до 2400 т/ч, при вторичном — до 3000 т/ч при общей потребляемой мощности 4,8 МВт ($2 \times 2,4$ МВт).

Классификация молотковых дробилок приведена на рис. IV.16.

Молотковые дробилки изготавливают в соответствии с ГОСТ 7090—72* «Дробилки молотковые однороторные. Технические условия» с окружными скоростями ротора (по габариту молотков) 40; 50 и 65 м/с.

¹ У молотковых дробилок молоток выступает над ротором на 0,35—0,45 радиуса ротора, у роторных било выступает на 0,2—0,3 радиуса ротора.

Молоток является основным рабочим органом дробилки (рис. IV.17). Молотки колосникового типа применяют для дробления хрупких малоабразивных и мягких пород (типа угля), когда необходимо большое число относительно слабых ударов по кускам материала и при мелком дроблении материалов малой прочности, когда дробление на колосниковой решетке играет важную роль.

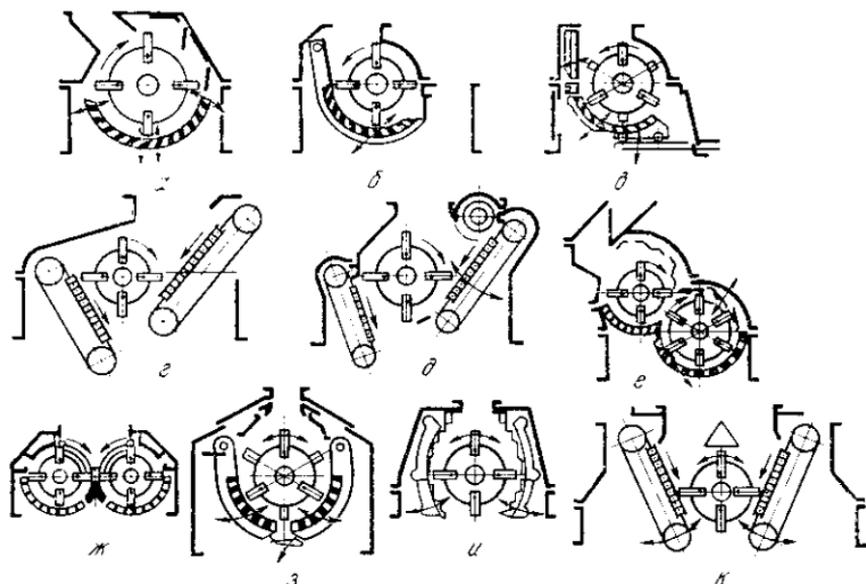


Рис. IV.16. Молотковые дробилки:

a, б, в — однороторные нереверсивные с колосниковой решеткой (соответственно М8—6, М13—16, М20—20 и М20—30); *г* — однороторная нереверсивная самоочищающаяся (ДМЭ 17—14,5); *д* — то же, с очистным барабаном (ДМЭ 21×16,5); *е* — двухроторная двухступенчатая с решеткой; *ж* — двухроторная одноступенчатая с решеткой; *з* — однороторная реверсивная с решеткой (ДМРИЭ 14,5×13); *и* — однороторная реверсивная без решетки (ДМРИЭ 15×15); *к* — однороторная реверсивная самоочищающаяся (ДМЭ 17×14,5; ДМЭ 21×18,5; СМД—102)

При конструировании молотков стараются использовать их четыре или две стороны.

Молотки бандажного типа с утолщениями на рабочем конце применяют для дробления прочных материалов средней абразивности, усиленные скобообразные — для дробления прочных материалов.

В зависимости от свойств материала и технологических задач массу применяемых молотков изменяют в пределах 3—180 кг. По ГОСТу, разница суммарных масс диаметрально противоположных рядов молотков не должна превышать 50—300 г. Масса молотков во всех рядах должна возрастать в одном направлении.

Если учесть, что разница в массе комплекта молотков

одного ряда в 50 г при диаметре ротора 1500 мм и частоте вращения 1500 об/мин создает центробежную силу в 924 Н, то наиболее прогрессивным методом изготовления молотков является штамповка (дающая меньшие отклонения по массе) или точное литье.

Ротор в соответствии с ГОСТом, при изготовлении должен быть подвергнут балансировке без молотков, лучше — динамической.

Упрочнение и восстановление молотков аналогично описанному в § IV.5 для бил роторных дробилок.

Самоочищающиеся дробилки бывают двух типов — с подвижными отражательными поверхностями в виде пластинчатых конвейеров тяжелого типа (см. рис. IV.16, *г, д, к*) или вращающихся футерованных валков (см. рис. IV.17, *б*). Если пластинчатых конвейеров в дробилке два, то один из них подает дробимый материал в зону дробления, а другой удаляет из дробилки глину, набрасываемую на конвейер молотками.

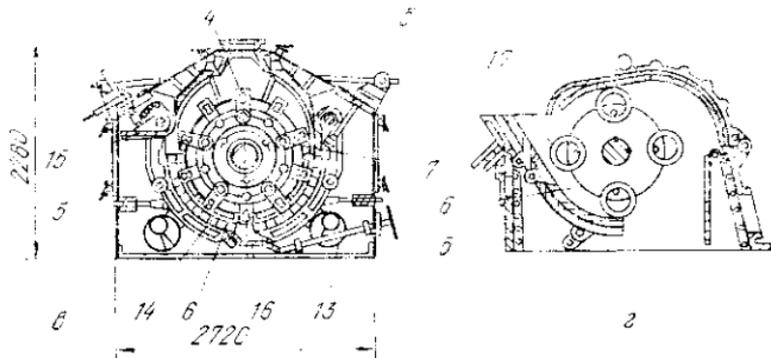
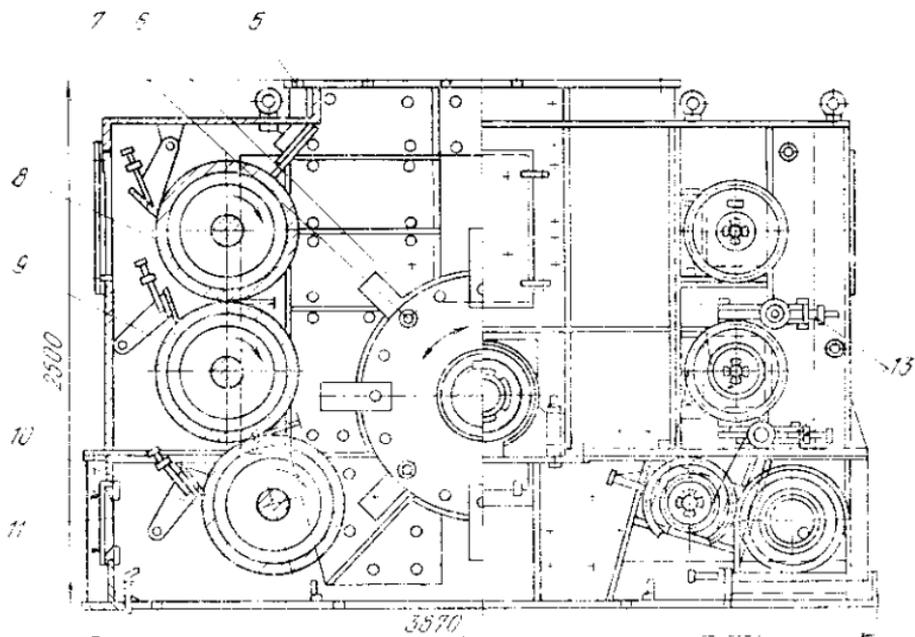
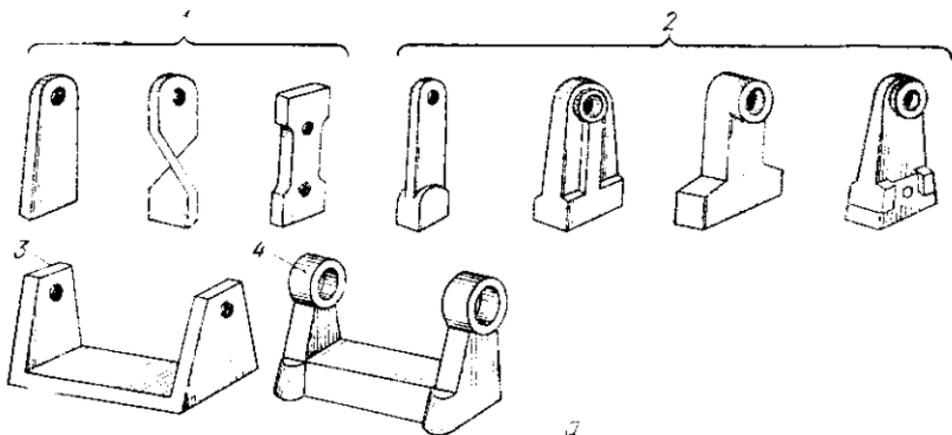
Более эффективную самоочистку обеспечивают вращающиеся валки. Нижний валок снабжен приводом от отдельного двигателя, что позволяет перемещать валок, изменяя разгрузочную щель на дробилке ДМС-20×20—600 от 20 до 180 мм. Остальные валки тоже можно перемещать относительно ротора. Валки каждой стороны вращаются в одну сторону, так как связаны между собой в пары цепными передачами.

Это способствует разгрузке камеры дробления и очистке валков от налипающего материала за счет относительного проскальзывания валков. Для улучшения условий разгрузки частота вращения валков возрастает от верхнего к нижнему (у ДМС-20×20 частота вращения верхнего, среднего и нижнего валков составляет соответственно 10, 17 и 23 об/мин).

У реверсивных дробилок предусмотрена возможность разгрузки через боковое окно, кроме колосниковой решетки (см. рис. IV.17, *в*), что используют при дроблении материалов средней прочности (известняк). При дроблении материалов малой прочности посредине решеток открывают затвор, используя одну секцию решетки.

Кольцевые самоповорачивающиеся молотки (см. рис. IV.17, *г*) применяют для дробления твердых абразивных материалов; эти молотки отличаются равномерным износом.

Для дробления мягких и хрупких руд типа марганцовых с повышенным содержанием плотных глин для тон-



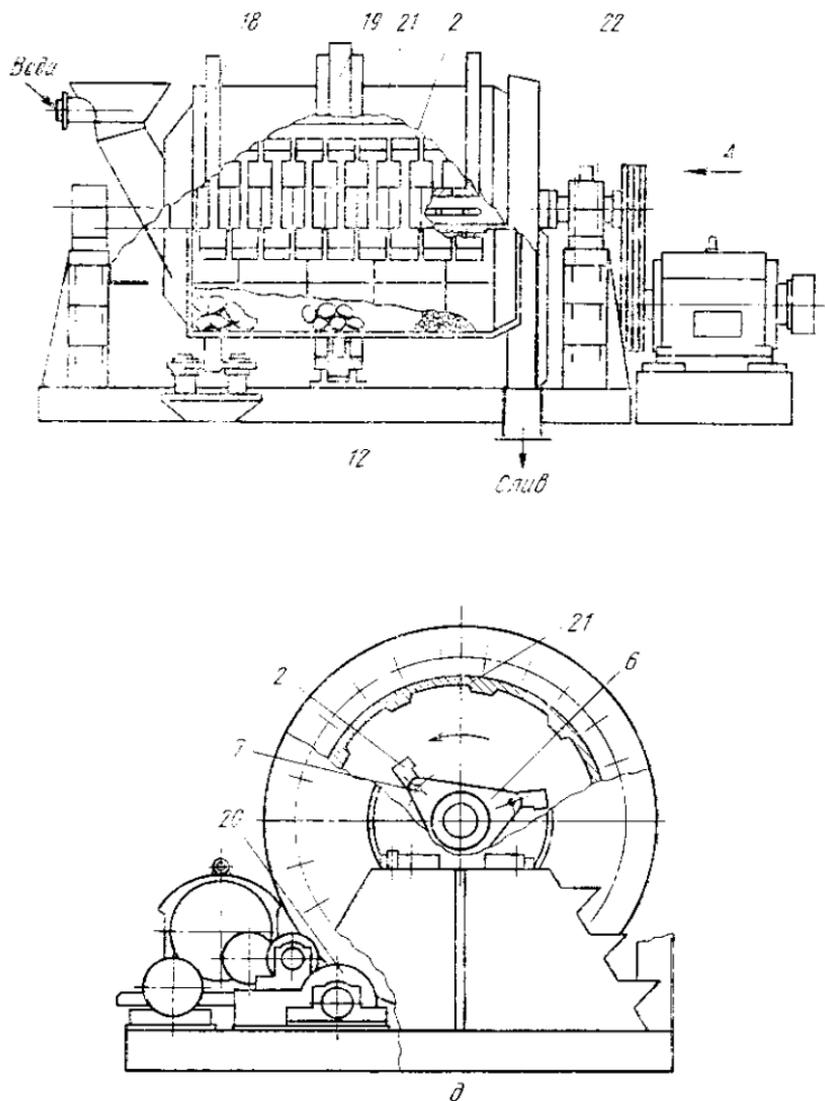


Рис. IV.17. Молотковые дробилки:

a — форма молотков; *б* — самоочищающаяся дробилка ДМС-20×20; *в* — ДМРИЭ 14,5×13; *г* — с кольцевыми молотками; *д* — молотковая барабанная ДМБ; 1 — молотки колосникового типа; 2 — молотки бандажного типа; 3 — скобообразные молотки; 4 — усиленная скобообразная конструкция; 5 — корпус дробилки; 6 — молотковый ротор; 7 — ось молотков; 8 — верхний валок; 9 — средний валок; 10 — нижний валок; 11 — скребок; 12 — станина; 13 — регулировочное устройство; 14 — колосниковая решетка; 15 — поворотная разгрузочная плита; 16 — затвор-карман для недробимых тел; 17 — кольцевой молоток; 18 — опорный бандаж; 19 — зубчатый венец; 20 — опорные ролики; 21 — барабан; 22 — подшипники ротора

кого измельчения глинистых составляющих в институте «Механобрчермет» разработана молотковая барабанная дробилка (см. рис. IV.17, д).

Барабан и ротор с молотками вращаются в противоположные стороны, частота вращения барабана составляет 75% критической частоты вращения, при которой материал прижимается центробежной силой к поверхности барабана и не отпадает. Материал, поднятый барабаном на некоторую высоту, падает на вращающиеся молотки. Дробленый продукт разгружается потоком воды через разгрузочную горловину с решеткой. У большей из двух моделей дробилки диаметр барабана составляет 2300 мм; ротор диаметром 960 мм имеет длину 1700 мм. Частота вращения барабана и ротора соответственно равны 24 и 900 об/мин. Мощности двигателей барабана и ротора равны соответственно 30 и 55 кВт. Максимальная крупность исходного куска 120 мм, дробленого продукта 8 мм. Производительность 40 т/ч, масса 25 т.

В обозначениях дробилок однороторных нереверсивных по ГОСТ 7090—72* указан диаметр и длина ротора (в дециметрах) и исполнения Б, В, Г, различающиеся по частоте вращения и мощности двигателя. Наиболее мощная дробилка М-20-30Г массой 63 т, производительностью 1200 т/ч при частоте вращения 600 об/мин и мощности 1250 кВт дробит наибольшие куски угля 600 мм до крупности 15—20 мм.

Дробилки М-20-20Г, М-20-30Г и ДМС-80×20 выпускаются ПО «Волгоцеммаш», однороторные реверсивные ДМРЭ-10×10, ДМРИЭ-14,5×13 и ДМР-14,5×13—Сызранским турбостроительным заводом; двухроторные дробилки 800×600 — Кемеровским заводом «Строммашина».

Расчет молотковых дробилок отличается от расчета роторных. Дробящее действие наиболее эффективно, если молотки осуществляют дробление центральными, а не скользящими ударами по кускам (рис. IV.18).

Центральный удар происходит при глубине проникновения C куска в зону вращающегося ротора не менее $0,6$ диаметра наибольшего куска D_{\max} .

Рассмотрим кусок, который при загрузке дробимого материала по вертикальной оси ротора подлетел к отходящему молотку 1. Чтобы проникнуть в зону на глубину $C = 0,6D_{\max}$ за время t приближения к рассматриваемому куску набегающего молотка 2, кусок должен приобрести скорость $v_k = C/t$.

При угловой скорости ротора ω и количестве z про-

дольных рядов молотков на роторе $t = 2\pi/\omega z$. Необходимую для обеспечения скорости v_k высоту загрузки H находят по формуле $v_k = \sqrt{2gH}$. Приравнявая $t = 0,6 D_{\max}/\sqrt{2gH} = 2\pi/\omega z$, получим $H = (0,6 D_{\max}\omega z)^2 / (2\pi\sqrt{2g})^2$ или $H = 0,0015 D_{\max}^2 \omega^2 z^2$.

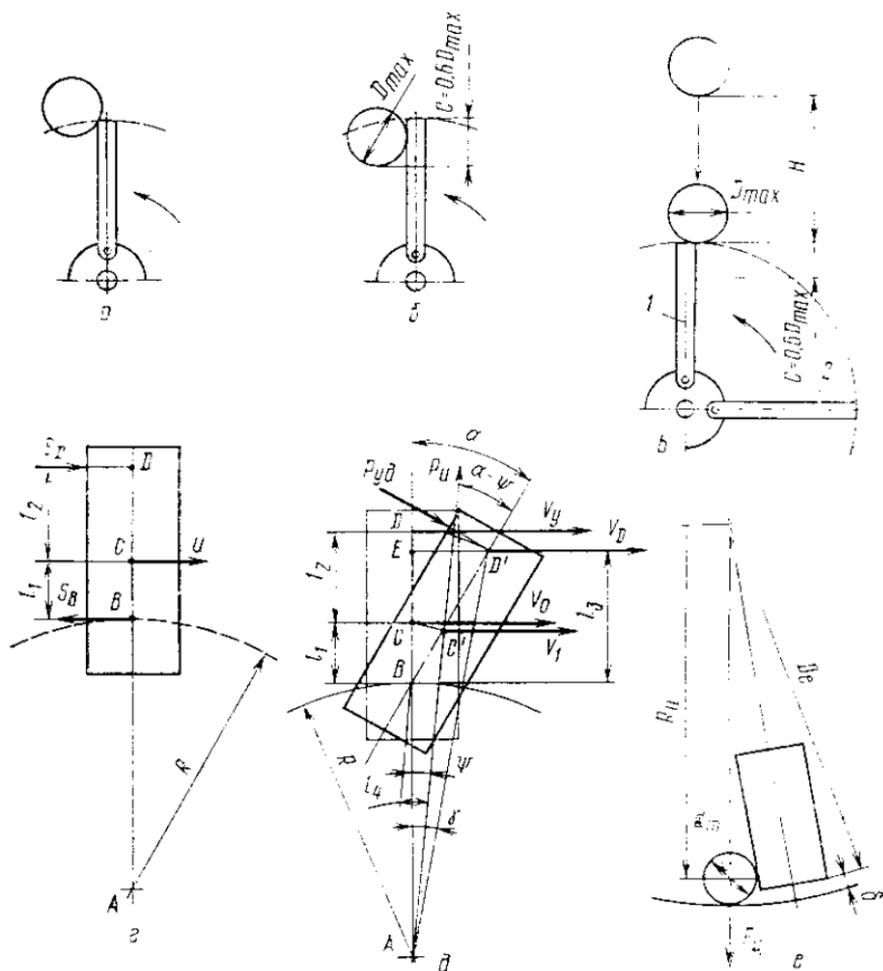


Рис. IV.18. Схемы к расчету молотковых дробилок:

a — относительное расположение наибольшего куска дробимого материала при скользящем ударе; *б* — то же, при центральном ударе; *в* — начало проникновения куска в зону вращающихся молотков; *г* — положение молотка до удара; *д* — положение молотка после удара; *е* — перемещение молотком дробимого материала по колосниковой решетке

Для спокойной (без вибрации) и надежной работы дробилки необходимо рассчитать по методике В. П. Барабашкина размеры молотка так, чтобы ни ось подвеса, ни

подшипники ротора не испытывали ударных нагрузок. На основании теоремы об изменении проекций количества движения центра масс и принимая во внимание, что скорость центра тяжести молотка относительно оси подвеса в начале удара равна нулю, имеем (см. рис. IV.18, z, ∂):

$$S_B + S_D = m_M u, \quad (IV.24)$$

где S_B и S_D — импульс удара соответственно в точках подвеса B и удара D ; m_M — масса молотка; u — линейная скорость центра тяжести молотка в конце удара относительно оси подвеса B .

$$\omega = \omega_M l_1,$$

где ω_M — угловая скорость молотка в конце удара относительно оси подвеса; l_1 — расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка.

$$u_M = S_D(l_1 + l_2) J_B,$$

где J_B — полярный момент инерции молотка относительно оси подвеса; l_2 — расстояние от центра тяжести молотка до точки удара.

Чтобы ось подвеса и, следовательно, подшипники ротора не испытывали ударного импульса, необходимо значение $S_B = 0$ в уравнении (IV.24).

Тогда уравнение (IV.24) примет вид

$$S_D = m_M u$$

$$\text{или } S_D = m_M S_D(l_1 + l_2) l_1 J_B,$$

откуда

$$J_B = m_M(l_1^2 + l_1 l_2). \quad (IV.25)$$

Уравнение (IV.25) выражает условие, при котором ось подвеса молотка и подшипники ротора не испытывают удара молотка по куску дробимого материала, т. е. условие, при котором молоток будет уравновешен на удар.

Мощность N , потребляемая молотковой дробилкой, включает в себя следующие составляющие: N_1 — на восстановление энергии молотков, теряемой ими при ударах по кускам дробимого материала; N_2 — на дробление материала истиранием на колосниковой решетке; N_3 — на трение в опорах ротора; N_4 — на перемещение воздуха в корпусе дробилки.

1. Предположим, что каждый молоток в течение одного оборота ротора дробит среднее по производительности

количество материала. Это количество с некоторым допущением в сторону запаса представим одним куском, массу m которого определим по формуле

$$m = 1000Q/60nz,$$

где Q — максимальная производительность (по массе), т/ч; n — частота вращения ротора, об/мин; z — количество молотков на роторе.

При ударе молотка о кусок материала молоток теряет кинетическую энергию вследствие уменьшения окружной скорости — поворота относительно оси подвеса в сторону, противоположную направлению вращения ротора.

Величина энергии W_1 , теряемой одним молотком, определяется по теории удара Герца:

$$W_1 = v_m^2 m_{пр} m / 2(m_{пр} + m),$$

где v_m — скорость молотка относительно куска дробимого материала до удара:

$$v_m = \omega_p (R + l_1 + l_2),$$

где ω_p — угловая скорость ротора до удара; R — радиус подвеса молотков; $m_{пр}$ — масса молотка, приведенная к точке удара D (см. рис. IV.18, z).

$$m_{пр} = J_A / (R + l_1 + l_2)^2,$$

где J_A — полярный момент инерции молотка относительно оси ротора A :

$$J_A = J_C + m_m (R + l_1)^2,$$

где J_C — полярный момент инерции молотка относительно оси C , проходящей через его центр тяжести; m_m — масса молотка.

$$N_1 = W_1 z \omega / 2\pi.$$

Величина N_1 — это основная составляющая мощности привода молотковой дробилки.

2. Работа W_2 , необходимая для истирания и перемещения условного куска материала массой m по колосниковой решетке за один оборот ротора

$$W_2 = (F_{ц} + P) f_m z s,$$

где $F_{ц}$ — центробежная сила условного куска; P — радиальное давление молотка на кусок (поскольку отклонение молотка от радиального положения весьма мало, можно принять $P=0$); f_m — коэффициент трения куска мате-

риала по слою раздробленного материала на решетке; s — путь перемещения, равный длине обеих секций колосниковой решетки (или одной при открытом среднем затворе).

$$F_u = m\omega^2 R_u,$$

где ω — угловая скорость движения по решетке центра тяжести условного среднего куска, равная угловой скорости ротора; R_u — радиус истирания — расстояние от оси ротора до центра тяжести условного куска (см. рис. IV.18, e).

$$R_u = 0,5D_p + \delta - 0,5d_m,$$

где D_p — диаметр ротора, по габариту вращения молотков; δ — зазор между вращающимися молотками и колосниками (на практике настройку дробилки при мелком дроблении ведут на слух, добиваясь касания молотков, после чего на 1—2 мм отводят секции решеток); d_m — диаметр условного куска, $d_m = \sqrt[3]{6m/\pi\rho}$, где ρ — плотность дробимого материала.

$$N_2 = W_2 z \omega / 2\pi.$$

3. Момент M_3 сил трения в опорах ротора равен

$$M_3 = Gfd/2,$$

где G — сила тяжести всех вращающихся деталей ротора с молотками; f — приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках ротора; d — средний диаметр подшипников.

$$N_3 = M_3\omega.$$

4. Объемный расход воздуха Q_v через дробилку, обусловленный вращением ротора

$$Q_v = v_v A,$$

где v_v — средняя квадратичная окружная скорость воздуха, движущегося в корпусе дробилки; A — площадь поперечного сечения активной части ротора, состоящей из осей подвески молотков и самих молотков.

$$v_v = \omega d_{cp},$$

где d_{cp} — средний диаметр траектории движения воздуха в корпусе дробилки.

$$\begin{aligned} d_{cp} &= 2(A_o R_o + A_p R_p + A_y R_y) / (A_o + A_p + A_y) = \\ &= 2(A_o R_o + A_p R_p + A_y R_y) / A, \end{aligned}$$

где A_0 , A_p и A_y — соответственно площади сечения оси, рукояток всех молотков одного ряда и ударных частей всех молотков одного ряда; R_0 , R_p и R_y — соответственно радиусы расположения центров тяжести оси, рукоятки и ударной части молотка относительно оси ротора.

Избыточное давление воздуха в корпусе дробилки, возникшее при вращении ротора

$$\Delta p = \rho_v \omega^2 d_{cp}^2 / 4,$$

где ρ_v — плотность воздуха.

Для уменьшения «вентиляторного эффекта» молотковых дробилок устанавливают байпасный воздухопровод, соединяющий разгрузочную часть корпуса с загрузочной воронкой и снижающий избыточное давление.

$$N_4 = Q_v \Delta p.$$

Окончательно $N_{дв} = N / \eta_{\Sigma}$,

где η_{Σ} — полный к.п.д. привода дробилки.

Попадание недробимых металлических тел (зубья ковшей экскаваторов и т. д.) в дробилки всех конструкций нежелательно, но особенно тяжелые последствия оно может вызвать в быстроходных роторных и молотковых дробилках. Для улавливания и удаления металла из слоя материала, транспортируемого конвейером к дробилке; применяют круглые и плоские электромагниты, электромагнитные железоотделители по ГОСТ 13602—79.

Однако значительная часть аварий происходит при попадании в дробилки кусков немагнитного металла, например, аустенитной стали 110Г13Л. Для обнаружения такого металла применяют металлоискатели, действующие на основе различных физических эффектов, но удаление его с ленты конвейера все же выполняют вручную. Опробованы проектные решения с установкой в разгрузочной воронке питающего (или промежуточного) конвейера клапана и отводной воронки, направляющей недробимый металл вместе с сырым материалом в бункер отходов. Привод клапана включается автоматически по импульсу от электронного металлоискателя. После сброса металла вместе с определенной порцией материала клапан переключается в рабочее положение.

§ IV.7. Дробилки для горячих материалов

В некоторых процессах подготовки шихты необходимо дробить горячие высокоабразивные материалы. Так, глиноземный спек нефелино-известняковой шихты при выгрузке из

вращающейся печи имеет температуру 1000—1100 °С и размер кусков до 1 м. Для равномерной загрузки на решетку колосникового холодильника, обеспечивающей продувку охлаждающего воздуха, его надо раздробить. Поскольку дробилок, надежно работающих при высоких температурах, нет, создано стационарное дробящее колосниковое устройство, на которое спек выгружается с высоты и крупные куски разбиваются при падении. Спек, охлажденный до 100—150 °С, дробят молотковыми дробилками.

Температура агломерата и окатышей при разгрузке с агломерационной или обжиговой машины достигает 400—900 °С. Оборудование, применяемое для дробления горячих окускованных материалов, имеет специфические особенности.

Разгружающийся с агломерационной машины достаточно монолитный спеченный «пирог» шириной 2—4 м и массой до 8 т попадает в дробилку и дробится на куски, максимальный размер которых определяется технологией дальнейшей обработки.

В производстве агломерата и окатышей в цветной и черной металлургии применяют одновалковые зубчатые дробилки. Их устанавливают непосредственно за разгрузочной частью конвейерной машины. Устройство, снимающее «пирог» агломерата с тележек машины, может быть стационарным или подвижным. Эффективнее подвижное исполнение, обеспечивающее регулирование зазора между колосниками спекательных тележек и сменными зубьями отсекающего устройства, выполняемое при монтаже и ремонтах, а также во время работы машины по мере износа зубьев.

Дробилка, кроме выполнения основной задачи дробления, является одновременно питателем для установленного за ней грохота горячего агломерата, защищая его также от ударов тяжелых кусков агломерата. Последнее обстоятельство особенно важно при установке вибрационных грохотов.

На рис. IV.19,а представлена типовая установка дробилки Электростальского ордена Ленина завода тяжелого машиностроения, ныне снятая с производства. Эта одновалковая зубчатая дробилка диаметром 1000×2200 имела шестизубые звездочки. Зубья соседних звездочек были попеременно смещены на круглом валу на 30°, дробление спека осуществлялось между зубьями и поддробильной плитой с отверстиями; между зубьями и плитой оставалась регулируемая в пределах 100—200 мм щель.

Конструкции дробилок, выпускаемых сейчас ПО «Волгоцеммаш», построены на прогрессивном принципе дробления — зубья звездочек проходят между колосниками, обеспечивая лучшее дробление. Дробилки такого типа применены на многих агломерационных фабриках, например, на Ждановской фабрике окатышей комбината «Печенганикель». Но установленные на них трех- и четырехзубые звездочки имеют недостаток: в пространстве между зубьями через дробилку проходят куски до 350 мм, значительно превышающие максимально допустимую величину. Поэтому лучше использовать шестизубую звездочку с шахматным расположением зубьев на валке (со смещением на половину шага зубьев). Большое значение имеет форма зуба — он должен не раздавливать годный агломерат, как это делает прямоугольный зуб, а раскалывать «пирог». Для этого зуб должен быть острым и легко сменяемым при ремонте. На рис. VI.19, б изображена звездочка валковой аглодробилки с разработанными автором сменными самозатачивающимися зубьями с клиновым креплением зубьев. Рабочие поверхности зуба в любом сечении образованы двумя равнобедренными треугольниками с общим основанием. По мере износа зубьев несколько уменьшается диаметр звездочки, но режущая кромка зуба остается острой. После двух месяцев работы зуб остается пригодным к дроблению. Замена прямоугольных зубьев самозатачивающимися приводит к уменьшению размера кусков до 100 мм и меньше при одновременном уменьшении доли мелочи.

Внутренняя поверхность корпуса дробилок защищена сменными футеровочными плитами из абразивостойкой жаропрочной стали.

Вал ротора на подшипниках качения имеет внутреннюю полость, охлаждаемую проточной водой; у дробилок ДО-1,3×4,2 также охлаждаются балки станины; в конструкции дробилки диаметром 1000×2200 (ЭЗТМ) предусмотрено проточное охлаждение корпусов подшипников.

Система подачи пластичных смазывающих материалов в подшипник — централизованная. В редукторах используют жидкое картерное смазывание.

Требования к качеству дробления в последние годы растут, что влечет за собой уменьшение щели между колосниками. Такое качество дробления достигается в разработанной автором двухвалковой дробилке с зубчатыми валками (см. рис. IV.19, в). Максимальный размер выдаваемых кусков достигает 40 мм. Кроме того, двухвалковая

дробилка имеет другое преимущество — возможность легко регулировать размер разгрузочной щели за счет перемещения подвижного валка, в кинематическую цепь привода которого включен универсальный шпindelь.

Двухвалковая дробилка с индивидуальными приводами валков характеризуется повышенной надежностью. При выходе из строя одного привода дробилка продолжает работу, так как дробимый агломерат обеспечивает кинематическое сцепление валков между собой. Этот же эффект способствует выравниванию скоростей при работе двух приводов. Дробилка продолжает работать, даже при заклинивании подшипников одного из валков, поскольку зубья неподвижного валка играют роль колосников.

Повышенный износ в одновалковых дробилках обусловлен значительной разницей скоростей неподвижных колосников и вращающихся звездочек. У двухвалковых дробил-

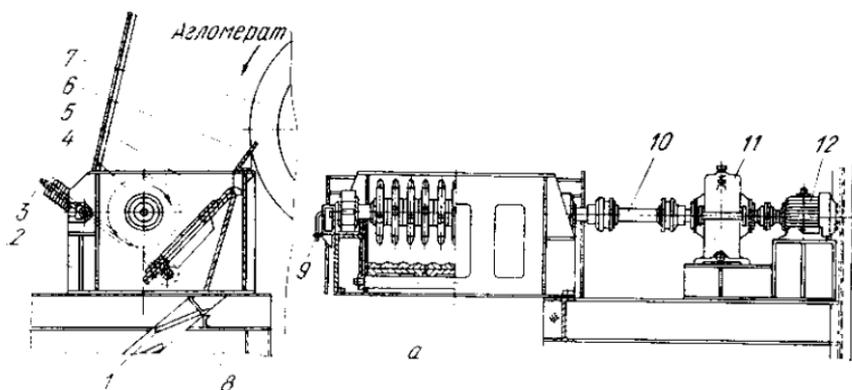
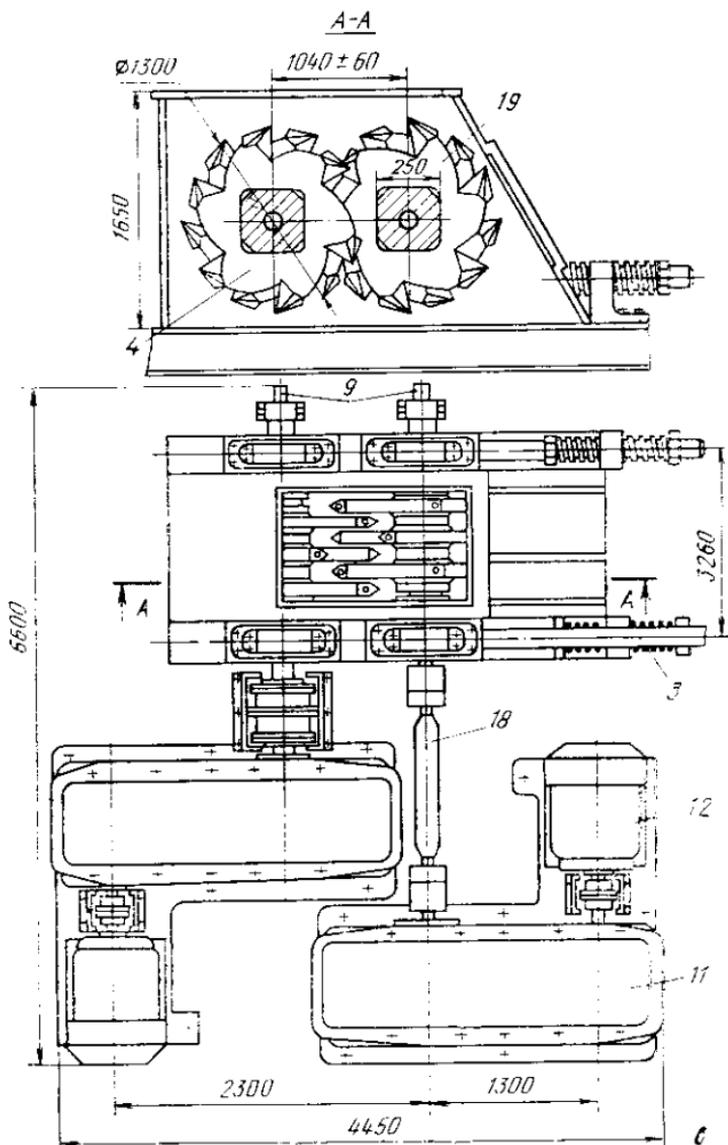


Рис. IV.19. Конструкции валковых зубчатых дробилок горячего агломерата:

a — одновалковая дробилка агломашины 50 м² шириной 2 м; *b* — звездочка дробилки с шестью сменными самозатачивающимися зубьями; *в* — двухвалковая дробилка; 1 — стационарный колосниковый грохот; 2 — корпус дробилки; 3 — пружинно-винтовое устройство для регулировки разгрузочной щели; 4 — неподвижный зубчатый дробильный валок; 5 — подвижный зубчатый валок; 6 — стационарное отсекающее устройство; 7 — разгрузочная часть агломашины; 8 — бункер возврата; 9 — водяное охлаждение ротора; 10 — промежуточный вал с зубчатыми муфтами; 11 — редуктор; 12 — электродвигатель; 13 — ступица; 14 — палец; 15 — клиновидная чека крепления пальца; 16 — заостренный самозатачивающийся зуб; 17 — клин; 18 — универсальный шпindelь; 19 — подвижный зубчатый валок

лок неподвижных колосников вообще нет, а относительное скольжение звездочек и агломерата значительно уменьшено, поэтому износ рабочих органов меньше. Применение двухвалковых дробилок агломерата расширяется.

Водяное охлаждение греющихся элементов дробилки снижает температуру зубьев с 500 до 180 °С, колосников — с 600 до 200 °С. Это позволяет увеличить срок их службы втрое.



На некоторых агломашинах за рубежом применяют комбинированное дробление сначала на одновалковой трехзубой дробилке, а затем на установленной под ней двухвалковой зубчатой дробилке.

Производительность Q дробилки для агломерата определяют по формуле, одинаковой для одно- и двухвалковых дробилок, т/ч:

$$Q = 60\pi DnBs\rho\psi, \quad (IV.26)$$

где D — диаметр звездочек, м; n — частота вращения вала, об/мин; B — рабочая длина вала, м; s — размер разгрузочной щели между ступицами и зубьями звездочек для двухвалковых дробилок или между ступицами звездочек и колосниками одновалковых дробилок, м; ρ — плотность агломерата, т/м³; ψ — коэффициент производительности, учитывающий разрыхление агломерата и использование длины вала, $\psi=0,2-0,6$.

Мощность приводного электродвигателя $N_{дв}$ можно приблизительно рассчитать по эмпирической формуле, кВт:

$$N_{дв} = k_N B D n,$$

где k_N — опытный коэффициент, для агломерата средней прочности может быть принят равным 2; B , D и n — см. обозначения к формуле (IV.26).

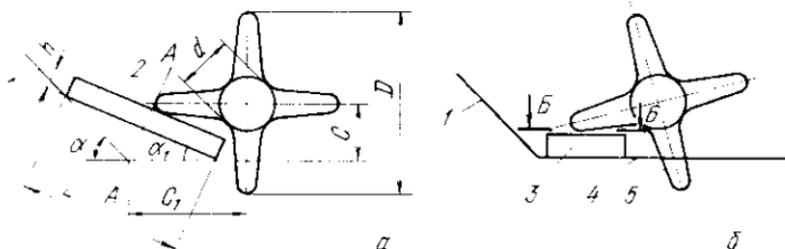


Рис. IV.20. Схема дробления «пирога» агломерата;

а — на наклонной плите; б — на колосниковой решетке; 1 — наклонная плита; 2 — целый пирог; 3 — половина пирога; 4 — колосниковая решетка; 5 — звездочка

Более точным является метод расчета мощности дробления по методике И. Д. Костокрызова и В. В. Горностаевой (Магнитогорский горно-металлургический институт), учитывающий прочность агломерата.

В применении к дробилкам с колосниковой решеткой этот метод предусматривает следующую схему разрушения агломерата (рис. IV.20). «Пирог» агломерата с шириной B , мм, толщиной h , мм и длиной L , мм, опирающийся

передним по движению концом на колосниковую решетку, задним концом — на наклонную плиту, разламывается зубьями звездочек сначала на две равных части длиной $L/2$ по сечению $A-A$. Затем одна половина «пирога» дробится на колосниках теми же зубьями звездочки, которые разломали «пирог», вторая половина дробится зубьями, расположенными со сдвигом на 90° (при четырехзубой звездочке без смещения).

Для осуществления в натуре такой схемы дробления агломерата необходимо обеспечить следующие соотношения параметров дробилки:

$$D = L + (100 - 150),$$

где D — наружный диаметр звездочки по зубьям, мм. Расстояние от плоскости колосниковой решетки до оси вала C (мм) должно удовлетворять условию $C = h + d/2 + (50 - 100)$ мм, где d — наружный диаметр ступицы звездочки, мм. Рекомендуется выдерживать соотношение $C_1 \cong D$.

Угол наклонной плиты к горизонту α определяется из условий равновесия «пирога», один конец которого скользит по наклонной плите, другой — по колосникам под действием собственной силы тяжести, в момент пересечения середины «пирога» с траекторией движения концов зубьев звездочек. При этом $\alpha_1 = \alpha/2$, где α_1 — угол наклона «пирога» к горизонту в момент равновесия.

При коэффициенте трения агломерата по стали $f_1 = 0,364$, что соответствует углу трения $\varphi = \arctg f_1 = 20^\circ$ (см. гл. I, § 1), значение угла α получено решением уравнений равновесия ($\alpha \geq 45^\circ$).

Основной нагрузкой при такой схеме дробления является изгибающий момент в плоскости разламывания «пирога», необходимый для его разрушения.

$$M_{изг} = W \sigma_{п.а},$$

где W — момент сопротивления сечения «пирога» изгибу; $\sigma_{п.а}$ — предел прочности агломерата. Для агломерата средней прочности получены значения $\sigma_{п.а} = 0,07 - 0,25$ МПа.

При разламывании «пирога» по сечению $A-A$ пополам

$$W_1 = 1/6 B h^2,$$

при дроблении половин «пирога» на колосниках по сечению $B-B$

$$W_2 = 1/12 L h^2.$$

Крутящие моменты, требуемые для разрушения агломерата на первой и второй стадиях дробления $M_{кр1}$ и $M_{кр2}$, определяются в зависимости от соотношений геометрических параметров дробилки и количества зубьев на звездочке, равного 3, 4 и 6.

Момент холостого хода

$$M_{х.х} = 1/2 G f_2 d_{ш},$$

где G — сила тяжести дробильного вала; f_2 — приведенный коэффициент скольжения в подшипниках опор; $d_{ш}$ — средний диаметр подшипника.

Крутящий момент двигателя привода определяется, как среднеквадратичный, по условиям нагрева при работе в продолжительном номинальном режиме S1.

$$M_{ср} = \sqrt{(M_{кр1}^2 t_1 + M_{кр2}^2 t_2 + M_{х.х}^2 t_{х.х}) / t_{ц}},$$

где t_1 , t_2 и $t_{х.х}$ — соответственно время действия моментов $M_{кр1}$, $M_{кр2}$ и $M_{х.х}$; $t_{ц}$ — время цикла дробления пирога, $t_{ц} = 30/n$ (здесь n — частота вращения вала, об/мин).

Для согласования работы дробилки с работой агломашины при скорости движения спекательных тележек v (м/мин) требуется, чтобы

$$n_{min} = 2000v / Lz, \quad (IV.27)$$

где z — количество зубьев на звездочке (при установке звездочек без смещения на валке).

При стандартных размерах спекательных тележек $L = 1$ м у машин площадью 50—160 м² и $L = 1,5$ у машин площадью 312 м² и более, при шестизубых звездочках ($z = 6$) для машин до 160 м² с максимальной скоростью 6 м/мин по формуле (IV.27) $n_{min} = 2$ об/мин (дробилки делают 3,2 и 4,6 об/мин), для машины 312 м² с $v_{max} = 7,5$ м/мин значение $n_{min} = 1,7$ об/мин (дробилка делает 3 об/мин).

Тогда требуемая мощность двигателя привода аглодробилки

$$N_{дв} = k_c M_{ср} \omega / \eta_{г},$$

где k_c — коэффициент, учитывающий степень самостоятельного дробления агломерата при падении на колосниковую решетку, зависит от свойств агломерата; для агломерата средней прочности $k_c \approx 0,6—0,7$; ω — угловая скорость вращения вала; $\eta_{г}$ — полный к.п.д. привода.

В СССР три модели одновалковых дробилок для горячего агломерата выпускает ПО «Волгоцеммаш». В обозна-

чении дробилки указаны диаметр и длина зубчатого вала в метрах.

Наиболее мощная дробилка ДО-1,3×4,2 производительностью 900 т/ч рассчитана на размеры «пирога» 0,4×1,5×4,0 м и крупность дробленого продукта меньше 200 мм. Двигатель мощностью 125 кВт имеет ступенчатое регулирование скорости и обеспечивает частоту вращения зубчатого вала 3—4; 5—6; 1—9 об/мин.

Зубья звездочек, зубья отсекающего устройства, колосники колосниковой решетки изготавливают из жаропрочных сталей, например, 80Г14Х16Т, 35ХМЛ, 70ХЛ и наплавляют абразивостойкими жаропрочными сплавами.

Сибирским металлургическим институтом разработана технология электрошлаковой наплавки звездочек композиционным материалом на основе спеченных твердых пластин из сплава ТН-20 под флюсом марки АН-20 двумя проволочными электродами. Долговечность звездочек возрастает в 2—3 раза.

Наплавляют зубья порошковыми лентами ПЛ-АН111 ТУ ИЭС 89—73 тип 550 Х44Н34ГСР, ПЛ-АН101 тип 300Х25М3Н3Г2.

На Западно-Сибирском МК применяют сменные зубья и заливку зубьев из стали (8014Х16Т) в ступицу из углеродистой стали.

Для дробления горячего агломерата используют и другие конструкции дробилок. Так, на Нижне-Тагильском МК с 1971 г. работают щековые дробилки без распорных плит. Благодаря применению непосредственной передачи усилий от приводного вала к подвижной щеке размеры дробилки существенно уменьшены. Конечно, при этом потерян выигрыш в силе за счет распора, но для дробления агломерата значительные усилия не нужны. Компактной дробилкой такой конструкции можно с успехом заменить одновальковую. Корпус дробилки одновременно служит основанием отсекающего устройства агломерата, за которым следует неподвижная щека. Для устранения переизмельчения и снижения нагрузки на привод обе щеки выполнены не цельными, а в виде колосниковых решеток. Для уменьшения нагрузок на привод и равномерного их распределения во времени подвижная щека разделена на две секции. Эксцентрики на приводном валу смещены один относительно другого на 180°. При угле захвата $\alpha = 28^\circ$, ходе подвижной щеки 30 мм, частоте вращения приводного вала 100—120 об/мин, наибольших размерах «пирога» 400×1000××2500 мм и разгрузочной щели 100 мм производительность

составляет до 200 т/ч. Колосниковые плиты из стали X18Л имеют долговечность 3—6 мес.

Роторные дробилки конструкции Сибирского металлургического института тоже начали применять для дробления горячего агломерата. Эта модификация еще более компактна, чем щековая, и быстроходнее ее (200 об/мин). Такие дробилки внедрены на Камыш-Бурунском ЖРК и Абагурской аглофабрике Кузнецкого МК.

§ IV.8. Прочие дробильные машины и устройства

При выгрузке шихтовых материалов в приемные бункеры обогатительных и агломерационных фабрик, а также цехов подготовки шихты на решетках бункеров (ячейка порядка 300 мм) скапливаются негабаритные куски. Для их дробления применяют различные передвижные и стационарные устройства. Широко применяют дробильно-фрезерные машины (ДФМ) различных конструкций, одна из которых представлена на рис. IV.21, а. Рабочий орган машины — набранный из секций дробильно-фрезерный зубчатый барабан³. При установке таких машин на решетках в разгрузочном комплексе вагоноопрокидывателей ВРС-125 и ВРС-134 применяют три такие машины, перемещающиеся перпендикулярно продольной оси вагоноопрокидывателя.

ДФМ используют для дробления кусков руды и угля размером до 1 м на ГОКах и МК, например, на Лисаковском ГОКе, Магнитогорском, Нижне-Тагильском, Западно-Сибирском и Карагандинском МК.

Для дробления отдельных негабаритных кусков в разных местах применяют подвижные машины на базе экскаваторов (пнеumoколесных и гусеничных), оснащенные пневматическими, гидравлическими, пневмогидравлическими и гидропневматическими молотами. Так, бутобой пневмогидравлический (см. рис. IV.21, б) обладает энергией единичного удара 35 кДж при частоте ударов 10 мин⁻¹; масса ударника и всей машины соответственно 2 и 19 т.

Для этих целей пригоден электромолот, разработанный Магнитогорским горно-металлургическим институтом на основе линейного асинхронного двигателя коаксиального исполнения (см. рис. IV.21, в). Энергия удара электромолота составляет 12 кДж, частота ударов 100 мин⁻¹.

Криворожский завод горного оборудования «Коммунист» выпускает передвижную рельсовую машину для дробления руды на решетках с пневмомолотом (1МДР). Энергия единичного удара 0,6 кДж, частота 8 мин⁻¹, масса 1,2 т.

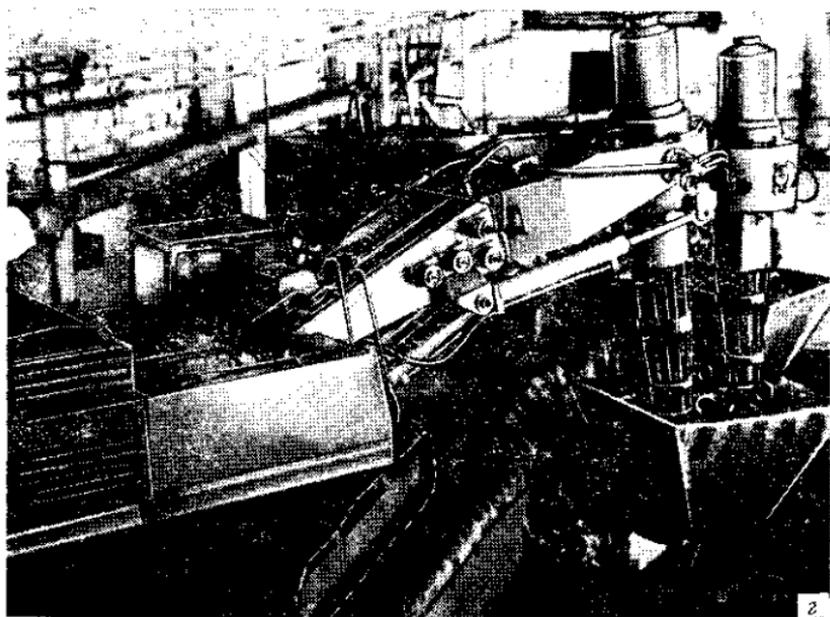
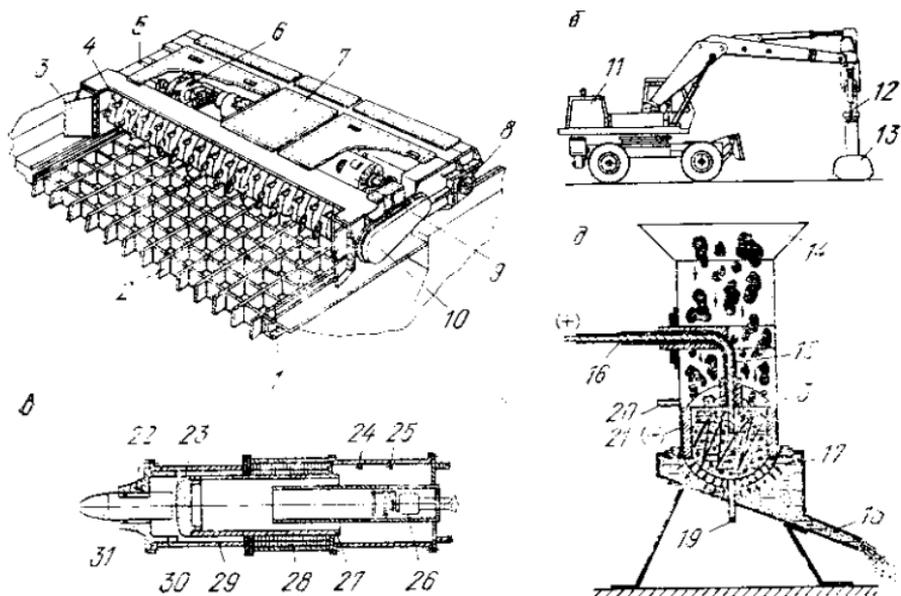


Рис. IV.21. Прочие дробильные машины:

а — однобарабанная дробильно-фрезерная машина ДФМ-7; *б* — бутобой; *в* — электромолог; *г* — агрегаты дробления АД-100 в процессе разрушения слитка фанштейна; *д* — схема электрогидравлической дробилки; 1 — рельс; 2 — решетка приемного сундера вагоноопрокидывателя; 3 — плужок; 4 — дробильно-фрезерный барабан; 5 — рама; 6 — привод механизма передвижения; 7 — отсек для балласта; 8 — приводной ходовой скат; 9 — двигатель привода барабана; 10 — зубчатая передача к барабану; 11 — экскаватор ЭО-4321; 12 — пневмогидравлический ударник УПГ-35; 13 — негабарит; 14 — корпус; 15 — дизэлектрик; 16 и 21 — электроды; 17 — колосниковая решетка; 18 — сливной патрубок; 19 — сливной штуцер; 20 — подвод питательной воды; 22 — датчик нижнего положения инструмента; 23 — боёк; 24 — датчик повторного включения двигателя; 25 — датчик верхнего положения якоря; 26 — осевой вентилятор охлаждения двигателя; 27 — якорь-плунжер; 28 — статор линейного асинхронного двигателя; 29 — рабочий цилиндр; 30 — воздушный демпфер якоря; 31 — ударный инструмент

Наиболее мощное ударное устройство метательного типа — молот гидроневматический М100 с регулируемой величиной энергии единичного удара (35—100 кДж) создано в Институте гидродинамики им. М. А. Лаврентьева СО АН СССР. Агрегат дробления АД-100 (см. рис. IV.21, а) построен на базе универсального гидравлического экскаватора ЭО-5122, оснащенного молотом М100. Он эффективно разрушает материалы высокой крепости и абразивности при минимальных затратах энергии. Например, при дроблении негабаритных кусков из диабазового порфирита производительность его составляет 62 м³/ч, затраты энергии 0,08 кВт·ч/м³. Агрегат дробления АД-100 успешно применен для дробления слитков никелевого файнштейна массой до 30 т на «Североникеле».

В настоящее время внедряются дробильные устройства с использованием электрогидравлического эффекта, открытого Л. А. Юткиным. Примерная схема работы электрогидравлической дробилки следующая (см. рис. IV.21, б). В заполненный водой корпус дробилки загружают куски породы на решетчатом поддоне. При подаче электрического импульса от высоковольтного генератора через конденсатор и прерыватель в заполненной водой камере дробления между электродами происходит электрический разряд. Вокруг разряда вследствие мгновенного испарения воды образуется зона высокого давления. В результате этого возникают мощные ударные волны. Скорость их распространения столь велика, что вода ведет себя, как твердое тело. Эти ударные волны и разрушают материал. Раздробленный материал проваливается вниз через решетку и выводится в виде пульпы. Не полностью раздробленные куски подвергаются воздействию следующих разрядов.

Электрогидравлический метод дробления по сравнению с обычным механическим дроблением, кроме простоты и отсутствия движущихся изнашиваемых узлов, имеет и технологическое преимущество: более эффективное раскрытие рудных минералов при подготовке их к обогащению, когда надо исключить загрязнение дробимого материала примесями железа или достичь высокой избирательности процесса дробления (с минимальным переизмельчением хрупких, легко переходящих в шлам ценных компонентов).

Николаевским опытным ПКБ «Электрогидравлика» разработаны дробилки с энергией разряда 30 кДж, частотой ударов 0,5 с⁻¹.

Перспектива развития оборудования для дробления — создание высокопроизводительных дробилок.

Глава V МЕЛЬНИЦЫ

§ V.1. Общие сведения и классификация

Роль дробильно-измельчительного оборудования, отличие мельниц от дробилок, способы и виды измельчения рассмотрены в § IV.1. По сравнению с дроблением, удельный расход электроэнергии на измельчение выше в 5—8 раз.

По классификации дробильно-измельчительных машин мельницы разделены на два типа: механические мельницы с мелющими телами (рис. V.1); аэродинамические и пневмомеханические (струйные размольные аппараты без мелющих тел).

Из механических мельниц наиболее широко применяют барабанные, их количество превышает 2,5 тыс. шт.

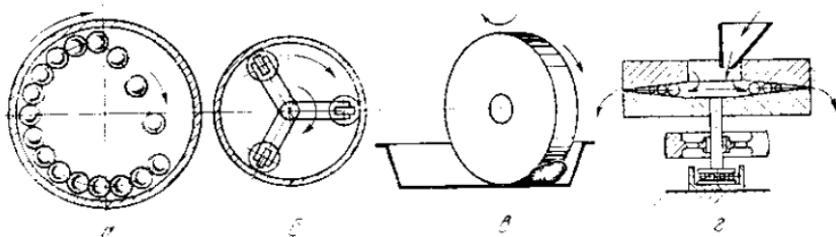


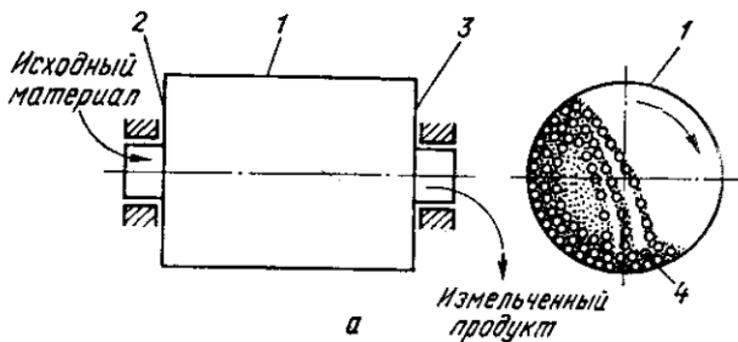
Рис. V.1. Схемы механических мельниц:

а — барабанная (шаровая, стержневая, галечная, рудногалечная, рудного самоизмельчения, барабанно-роликовая); *б* — ролико-кольцевая; *в* — чашевая (бегуны); *г* — дисковая (истиратель, жернова)

Вращающаяся барабанная мельница (рис. V.2, *а*) представляет собой пустотелый барабан, закрытый торцовыми крышками, заполненный определенным количеством измельчающих тел и вращающийся вокруг горизонтальной оси. При вращении барабана измельчающие тела благодаря трению увлекаются внутренней поверхностью барабана и поднимаются на некоторую высоту, затем свободно падают (или перекатываются) вниз.

Классификация барабанных мельниц по основным признакам разработана Механобром (см. рис. V.2, *б*).

По форме барабана различают мельницы цилиндрические и цилиндроконические (рис. V.3). Наиболее распространены цилиндроконические мельницы с короткими загрузочной и разгрузочной частями в виде отъемных торцовых крышек.



а

Вращающиеся барабанные

Цилиндрические

Непрерывного действия

Короткие

Длин-ые

Однокамерные

С центральной разгрузкой
через пустотелую цапфу

С разгрузкой через
отверстия в конце
цилиндрической части
барабана

С разгрузкой через
торцовую решетку
и подъемом продукта
в пустотелую цапфу

С разгрузкой через торцовую
решетку и вывалом
продукта через отверстия
в цилиндре барабана

С разгрузкой через решетку
на конце цилиндрической
части барабана

Мокрый,
сухой

Сухой

Мокрый,
сухой

Мокрый,
сухой

Мокрый,
сухой

Шеры, шальце,
эллипсоиды,
стержни

Стержни

Шеры, шальце,
эллипсоиды, галля,
крупная
луда

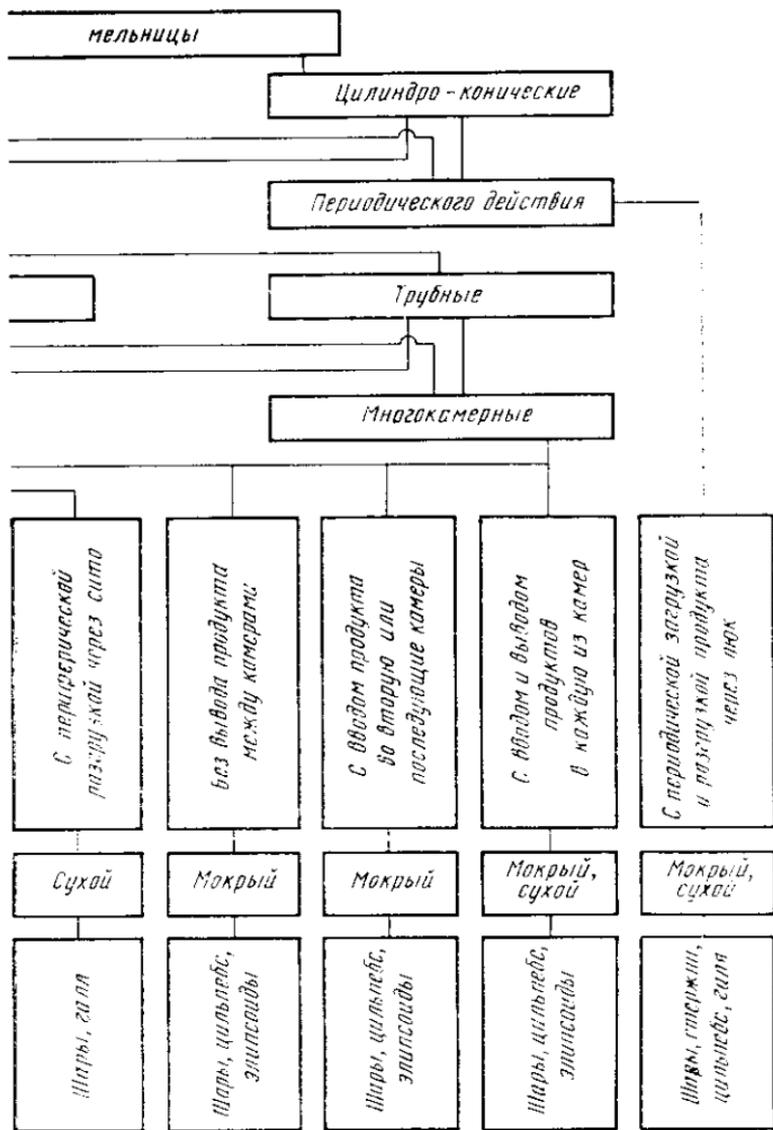
Шеры, шальце,
эллипсоиды, галля

Шеры, шальце,
галля

б

Рис. V.2. Барабанные мельницы:

а — схема устройства и принцип действия (1 — барабан; 2 и 3 — торцевые крышки; 4 — измельчающие тела); б — классификация (1 — по форме барабана; 2 — по режиму работы; 3 — по относительной длине барабана к диаметру; 4 — по числу камер измельчения; 5 — по способу разгрузки измельченного продукта; 6 — по использованию воды при измельчении; 7 — по виду измельчающих тел)



Основным измельчительным оборудованием обогатительных фабрик и шихтоподготовительных цехов являются однокамерные барабанные мельницы непрерывного действия с центральной разгрузкой и с разгрузкой через торцовую решетку (рис. V.4).

В мельницах с центральной разгрузкой применяют мешающие тела в виде шаров и стержней. Удаление измельченного материала в этих мельницах происходит свободным сливом через пустотелую разгрузочную цапфу, поэтому

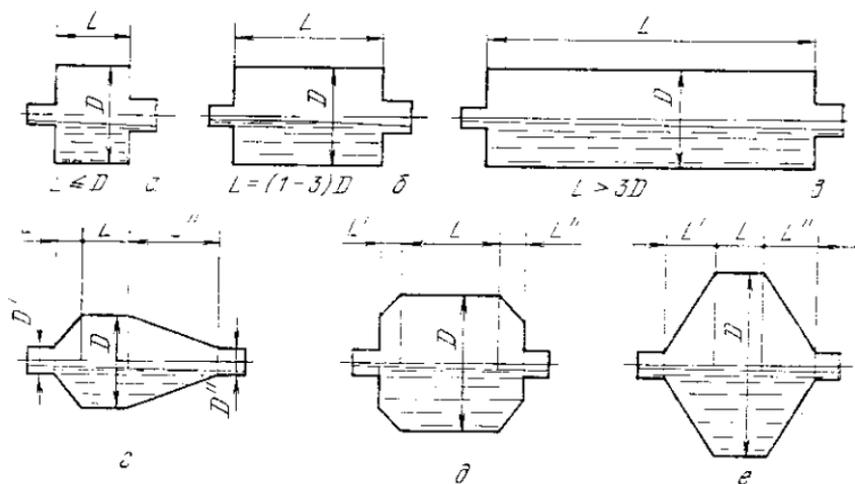


Рис. V.3. Форма барабана однокамерных мельниц: цилиндрические короткие (а), длинные (б) и трубные (в); цилиндрические с короткой (г) загрузочной конической частью, с увеличенной (д) и уменьшенной (е) цилиндрическими частями барабана

уровень пульпы в мельнице несколько выше нижней образующей отверстия разгрузочной цапфы. Так как диаметр разгрузочной цапфы значительно меньше диаметра барабана, то в мельнице поддерживается высокий уровень пульпы. Поэтому мельницы с центральной разгрузкой называют также мельницами с высоким уровнем пульпы или мельницами сливного типа.

Стержневых мельниц патрубки загрузочной и разгрузочной цапф имеют бóльший диаметр отверстий, чем у шаровых мельниц такого же размера, что позволяет повысить пропускную способность стержневых мельниц, уменьшить время пребывания материала в барабане.

В зависимости от вида измельчающей среды различают мельницы шаровые, стержневые, галечные и рудногалечные, самоизмельчения и полусамозмельчения. Производ-

ство шаров составляет 90% всего производства мелющих тел.

У шаровых мельниц измельчающая среда составляется из стальных¹ или чугунных шаров одного или нескольких

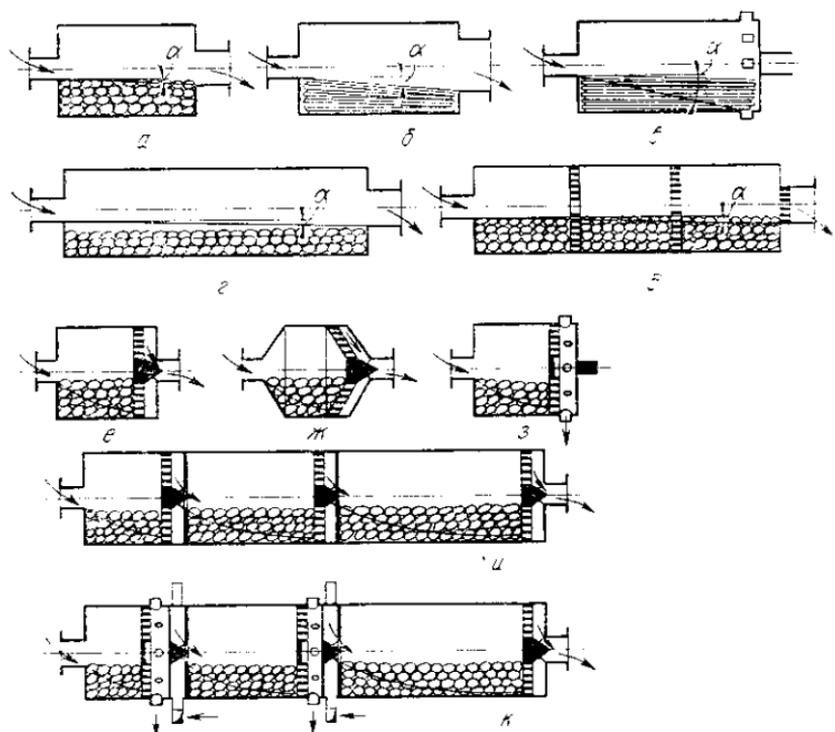


Рис. V.4. Вращающиеся барабанные мельницы с центральной разгрузкой (а—д) и с разгрузкой через торцовую решетку (е—к):

а — шаровая; б — стержневая с разгрузкой через цапфу; в — стержневая с разгрузкой через окна в цилиндрической части барабана; г — шаровая трубная однокамерная; д — шаровая трубная многокамерная с межкамерными перегородками и шароудерживающей диафрагмой в разгрузочной цапфе; α — угол наклона потока пульвы в мельнице; е, ж, з — однокамерные; и, к — многокамерные; е, ж, и — с элеваторным пульпоподъемником и разгрузкой через пустотелую цапфу; з — с разгрузкой через отверстия в цилиндре барабана; и — с перегрузкой материала между камерами элеваторным пульпоподъемником; к — с выводом материала из камер через отверстия в цилиндре барабана и вводом его во вторую и последующие камеры улитковым устройством

диаметров. До 60-х годов стальные шары изготовляли отливкой, ковкой или штамповкой.

В 1962 г. во ВНИИМетмаше под руководством акад. А. И. Целикова были разработаны технология и оборудование для периодической поперечно-винтовой прокатки шаров, что повысило производительность в 3—4 раза, сни-

¹ ГОСТ 7524—83 «Шары стальные мелющие для шаровых мельниц. Технические условия».

зило расход металла на 30%, повысило качество шаров. Например, шаропрокатный стан 40—80 прокатывает до 10 т/ч шаров диаметром 41—83 мм. Следует учесть, что расход шаров на крепких рудах достигает 1,5 кг/т измельчаемой руды.

Если загрязнение измельчаемого материала железом нежелательно, то применяют шары из фарфора или других прочных неметаллических материалов (корунда, каменного литья).

В стержневых мельницах измельчающую среду составляют из стальных стержней одного или нескольких диаметров: длина стержней близка к внутренней длине барабана.

В галечных мельницах в качестве измельчающей среды используют окатанную кремневую гальку (гали), в рудно-галечных — крупнокусковые фракции, выделенные из измельчаемой руды.

В мельницах самоизмельчения и полусамозмельчения измельчающей средой служат соответственно крупные куски измельчаемой руды и смесь крупных кусков руды с некоторым количеством крупных стальных шаров.

Кроме шаров, в качестве измельчающей среды применяют стальные или чугунные цельпессы (размерами от 12×12 до 40×40 мм), представляющие собой тела вращения в виде цилиндров (или усеченных конусов) длиной, равной диаметру. Исследованиями последних лет установлены преимущества цельпессов по сравнению с шарами для первичного и вторичного измельчения, поскольку цельпессы имеют поверхностный, линейный и точечный контакт с измельчаемым материалом, а шары — только точечный. При изготовлении тел равного диаметра и из одного материала цельпессы имеют на 50% большую поверхность, большую массу и на 50% больший объем. При одинаковой массе шара и цельпессы диаметр шара составляет 1,145 диаметра цельпессы. Если учесть, что удельная поверхность зависит от диаметра, цельпессы имеют удельную поверхность, на 14,5% большую, чем шар.

При свободно сложенных загрузках измельчающей среды плотность загрузки цельпессами, изготовленными из отбеленного чугуна, составляет 4,9, загрузки из чугунных шаров 4,4, из стальных шаров 4,5 т/м³.

При равной по объему загрузке измельчающей среды (шары и цельпессы из чугуна) цельпессы имеют массу, большую на 12%, и общую поверхность, большую на 28%.

При сравнении чугунных шаров диаметром 30 мм массой 112 г, стальных шаров диаметром 25 мм массой 65 г и цильпесов диаметром 28 мм массой 128 г для измельчения равных партий железной руды по 4 млн. т установлено, что производительность мельниц с цильпесами выше на 8,8 и 8,3%, чем мельниц с чугунными и стальными шарами, а удельный расход энергии меньше на 12,1 и на 7,5% соответственно.

Можно ожидать, что применение цильпесов будет расти. В СССР их выпускают по ГОСТ 24384—80 «Цилиндры мелющие чугунные для мельниц шаровых. Технические требования» диаметром 20 мм (длина 20—28 мм) и диаметром 25 мм (длина 25—38 мм), конусностью 1:10, твердостью (400—550) *НВ*.

Опорные устройства барабана барабанных мельниц (рис. V.5), в основном, выполнены либо в виде подшипников, скольжения, расположенных на пустотелых торцовых цапфах или, реже, непосредственно на барабане мельницы, либо в виде опорных катков с подшипниками качения, на которые барабан опирается специальными опорными бандажами, жестко закрепленными на барабане.

Недостатком опор на пустотелые цапфы является повышение требований к прочности и жесткости торцовых крышек; плохой доступ внутрь барабана для ремонта и удлинение пути движения материала вдоль мельницы, превышающее в больших мельницах длину барабана в 1,5—2,0 раза.

Опора барабана на катки обеспечивает свободный доступ внутрь мельницы и позволяет оперативно изменять параметры разгрузочных устройств. Однако вдвое увеличивается количество подшипников, повышаются требования к точности обработки и сборки опорных конструкций, суммарная радиальная нагрузка на опорные катки одного бандажа превышает нагрузку на цапфу на 15% (при установке катков под углом к вертикали 30°).

У мельниц с опиранием барабана на подшипники скольжения также обеспечивается хороший доступ внутрь барабана и легко менять параметры разгрузочных устройств. Однако существенно увеличивается скорость скольжения в подшипниках, усложняется их герметизация.

Наиболее распространенный привод вращения барабана — открытая зубчатая передача с зубчатым венцом на барабане или на горловине барабана и с ведущей шестерней¹ на приводном валу.

¹ Встречающийся иногда термин «подвечная шестерня» является ошибочным.

С конца 60-х годов в конструировании мельниц наметилась тенденция к переходу на привод барабана, опирающегося на сегментные подшипники скольжения, от кольцевого тихоходного низкочастотного синхронного электродвигателя (рис. V.5, м). При этом роторный обод двигателя жестко закреплен на барабане. Использование таких двигателей стало реальным после создания промышленных тиристорных преобразователей, поддерживающих частоту в пределах 0—10 Гц. Для нормальной работы электродвигателя нужно достаточно точно выдерживать зазор (2 мм) между ротором и статором.

Хотя преимущества такого привода очевидны — отсутствие передач значительно сокращает габариты мельницы и резко повышает ее надежность, для реализации идеи

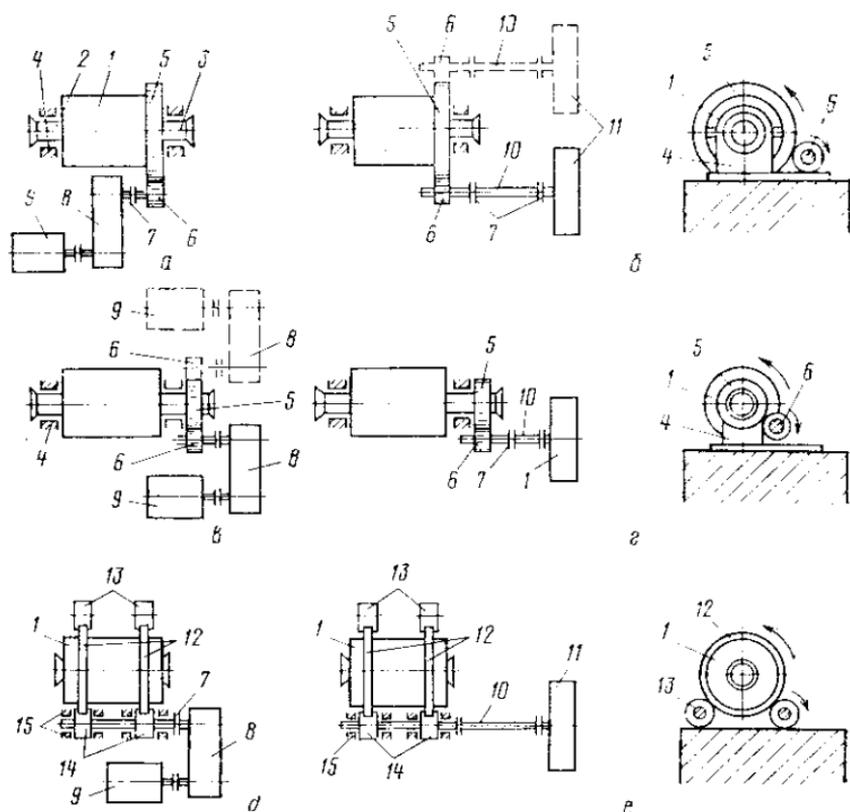


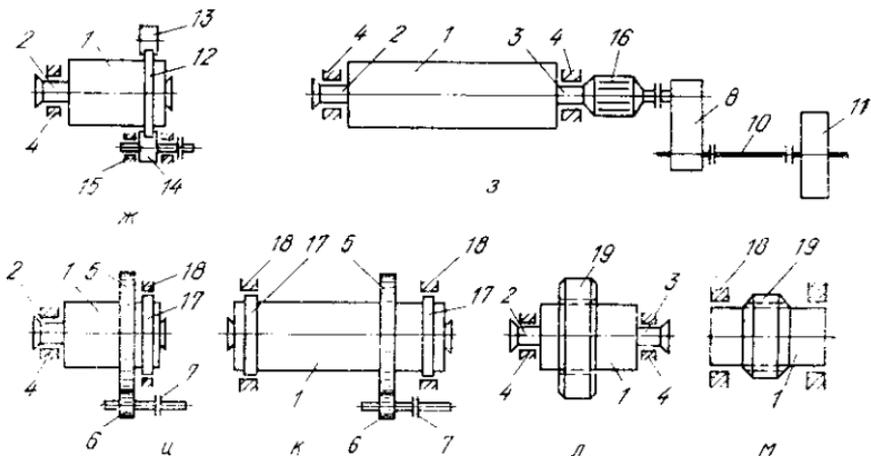
Рис. V.5. Кинематические схемы привода и опорных устройств вращающихся бара *а, б, в, г, и, к* — привод с зубчатой передачей; *д, е, ж* — привод с фрикционным (стационарный) привод; 1 — барабан; 2, 3 — пустотелые цапфы; 4 — опорный подшипник электродвигателя; 10 — промежуточный вал; 11 — тихоходный электродвигатель; 12 — вилки опорно-приводных катков; 16 — разгрузочная камера трубных мельниц; 17, 18 —

были преодолены сложности создания самого двигателя, что позволило обеспечить герметизацию подшипников в условиях и сухого, и мокрого измельчения. Тем не менее такие двигатели освоены. Например, двигатель мощностью 7700 кВт с крутящим моментом 4200 кНм, наружным диаметром корпуса статора 10 м и диаметром ротора 8 м работает с 1970 г. на цементной мельнице диаметром 5 м и длиной 16,6 м.

С 1981 г. работает кольцевой двигатель 8100 кВт, 13 об/мин шаровой мельницы диаметром 6,5 м. Самоустанавливающиеся сегментные подшипники скольжения корпуса барабана также созданы для мельницы диаметром $4,95 \times 13,25$ м.

Практика показывает, что исключение из схемы даже хорошо отработанного по конструкции и технологии механизма (редуктора) дает заметную экономию электроэнергии. Так, при переводе мельницы мокрого самоизмельчения ММС-70-23 на безредукторный привод мощностью 1600 кВт экономия электроэнергии составила 6%.

Номинальным диаметром D_n барабана мельницы называют внутренний диаметр без футеровки, рабочим диаметром D — внутренний диаметр барабана в свету, т. е. с учетом толщины футеровки. Номинальная длина барабана L — внутренняя длина без футеровки.



банных мельниц:

передачей; 3 — привод через горловину барабана; л, м — безредукторный (непосред-
цапфы; 5 — зубчатый венец; 6 — ведущая шестерня; 7 — муфта; 8 — редуктор; 9 —
опорный бандаж; 13 — опорные катки; 14 — опорно-приводные катки; 15 — подшип-
но-крупные подшипники скольжения; 19 — низкочастотный электродвигатель

Объем барабана мельницы V
 $V = \pi D_m^2 L / 4 = 0,78 (D + 2\delta)^2 L,$

где δ — толщина футеровки.

По объему (m^3) барабана промышленные мельницы условно разделяют на группы: малого размера ($0,5 \div 25$), среднего размера ($25 \div 50$), большого размера ($50 \div 250$) и особо больших размеров (>250). На современных обогатительных фабриках, в основном, применяются барабанные мельницы среднего и большого объема.

§ V.2. Мельницы шаровые, стержневые и трубные

Конструкции шаровых и стержневых мельниц регламентированы ГОСТом 10141—81Е «Мельницы стержневые и шаровые. Технические условия», предусматривающим выпуск четырех типов мельниц:

- 1) стержневой с центральной разгрузкой для грубого мокрого измельчения (МСЦ);
- 2) шаровой с центральной разгрузкой для тонкого мокрого измельчения (МШЦ);
- 3) шаровой с решеткой разгрузочной для тонкого мокрого измельчения (МШР);
- 4) стержневой с периферической разгрузкой для грубого сухого измельчения (МСП). Также выделены мельницы с низким уровнем слива (Н) и удлиненным промежуточным валом (В). Шаровые и стержневые мельницы составляют до 50% всего парка мельниц.

Кроме того, в настоящее время еще выпускают мельницы рудногалечные типа МРГ (рис. V.6). В общем, схема перечисленных типов мельниц одинакова: барабан с двумя крышками опирается цапфами крышек на коренные подшипники. Привод осуществляется через зубчатый венец на барабане (при $D_n = 5,5$ м — на горловине) и приводной вал-шестерню от тихоходного электродвигателя (а при $D_n = 2,1$ м — от быстроходного электродвигателя, через редуктор).

Основные конструктивно-технологические отличия определяются способом измельчения и разгрузки, наличием или отсутствием разгрузочной решетки в барабане, формой и профилем футеровки. Поэтому, например, мельница МШРГУ-4500×6000 выпускается универсальной, она может быть собрана и как рудногалечная, и как мельница шаровая с разгрузкой через решетку.

По ГОСТу мельницы МСЦ, МШР и МШЦ выпускают

от минимального типоразмера 900×1800 . Максимальные типоразмеры: МСЦ-4500 \times 6000; МШР-6000 \times 8000; МШЦ-6000 \times 8500. Одна из наиболее мощных мельниц МШЦ-6000 \times 8500 имеет объем 220 м³, частоту вращения 13,2 об/мин, относительную угловую скорость $\psi = 70\text{—}78\%$, относительное заполнение мельницы измельчающими телами $\phi = 42\%$, мощность привода 6300 кВт и массу 975 т.

Предусмотренные ГОСТом мельницы, в основном, имеют безредукторный привод. Как указывалось в § V.1, это соответствует современной тенденции развития конструкций мельниц. Так, например, японская фирма «Кобэ стил» применяет периферический привод с зубчатым венцом на барабане при мощности до 3000 кВт, центральный осевой привод с симметричным двусторонним редуктором — от 2000 до 7500 кВт и беззубчатый привод со сверхтихоходным кольцевым синхронным двигателем — свыше 7500 кВт.

В последние годы применение стержневых мельниц сокращается, так как они могут эффективно работать при равномерном питании и небольшом содержании крупных кусков в исходном материале.

Размеры стержневых мельниц ограничены длиной стержней, которые не должны изгибаться при работе мельниц. Опыт показал, что длина стержней $l_{ст}$ должна быть не менее 1,25 рабочего диаметра D барабана мельницы. В настоящее время $l_{ст} \leq 6$ м (и вряд ли превысит это значение в будущем), поэтому предельный диаметр стержневых мельниц $D_{max} = 6/1,25 = 4,8$ м.

В соответствии с ПТЭ крупность исходного питания не должна превышать, мм: для шаровых мельниц 25, для стержневых 40, для рудногалечных — трети диаметра загрузочной втулки.

Трубные мельницы применяют в цветной металлургии для тонкого измельчения разнообразных сырьевых материалов, в частности, в алюминиевой подотрасли. Они составляют около 6% общего количества мельниц.

По ГОСТ 12367—85*Е (СТ СЭВ 5175—85) «Мельницы трубные. Типы, основные параметры и размеры» эти мельницы разделены на три типа:

- 1) сырьевые с сушкой измельчаемого материала (ММС), для работы в замкнутом цикле с сепаратором;
- 2) сырьевые (МС) для мокрого измельчения в открытом или замкнутом цикле;
- 3) цементные (МЦ), предназначенные для сухого измельчения цементного клинкера в открытом или замкну-

том цикле; применимы для сходной технологии в цветной металлургии.

ГОСТ 12367—85 определяет следующие типоразмеры: МСС от $4,2 \times 10$ до $5,0 \times 14,0$ м мощностью 4000 кВт, производительностью 260 т/ч; МС от $2,0 \times 10,5$ до $4,0 \times 13,5$ м, мощностью 3200 кВт; МЦ от $2,0 \times 10,5$ до $5,0 \times 16,5$ м. Это самая большая трубная мельница. Мощность ее привода 6300 кВт, масса мелющих тел 350 т.

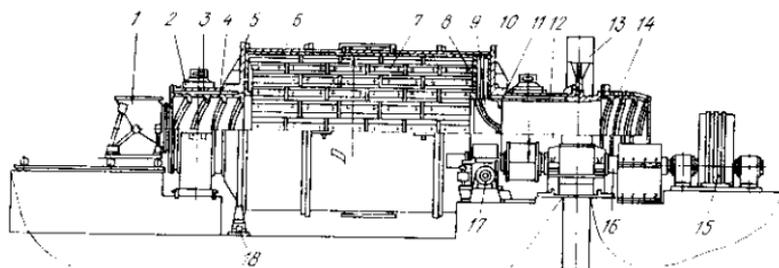


Рис. V.6. Мельница рудогалечная МРГ-5500x7500А:

1 — загрузочное устройство; 2 — коренной подшипник; 3 — загрузочная цапфа; 4 — футеровка загрузочной цапфы; 5 — загрузочная крышка барабана; 6 — корпус барабана; 7 — футеровка барабана; 8 — разгрузочная решетка; 9 — элеваторный пульноподъемник; 10 — разгрузочная крышка барабана; 11 — разгрузочная цапфа; 12 — футеровка разгрузочной цапфы; 13 — ведомый зубчатый венец; 14 — скрапулавливающая бутара; 15 — тихоходный главный электродвигатель; 16 — приводной вал-шестерня; 17 — вспомогательный привод; 18 — гидродомкратное устройство для подъема загруженного барабана

В мельницах МСС максимальная температура сушильного агента от индивидуальных генераторов газа 600°C . Просасываемый дымососом через мельницу сушильный газ не только подсушивает, но и разгружает измельчаемый материал.

Мельницы изготавливают ПО «Уралмаш» и НКМЗ, а также Сызранский турбостроительный завод.

Загрузка, разгрузка и сортировка мелющих тел при такой значительной их массе являются тяжелыми трудоемкими операциями. Особенно сложна выгрузка стержней. ВНИИ «Механобр» разработал разборное приспособление для выгрузки стержней общей массой 288 кг. Приспособление устанавливается в барабане мельницы, после поворота которой приспособление удерживает стержни в полости цапфы.

Институтом «ДжезказганНИПИцветмет» создана машина для загрузки стержней, состоящая из подвижной стрелы с толкателем стержней, реверсивного привода стрелы и подающего органа с гидроприводом.

Мощность привода барабанной мельницы расходуется на подъем мелющих тел до угла отрыва и сообщение им кинетической энергии движения по круговой траектории, а также на преодоление сопротивлений.

Потенциальная энергия поднятой на высоту Y_B загрузки m

$$П = mgY_B.$$

За величину m принимаем $m = m_{ш} + m_m$, где m_m — масса измельчаемого материала (обычно $m_m \approx 0,15m_{ш}$); $m_{ш}$ — масса мелющих тел.

Для расчета мощности все слои загрузки, движущиеся по разным радиусам, можно заменить одним редуцированным слоем, центр массы которого движется на расстоянии радиуса инерции R_0 от центра мельницы

$$R_0 = \sqrt{R^2 + R_1^2} / 2, \quad (V.1)$$

где R и R_1 — соответственно рабочий радиус барабана и расстояние от центра барабана до внутреннего слоя загрузки.

По методу С. Е. Андреева, обозначив отношение $R_1/R = k_{ш}$, получим $R_0 = \sqrt{R^2(1 + k_{ш}^2)} / 2$. Величина $k_{ш}$ находится в пределах от 0,506 ($\varphi = 45^\circ$; $\psi = 80^\circ$) до 0,831 ($\varphi = 30^\circ$; $\psi = 100^\circ$).

При относительном заполнении $\varphi = 0,3$ и относительной угловой скорости $\psi = 0,786$ значение $k_{ш} = 0,707$ и $R = 0,866R$.

Угол отрыва центра массы редуцированного слоя α_0 определим аналогично нахождению α :

$$\cos \alpha_0 = R_0 \omega^2 / g.$$

Высота подъема загрузки редуцированного слоя

$$Y_B = 4R_0 \sin^2 \alpha_0 \cos \alpha_0.$$

Кинетическая энергия, сообщаемая редуцированному слою

$$T = mR_0^2 \omega^2 / 2 = \frac{mR_0^2}{2} \left(\sqrt{\frac{g \cos \alpha_0}{R_0}} \right)^2 = 0,5mgR_0 \cos \alpha_0.$$

Суммарная энергия, затрачиваемая приводом за один цикл циркуляции загрузки,

$$E = П + T.$$

За каждый оборот барабана загрузка совершает несколько циклов циркуляций.

По методике С. Е. Андреева число циклов z определим следующим образом. За один оборот барабана через диаметрально сечение редуцированного слоя по замкнутым траекториям проходят мелющие тела, объем которых равен $\pi(R^2 - R_1^2) = \pi R^2(1 - k_{ш}^2)$,

где R и R_1 — по (V.1).

Если за время одного оборота барабана вся шаровая нагрузка обернулась z раз, то должно существовать равенство объемов

$$\pi R^2(1 - k_{ш}^2) = z \varphi \pi R^2,$$

$$\text{откуда } z = (1 - k_{ш}^2) / \varphi.$$

Например, при $\varphi = 0,3$ и $k_{ш} = 0,707$ значение $z = 1,64$. Мощность привода

$$N = E_{\omega} z / 2\pi\eta_{\Sigma},$$

где η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

Этот расчет, основанный на гипотезе о двухфазном цикле Дэвиса, иллюстрирует баланс расхода энергии на измельчение. Первая составляющая Π — это около 86% всего расхода мощности.

Для практических расчетов применяют формулу В. А. Олевского, построенную на теоретической и статистической обработке данных эксплуатации мельниц в СССР и за рубежом:

$$N = N_0 S,$$

где N_0 — основной параметр мощности, кВт; S — параметр скоростного режима, безразмерная величина. $N_0 = A \rho V \sqrt{D}$. Здесь A — постоянная С. Е. Андреева, $A = g \sqrt{2g/6\pi} = 2,31 \text{ м}^{1,5} \cdot \text{с}^{-3}$; ρ — плотность мелющих тел, т/м^3 (для шаровых и стержневых мельниц соответственно 4,6 и 6,6 т/м^3); V — объем мельницы, м^3 ; D — рабочий диаметр мельницы, м.

$$S = 2,66 \psi k_s (\varphi + 0,1),$$

где ψ — относительная угловая скорость; φ — относительное заполнение; k_s — поправочный коэффициент, зависящий от условий работы мельницы (для основных шаровых и стержневых мельниц $k_s = 1$).

Окончательно, мощность двигателя

$$N_{дв} = k_3 N / \eta_{\Sigma},$$

где k_3 — коэффициент запаса мощности при выборе ближайшего большего по мощности двигателя ($k_3=1,1-1,5$); η_{Σ} — полный к.п.д. привода (для мельниц принимают 0,85).

В этих расчетах Механобр рекомендует принимать: для МШР — $\varphi=0,45$; $\psi=0,8$; для МШЦ — $\varphi=0,40$; $\psi=0,8$; для МСЦ — $\varphi=0,36$; $\psi=0,6$.

Известны и другие методики расчета мощности.

§ V.3. Мельницы самоизмельчения

Мельницы самоизмельчения в последнее двадцатилетие получили ускоренное распространение благодаря следующим преимуществам перед стержневыми и шаровыми мельницами:

1) при соответственно организованных буровзрывных работах для руд низкой крепости оказывается возможным обойтись без дробилок и для всех руд исключить стадии среднего и мелкого дробления, например, максимальный размер куска, загружаемого в мельницу мокрого самоизмельчения диаметром 9 м, составляет 500 мм;

2) достигается экономия металла, так как нет мелющих тел;

3) уменьшается переизмельчение руды благодаря разлому кусков преимущественно по межзерновым контактам;

4) резко уменьшается шум при работе мельниц.

В то же время изготовление, транспортирование и монтаж мельниц самоизмельчения сложнее; удельная производительность их ниже, чем у шаровых и стержневых, а расход энергии больше в 1,3—1,4 раза, и расход футеровки выше.

По технологическим условиям часто в мельницы самоизмельчения добавляют шары до 12% объема барабана (полусамоизмельчение). Это требует повышения прочности барабана.

К 1984 г. за рубежом работало более 400 мельниц самоизмельчения. В СССР такие мельницы работают по мокрому способу измельчения (типа «Каскад») и по сухому (типа «Аэрофол»). На рис. V.7 показаны оба типа мельниц отечественного производства. Отношение длины к диаметру у мельниц самоизмельчения составляет 0,25—0,5.

Мельницы самоизмельчения выпускает Сызранский турбостроительный завод. Их обозначение аналогично обозначению шаровых и стержневых мельниц: мельницы мокрого самоизмельчения — ММС, мельницы сухого самоизмельчения — МСС. Диаметр и длина мельницы в обозначении указаны числами дециметров.

Выпускаются, в основном, ММС: 50×23, 70×23, 90×30; разработана ММС-105×50, входящая в комплекс крупных рудоразмольных мельниц самоизмельчения производительностью 5 млн. т/год.

Наиболее мощная работающая мельница ММС (90×30) имеет объем барабана 160 м³, относительную угловую скорость $\psi=0,78$, частоту вращения 11 об/мин, относительное

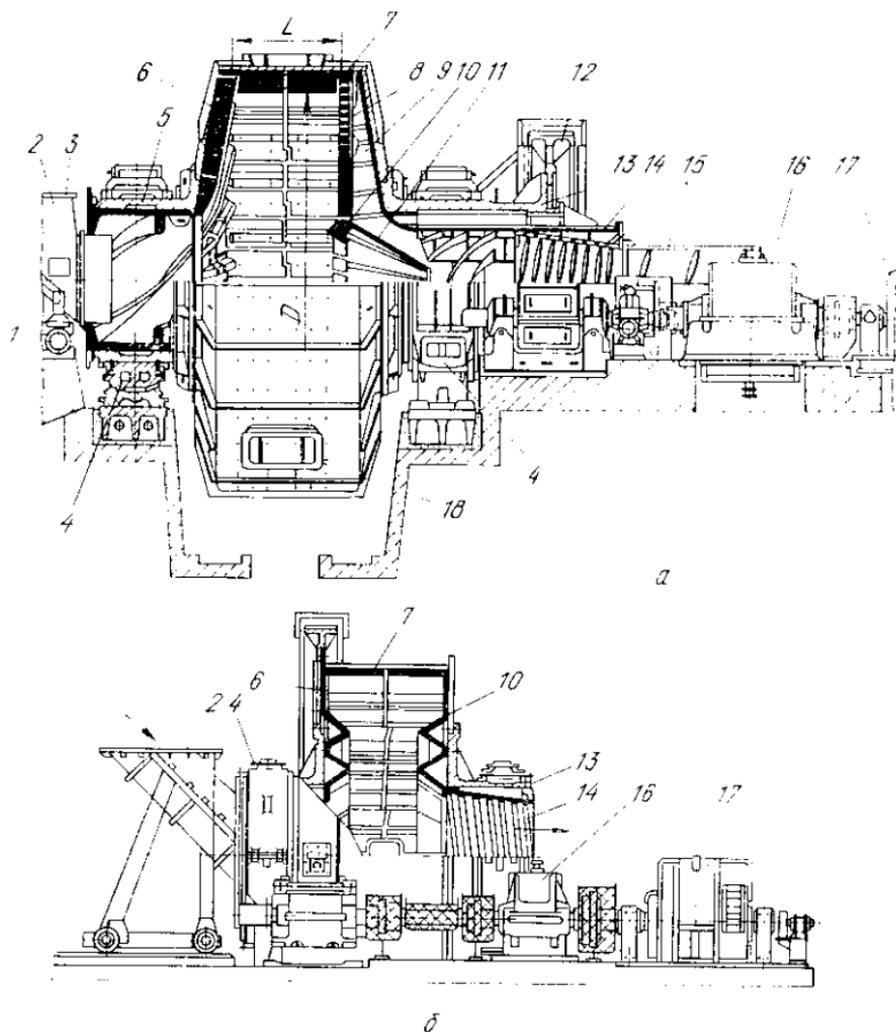


Рис. V.7. Мельницы самоизмельчения:

a — мокрого ММС-70×23; *б* — сухого рудного 5700×1850 УЗТМ; 1 — передвижная платформа; 2 — загрузочное устройство; 3 — втулка-спираль загрузочной цапфы; 4 — коренной подшипник; 5 — загрузочная цапфа; 6 — футеровка торцевой стенки; 7 — футеровка цилиндрической части барабана; 8 — разгрузочная решетка; 9 — элеваторный пульноподъемник; 10 — дефлекторное кольцо; 11 — разгрузочный конус; 12 — зубчатый венец; 13 — разгрузочная цапфа; 14 — защитная разгрузочная втулка; 15 — барабанный грохот; 16 — редуктор; 17 — электродвигатель; 18 — крышка люка

заполнение $\varphi = 0,45$; мощность главного двигателя 4000 кВт, массу 1020 т. Мельница оборудована для ремонта вспомогательным приводом 55 кВт, обеспечивающим вращение барабана с частотой 0,024 об/мин.

Известны мельницы с барабаном диаметром 11 и длиной 4,6 м, оснащенные двигателем 8940 кВт, ожидается увеличение диаметра до 12 и длины до 6 м.

§ V.4. Коренные подшипники барабана мельниц

Опоры цапф барабанных мельниц выполняли традиционно как разъемные подшипники скольжения. Особенностью их было отсутствие верхнего вкладыша. С увеличением размеров и массы мельниц росли нагрузки на подшипники. Так, мельница самоизмельчения диаметром 11 и длиной 4,6 м, массой 1200 т опирается на два баббитовых подшипника диаметром 3,8 м.

Важное значение имеет надежность уплотнения подшипников. ПО НКМЗ разработан способ изготовления уплотнений для валов и цапф большого диаметра. Способ позволяет монтировать уплотнение непосредственно на поверхность шейки, ограниченную с двух сторон кольцевыми буртами, и одновременно формировать Г-образную форму уплотнения. Из резины необходимой толщины вырезают прямоугольную полосу шириной b и длиной L , определяемой по формуле

$$L = \pi(D + b) + l_1 + l_2,$$

где D — диаметр уплотняемой поверхности; l_1 — монтажный припуск (5 мм), l_2 — припуск для вулканизации полосы в кольцо, принимаемый равным ширине ленты.

На поверхности полосы на расстоянии 5 мм от края выполняют канавку глубиной 4 и шириной 14 мм. После этого концы полосы вулканизируют на месте специальным переносным вулканизатором, образуя цилиндр.

Толщина резиновой ленты составляет 6—10 мм, ширина 50—100 мм (например, для диаметра 2990 мм принимают $b = 70$ мм). Величина динамического эксцентриситета уплотнения составляет 1% диаметра шейки, скорость скольжения достигает 10 м/с. Поджатие губки уплотнения к шейке можно регулировать. Обычно применяют резину маслобензостойкую по ГОСТ 7333—77 марки ПМБ.

В 50-е годы в металлургии в валковых опорах прокатных станов были применены подшипники жидкостного

трения (ПЖТ). В них достигается меньший коэффициент трения, чем в подшипниках качения. С увеличением размеров мельниц применение ПЖТ стало необходимым и для них.

Подшипники жидкостного трения конструируют и рассчитывают на основе разработанной в 1883 г. Н. П. Петровым (1837—1920 гг.) гидродинамической теории смазки.

По принципу работы различают три вида подшипников жидкостной смазки гидростатические, гидродинамические, гидростатодинамические.

Особенности конструкции ПЖТ — герметичность и высокое качество изготовления, повышенная ремонтпригодность, обеспечивающая после заводского изготовления простоту сборки и монтажа безо всякой пригонки. При качественной очистке масла срок службы ПЖТ зависит только от усталостной прочности баббитового слоя, так как механический износ практически исключен. На прокатных станках ПЖТ работают 10—15 лет. Все это достигается главным образом тем, что ПЖТ построен на взаимодействии двух тел — втулки-цапфы и втулки-вкладыша. Втулка-цапфа имеет коническое отверстие со шпоночным пазом и насаживается на коническую шейку вала. Аналогично должна быть обработана и цапфа мельницы. Наружную поверхность втулки-цапфы следует обрабатывать с высокой степенью точности (по пятому качеству с шероховатостью поверхности $R_a \leq 0,1$ мкм, зеркальное шлифование). Залитая центробежным способом баббитом БВ-83 втулка-вкладыш обрабатывается аналогично.

При некотором изменении цапф барабана, обеспечивающем надевание ПЖТ в сборе с торца цапфы, ПЖТ прокатного типа¹ пригодны для мельниц.

Новая конструкция ПЖТ с тремя рабочими зонами (рис. V.8) позволяет в три раза увеличить расчетную долговечность подшипника за счет смены рабочих зон. Новая конструкция в отличие от стандартной (с двумя рабочими зонами) имеет следующие особенности: три рабочие зоны протяженностью 107° по дуге; дополнительный подвод масла в нерабочую зону; наличие трех масляных карманов протяженностью 130° по дуге с одним отверстием для подвода масла; в отверстия для подвода масла в карманы втулки-вкладыша могут быть установлены дозирующие втулки для регулирования подачи масла в зависимости от режима работы и направления вращения цапфы.

¹ ГОСТ 7999—70* «Подшипники жидкостного трения для прокатных станков. Типы, основные параметры и размеры».

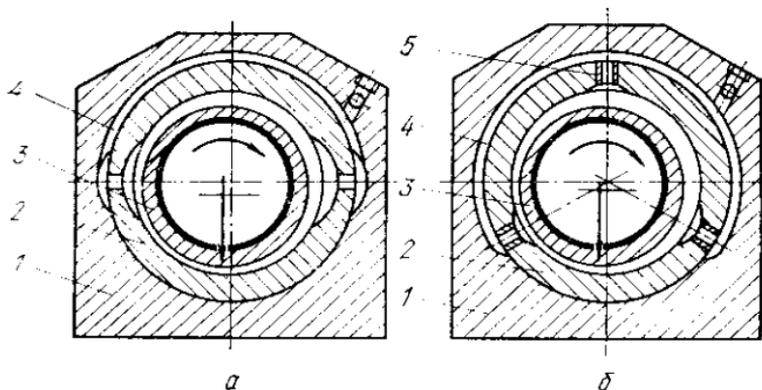


Рис. V.8. Конструкции ПЖТ:

а — стандартная; *б* — новая; 1 — корпус подшипника; 2 — втулка-вкладыш; 3 — втулка-цапфа; 4 — маслоподводящая канавка; 5 — маслodoзирующая втулка

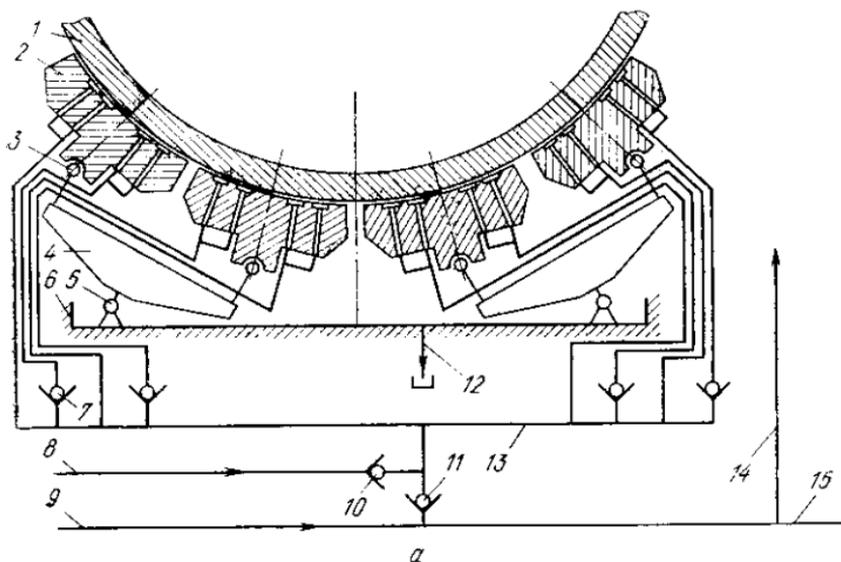
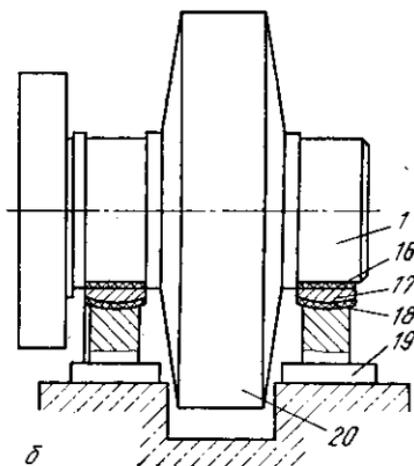


Рис. V.9. Обеспечение самоустановки вкладышей подшипников тяжелых мельниц:

1 — цапфа барабана; 2 — сегмент с баббитовой заливкой; 3 — сферическая опора; 4 — балансир; 5 — ось; 6 — корпус подшипника; 7 — обратный клапан нагнетательных маслопроводов сегмента; 8 — напорная линия от системы гидроподпора; 9 — напорная линия системы жидкой смазки малого давления; 10 — обратный клапан гидроподпора; 11 — то же, смазки; 12 — сливная линия; 13 — нагнетательная линия постоянного действия; 14 — подача масла к брызгалу подшипника № 1; 15 — то же, к подшипнику № 2; 16 — баббитовая заливка; 17 — вкладыш; 18 — металлополимерная подушка; 19 — корпус подшипника; 20 — барабан мельницы



ПЖТ требуют технического обслуживания в соответствии с ГОСТ 22915—78* «Подшипники жидкостного трения. Основные правила эксплуатации». Для них разработаны специальные масла Пн-6, Пп-17 и Пп-28 кинематической вязкостью соответственно 6, 17 и 28 мм²/с.

В связи со значительными нагрузками на подшипники важное значение приобретает равномерное распределение сил давления по длине и по окружности цапфы. Такое распределение обеспечивается сегментной конструкцией подшипника.

Сегментный гидростатодинамический подшипник мельницы самоизмельчения ММС-90×30А Сызранского турбостроительного завода (рис. V.9, а) является самоустанавливающейся опорой барабана с механическим выравниванием нагрузки между сегментами. При установке со стороны зубчатого венца он воспринимает не только радиальные, но и осевые усилия благодаря наличию упорных буртов на разгрузочной цапфе.

В каждом сегменте на баббитовой поверхности имеются четыре кармана, в которые подается масло от системы высокого давления 6 МПа (гидроподпор).

Обратные клапаны 10 и 11 служат для подачи масла от насосов низкого или высокого давления. При установившемся вращении барабана масло низкого давления подается через обратный клапан 11. При пуске и остановке масло подается от этой же системы через клапан 11 или от системы гидроподпора через клапан 10. Обратными клапанами 7 на каждом сегменте разъединяются две линии одного сегмента для предотвращения циркуляции масла между парами отверстий.

На действующих мельницах ММС-70×23 (рис. V.9, б) самоустановка цельных нижних вкладышей по цапфам (разработка Киевского политехнического института) обеспечивается введением антифрикционной подушки между сферическими поверхностями вкладыша и опоры. Металлополимерную самотвердеющую подушку изготовляют из эпоксипласта с наполнителем из фторопласта-4 и армирующей металлической сетки.

§ V.5. Футеровка мельниц

Футеровка в мельницах выполняет важную технологическую задачу — ее профиль обеспечивает определенный характер движения измельчающей среды и измельчаемого материала, она передает энергию рабочему телу — измельчающей среде.

Для защиты барабана мельницы от износа футеруют цилиндр, торцовые крышки, загрузочные и разгрузочные цапфы. В мельницах с разгрузкой через решетку защитные элементы разгрузочной крышки совмещены с элементами элеваторного пульпоподъемника. Разгрузочная решетка является одним из быстроизнашивающихся элементов мельниц. При правильном выборе конструкции и материала срок службы футеровки цилиндрической части барабана, торцовых крышек и разгрузочной решетки примерно одинаков. Футеровка же цапф и коробчатые элементы элеваторного пульпоподъемника имеют срок службы в два—четыре раза больший, чем футеровка барабана.

В настоящее время футеровку мельниц самоизмельчения и первой стадии измельчения изготавливают преимущественно из стали 110Г13Л, имеющей повышенную вязкость и способность к упрочнению при ударах (наклепыванию).

Институтом ВНИИМехчермет разработана, а Днепропетровским металлургическим заводом им. Петровского выпускается катаная футеровка волнистого профиля из стали 70ГФ с поверхностной твердостью 340 НВ. Испытания на мельнице МШР-4000×5000 показали, что срок службы такой футеровки составляет 140% срока службы литой футеровки из стали 110Г13Л, а стоимость катаной футеровки — в 2,5 раза меньше. При полной замене в черной металлургии литых футеровок мельниц катаными годовая экономия составит 6 млн. руб, 10 тыс. т стали и 4 тыс. т марганца. Этот опыт применим и в цветной металлургии.

Толщина футеровки — один из основных параметров мельницы. Ее определяют по высоте гребня наибольшего выступа. По мере увеличения толщины футеровки возрастает срок ее службы, но снижаются объем и производительность мельницы. Толщина футеровки составляет 1—7% диаметра барабана (меньшая величина относится к мельницам самоизмельчения и при большом диаметре, большая величина — к малым мельницам).

Профили футеровок весьма разнообразны (рис. V.10, а), что объясняется свойствами материалов, условиями измельчения, а также местными условиями и приводит к разным профилям футеровки.

В мельницах самоизмельчения (рис. V.10, б) применяют футеровку типа «высокие лифтеры и плиты». Институтом «Механобрчермет» установлено, что в мельницах типа ММС наиболее интенсивно изнашиваются футеровка и

лифтеры цилиндрической части барабана со стороны разгрузочной решетки; кривая износа этих деталей близка к дуге эллипса, а точка максимального износа находится на расстоянии от разгрузочной решетки, равном 0,3—0,4 длины цилиндрической части измельчительной камеры. Для этой части разработана новая конструкция футеровки (см. рис. V.10, б). Основной лифтер и лифтеры загрузочной стенки и разгрузочной решетки рекомендуется отливать заодно с футеровкой. С учетом неравномерного износа, для ММС-105×50 (рис. V.10, в) разработана футеровка с изменяющейся по криволинейному закону высотой лифтеров.

Существуют и другие способы крепления футеровки, например, способ треста «Казцветметремонт», с применением тарельчатых пружин из стали 65Г (рис. V.10, з).

По этому способу при установке двух пар таких пружин

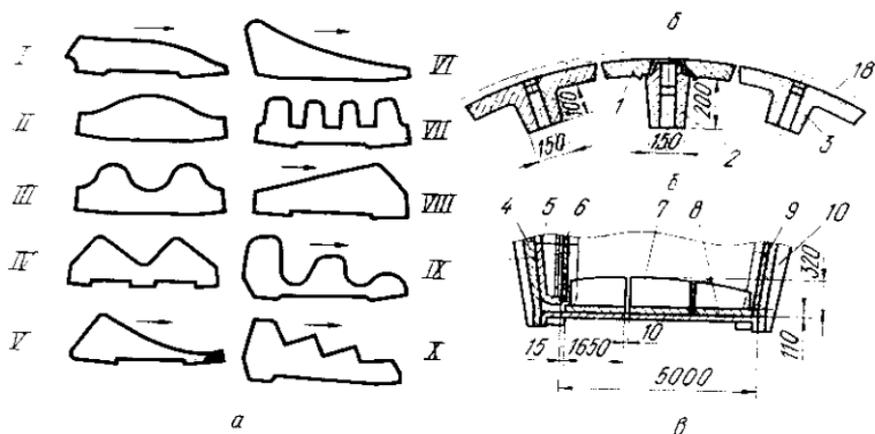
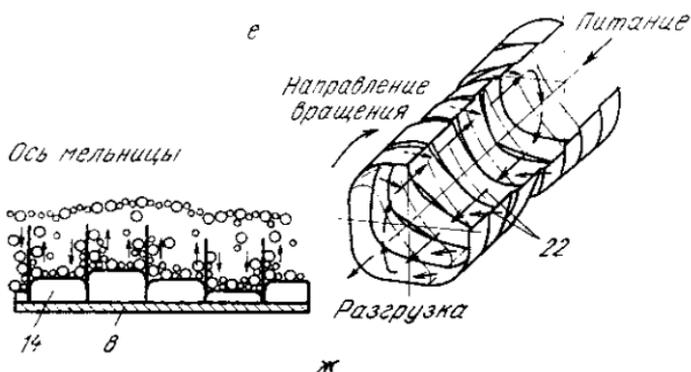
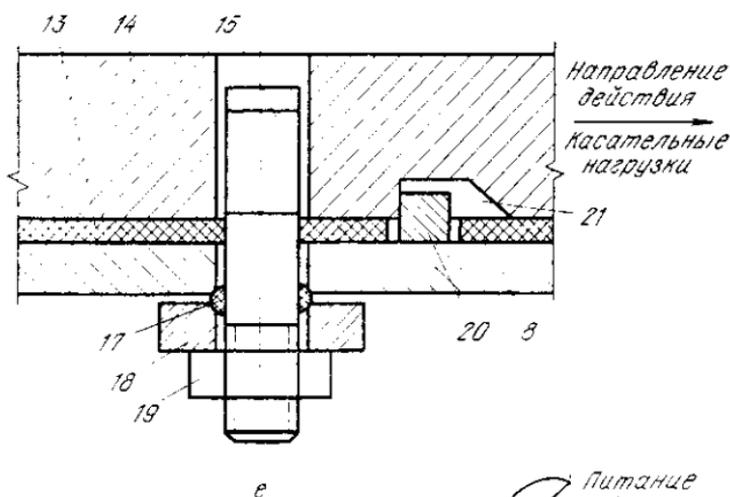
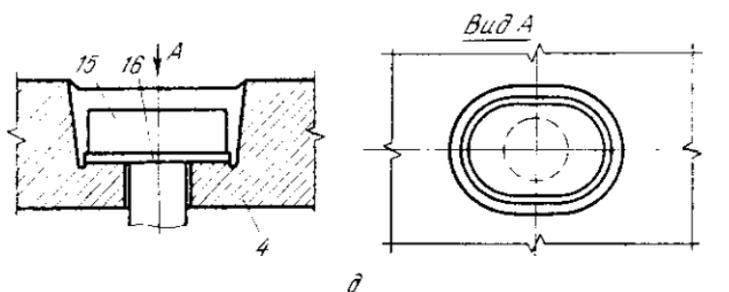


Рис. V.10. Металлическая футеровка цилиндрической части барабана:

I — каскадного профиля; II — волнового; III — двухволнового; IV — двухуглового; V — системы Д. К. Крюкова; VI — клиновое; VII — ребристого; VIII — горбатого; IX — унифицированного норильского; X — каскадно-ступенчатого; 1 — футеровка лифтера; 2 — лифтер; 3 — цельнолитая футеровка с лифтером; 4 — разгрузочная торцовая стенка; 5 — футеровка разгрузочной стенки с элеваторным пульпоподъемником; 6 — разгрузочная решетка; 7 — футеровка подъемника; 8 — корпус барабана; 9 — футеровка загрузочной стенки; 10 — загрузочная стенка; 11 — гайка; 12 — тарельчатая пружина; 13 — листовая резина; 14 — футеровка барабана; 15 — футеровочный болт; 16 — шайба из прочного и пластичного материала; 17 — резиновое уплотнительное кольцо; 18 — нажимная шайба; 19 — гайка; 20 — упор; 21 — паз в футеровке; 22 — перемещение загрузки

под гайки болтов (преимущественно М36 и М42) постоянство натяга болтов не ослабевает в течение всего межремонтного периода.

Способ, разработанный во ВНИИмехчермете и внедренный совместно с Камыш-Бурунским железорудным комбинатом обеспечивает гарантированную площадь контакта головки болта с футеровкой (рис. V.10, д) и исключает контакт головки с корпусом барабана мельницы. Надеж-



ность крепления футеровки повышает приварка к корпусу барабана упоров, загружающих болты от тангенциальных нагрузок (рис. V.10, е). Однако сварка приводит к возникновению в корпусе барабана дополнительных сварочных напряжений.

Удельный расход футеровок в мельницах первой стадии измельчения в среднем составляет 100—150 г/т, при полуизмельчении 90 г/т.

Разработан новый тип футеровки для шаровых мельниц мокрого измельчения (рис. V.13, ж) — угловая спиральная футеровка. При установке этой футеровки рабочий объем мельницы, уменьшающийся на 15%, разделяется на участки квадратного поперечного сечения с закругленными углами, причем квадрат последующего участка повернут относительно предыдущего на 15—20°. Квадратное поперечное сечение образуется специальными стальными секциями. При таком сечении шары, имеющие различные скорости движения, отрываются от барабана и ребер мельницы под различными углами относительно вертикальной плоскости, что повышает эффективность их измельчающего действия. Такая футеровка позволяет уменьшить на 15—20% удельный расход электроэнергии и на 10—20% — расход шаров.

Резиновая футеровка применяется с начала 60-х годов, но массовый выпуск ее начат в 1971 г. на Курском заводе РТИ. В настоящее время практически все мельницы второй и последующих стадий измельчения переведены на эту футеровку, переводятся мельницы самоизмельчения.

Основные преимущества резиновой футеровки перед стальной состоят в следующем: снижение удельной стоимости футеровок на 1 т перерабатываемого материала; применение 1 т резины в условиях абразивного и гидроабразивного изнашивания дает от 1,5 до 10,0 тыс. руб. экономии; снижение уровня шума до санитарных норм (особенно наиболее вредного — высокочастотного, по которому уровень звукового давления снижается на 20 дБ); снижение (в 4—5 раз) массы элементов футеровки, что на 50% уменьшает трудоемкость и повышает ремонтпригодность; снижение практически до полного исключения залипания материала и забивание щелей разгрузочных решеток; увеличение срока службы в 1,5—3 раза.

Резиновая футеровка с магнитами резко повышает ремонтпригодность, упрощает конструкцию барабана.

При использовании резины как износостойкого материала следует учитывать особенности, влияющие на износ:

размер и форму кусков, угол и скорость падения материала, амортизирующее действие резины. Повышенная износостойкость резины проявляется при угле падения (атаки) материала свыше 60° .

Если толщина резиновой плиты выбрана правильно, то при падении куска с высоты 3—4 м резина практически не изнашивается. Но если толщина слишком мала, то резина не может полностью поглотить энергию за счет упругой деформации, и происходит ее разрыв («пробой»).

Рекомендуемая толщина δ резиновой футеровки в зависимости от высоты H падения материала и массы падающих кусков (по данным Х. П. Кярнера) показана на рис. V.11, а. Конструкция резиновой футеровки шведской фирмы «Треллеборг» приведена на рис. V.11, б.

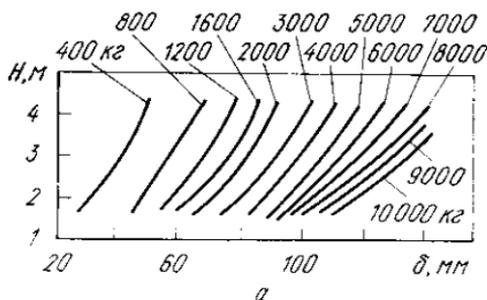
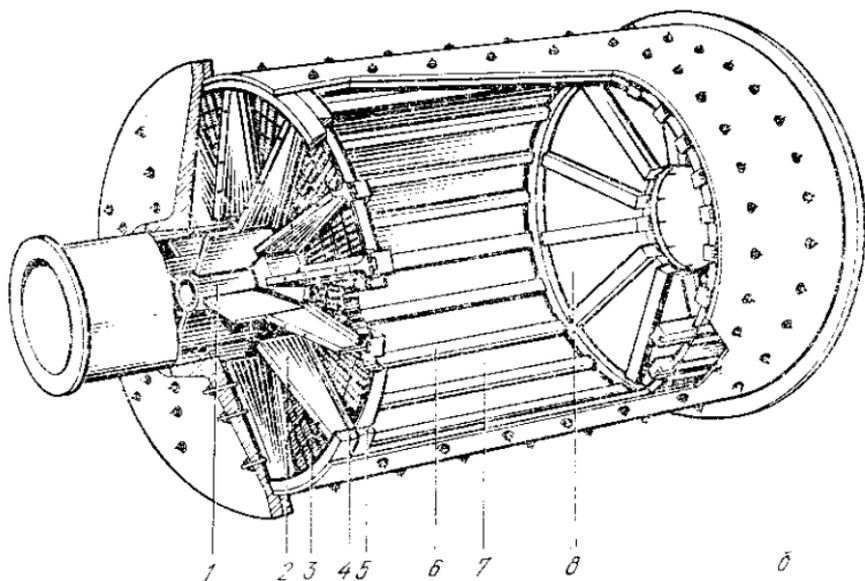


Рис. V.11. Резиновая футеровка:

1 — футеровка разгрузочной цапфы с центральной втулкой; 2 — ребро-разделительная стенка секции; 3 — разгрузочная решетка; 4 — уплотняющий дуговой брус ребра; 5 — то же, разгрузочной решетки; 6 — брус лифтера; 7 — плита корпуса; 8 — сектор загрузочной крышки



Для условий глиноземного производства (размол боксита) на Свердловском заводе совместно с РТИ и трестом «Уралцветметремонт» на основе отечественного синтетического полиизопренового каучука СКИ-3 разработана термощелочестойкая резина 4—54, которая в условиях гидробразивного изнашивания при 105 °С и содержании щелочи в пульпе 327 г/л служит в 4 раза дольше, чем сталь 110Г13Л. Экономический эффект от ее применения в одной мельнице Ш-27×36 составляет 28 тыс. руб/год.

Для обычных условий измельчения при диаметре шаров не более 80 мм применяют резину 2—617. Ежегодно в отрасли используют около 2500 т этой резины для футеровки мельниц, экономя при этом свыше 10 тыс. т стали.

§ V.6. Прочие конструкции мельниц

Существуют другие конструкции мельниц, не получивших широкого распространения в отрасли. Сюда относятся бегуны и так называемые среднеходные мельницы. Название этой группы происходит от частоты вращения основных рабочих органов этих мельниц (60—300 об/мин), средней между дробилками ударного действия и барабанными мельницами. Это роliko-кольцевые, роliko-маятниковые, шаро-кольцевые.

Центробежная роlikовая мельница (МЦР) для мокрого измельчения руд разработана Механобром. Ее конструкция (рис. V.12) запатентована в Англии, Франции, ФРГ, Италии и других странах.

Благодаря использованию центробежных сил, многократно увеличивающих ускорение (см. рис. V.12, а), она работает весьма интенсивно: при равной производительности (по классу — 0,074 мм) в 15—20 раз больше, удельный расход электроэнергии на 25%, а мелющих тел — в 5—6 раз меньше, масса мельницы в 6—8 раз и масса мелющих тел в 30 раз меньше, чем у барабанной шаровой. Так, при равной производительности мельниц МШР-3200×3100 и МЦР-1350×1000 (по 50 т/ч) масса шаровой мельницы 148 т, объем 22 м³, а центробежной — соответственно 16,6 т и 1,4 м³.

Центробежная мельница состоит (рис. V.12, в) из станины 1, центральной колонки 2, цилиндрического корпуса 3, ротора 4, распределительного диска 5 и крышки 6. Внутри станины размещена зубчатая коническая пара 7, соединяющая горизонтальный вал 8 с главным вертикаль-

ным валом машины 9. Внутренняя рабочая поверхность корпуса футеруется сменными кольцами 10. Наружная поверхность корпуса имеет звукоизоляционный кожух 11. Ротор установлен на главном вертикальном валу и несет на себе дробящие тела — ролики 12 (диаметром 180 и длиной 220 мм) по 12 шт. в каждом ряду. Ролики посредством поводков 13 и осей 14 укреплены на цапфах ротора. Ролики свободно вращаются на осях и могут перемещаться в радиальном направлении, прижимаясь под действием центробежной силы к внутренней поверхности футеровки корпуса.

При вращении ротора с частотой 175 об/мин материал, находящийся между футеровкой и роликами, измельчается. Через брызгала вода поступает в кольцевое корыто, расположенное внутри барабана ротора, а из него — в роликовые блоки.

Материал попадает на вращающийся распределительный диск 5 через горловину 15. Мощность двигателя 450 кВт. Такая мельница работает на Тырныаузском вольфрам-молибденовом ГМК. Она пригодна для тонкого измельчения в производстве спеченных материалов.

В Северо-Кавказском горно-металлургическом институте разработан новый способ динамического самоизмельчения материала, расположенного в кольцевой полости (рис. V.13) между поверхностью вращающегося вертикального ротора и почти неподвижным вертикальным столбом материала в цилиндрическом корпусе. Измельчение происходит при соударении кусков и частиц, движущихся с разными скоростями по горизонтальным траекториям. Этот способ реализуется в мельницах типа МАЯ («мельница А. Ягупова»), к выпуску которых приступил ДЗМО.

§ V.7. Снижение шума мельниц

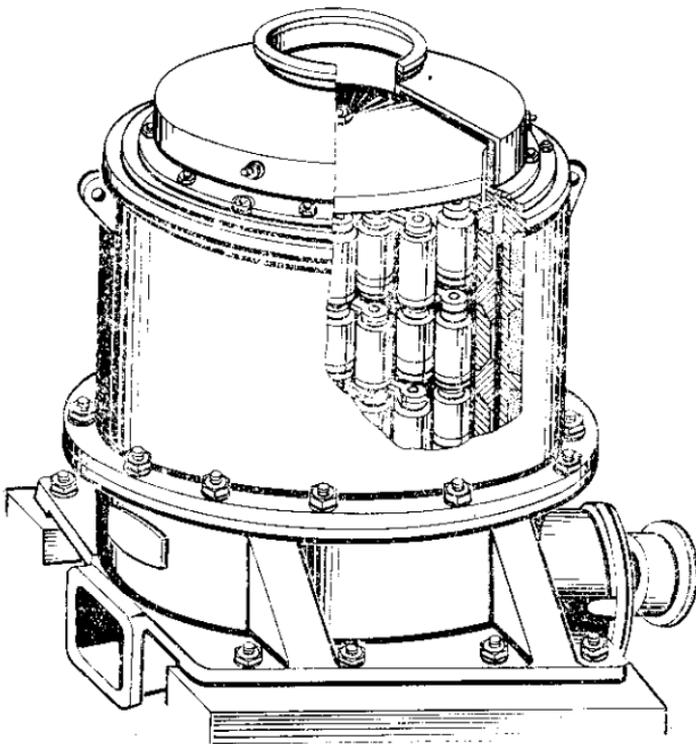
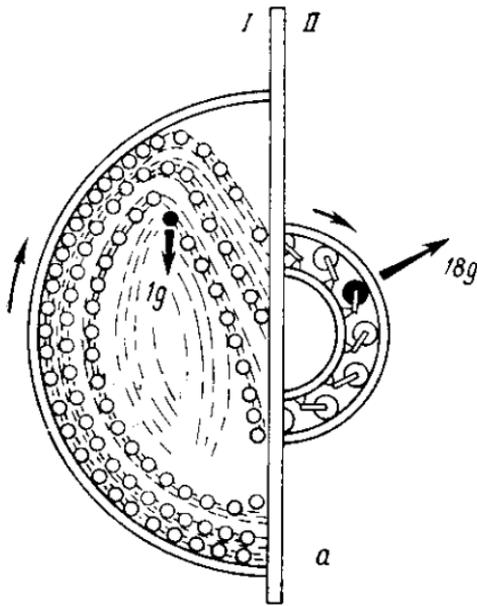
Барабанные мельницы являются источниками повышенного уровня шума, точнее, его громкости.

Источники наиболее интенсивного шума — это цилиндрическая часть и торцовые крышки барабана. Непосредственно у барабана звуковое давление достигает 108—114 дБ, в помещении, где они установлены — не ниже 100 дБ. Снижение шума достигается комплексом конструктивных, строительных, архитектурных, эксплуатационных и технологических мероприятий.

Основные из них: установка между корпусом и элементами металлической футеровки сплошных резиновых про-

Рис. V.12. Центральная роликовая мельница для мокрого измельчения руд:

a — сравнительная схема; *б* — общий вид; *в* — конструктивная схема (I — барабанная шаровая мельница; II — центробежная)

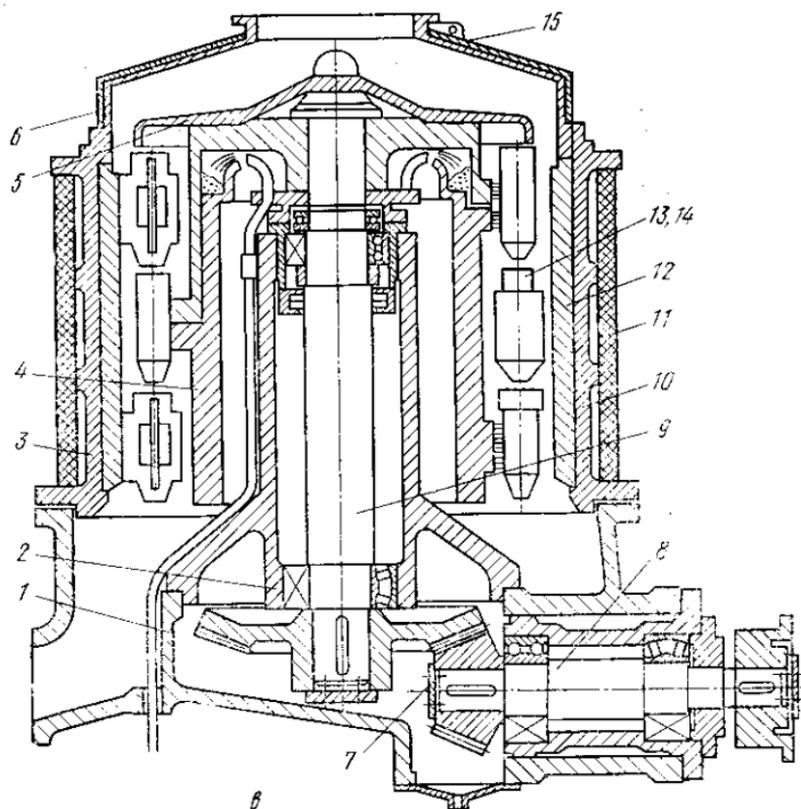


б

кладок; применение резиновой футеровки, звукоизоляции барабана, поддержание постоянным уровня заполнения барабана материалом, установка мельницы на упругих виброизоляторах.

Звукоизоляция достигается за счет покрытий из мягких или жестких материалов с линейными, точечными и распределенными конструкционными связями; жестких ограждений без связи с барабаном.

Звукоизолирующую оболочку, сваренную из стальных листов толщиной 1,0—1,5 мм, устанавливают вокруг корпуса барабана мельницы и торцовых крышек, на расстоянии 60—70 мм от их поверхности. Для удобства монтажа и эксплуатации оболочку составляют из нескольких разъемных частей, герметично соединенных между собой болтами через прокладки из губчатой резины толщиной 5—10 мм. Узел крепления оболочки к корпусу мельницы состоит из стального стакана с пропущенным через него футеровочным болтом, шайб из губчатой резины и гайки с прижимной шайбой. Чтобы проходящий через мельницу измельчае-



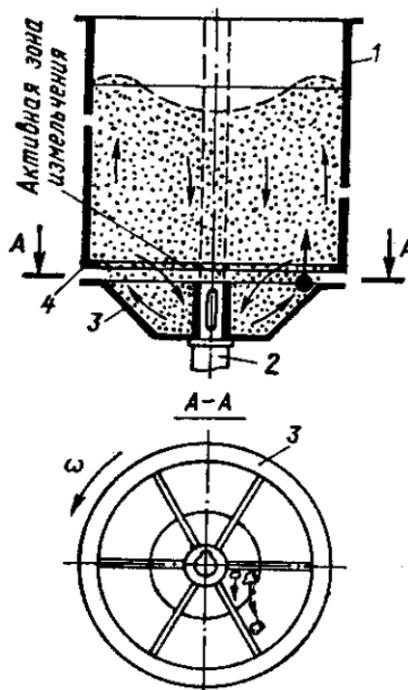


Рис. V.13. Схема мельницы динамического самоизмельчения типа МАЯ:

1 — вертикальный цилиндрический корпус; 2 — главный вал; 3 — чаша с радиальными лопастями; 4 — кольцевая разгрузочная щель

ботка Механобра) изготовляет кожух зубчатого зацепления звукоизолирующим.

Намечены следующие перспективы развития конструкций мельниц: повышение единичной мощности известных конструкций с увеличением рабочего объема до 700—1000 м³, применение безредукторного беззубчатого привода; промышленное использование энергонасыщенных мельниц (струйных и др.).

мый материал не попадал под оболочку, стакан приваривают к корпусу по контуру.

Воздушный промежуток между корпусом и оболочкой заполняют звукопоглощающим материалом, в качестве которого рекомендуется поропласт полиуретановый эластичный самозатухающий ППУ-ЭС, поропласт полиуретановый эластичный трудносгораемый ППУ-ЭТ, войлок технический грубошерстный, войлок щитковый, войлок строительный.

Толщина слоя звукопоглощающего материала 25—50 мм. Торцовые крышки также укрывают звукоизолирующей оболочкой. В местах, где цилиндрическая часть барабана соединяется с крышками, под оболочку устанавливают резиновые прокладки толщиной 15—20 мм. Хорошие результаты дает применение звукоизолирующих укрытий для всей мельницы. ПО НКМЗ (разра-

Глава VI ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОБОГАЩЕНИЯ

§ VI.1. Общие сведения, классификация

Обогатительное оборудование по определению стандарта¹ — это совокупность машин и аппаратов, предназначенных для основных процессов обогащения твердых полезных ископаемых, а также для подготовительных и вспомогательных процессов, за исключением дробилок и мельниц.

В этой главе рассмотрено оборудование для основных процессов обогащения (рис. VI.1), в результате которых в сырье повышается концентрация одного или нескольких полезных составляющих.

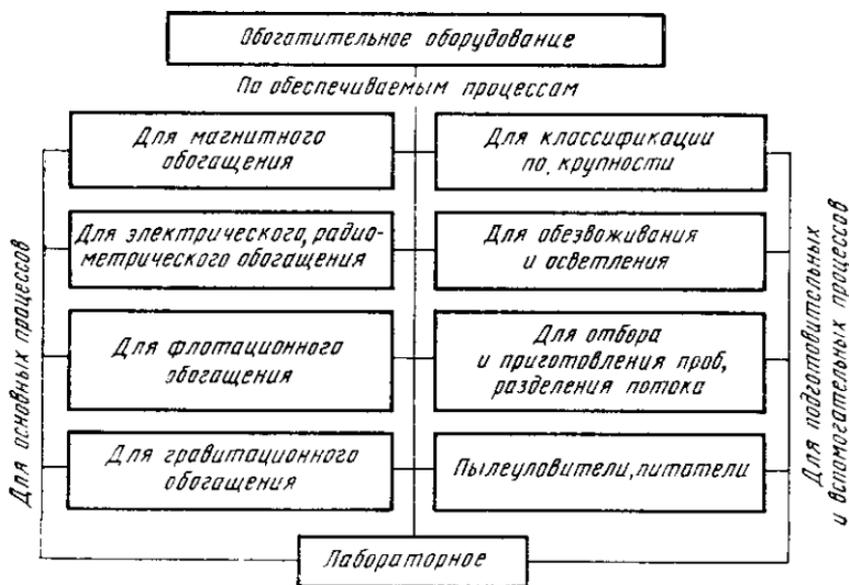


Рис. VI.1. Классификация обогатительного оборудования по ГОСТ 25006—81

Оборудование для специальных методов подготовки руд к обогащению (рудоусреднительное) рассмотрено в гл. I; для подготовки процессов перед обогащением (классификация по крупности) представлено в последовательности общей технологии подготовки шихты в гл. III. Машины и механизмы для обезвоживания и фильтрации, отнесен-

¹ ГОСТ 25006—81 (СТ СЭВ 1826—79) «Оборудование обогатительное. Термины и определения».

ные ГОСТом к оборудованию для вспомогательных процессов, описаны в гл. VII, а для специальных процессов обогащения (окускования рудного сырья — брикетирования, агломерации и обжига окатышей) — в гл. X.

Вспомогательное обогатительное оборудование — для исследований и испытания руд — в этой дисциплине не изучается.

§ VI.2. Оборудование для магнитного обогащения

Основной машиной для магнитного обогащения является сепаратор. В технологическую линию включаются также обеспечивающие аппараты (намагничивающие и размагничивающие, железоотделители) ¹.

Сепаратор — это машина, в которой происходит разделение неоднородной дисперсной системы на отдельные ее компоненты с различными физическими свойствами.

Магнитная сепарация основана на различии магнитной восприимчивости разделяемых минералов. Минералы условно разделены на три группы в зависимости от величины удельной магнитной восприимчивости: сильномагнитные, обладающие удельной магнитной восприимчивостью выше $2,8 \cdot 10^{-5}$ м³/кг (пирротин медно-никелевый и свинцово-цинковый, магнетит и др.); слабомагнитные с удельной магнитной восприимчивостью от $7,5 \cdot 10^{-6}$ до $1,26 \cdot 10^{-7}$ м³/кг (вольфрамит, ильменит титановый и др.); немагнитные, имеющие удельную магнитную восприимчивость менее $1,26 \cdot 10^{-7}$ м³/кг (рутил титановый, циркон и др.).

Сущность магнитного метода обогащения заключается в том, что магнитные и немагнитные частицы двигаются в магнитном поле по различным траекториям под действием магнитных сил притяжения и механических сил (силы тяжести, сопротивления среды и центробежной). Если магнитные силы, действующие на частицу, превышают механические, частица притягивается к рабочему органу и выносится в отделение для магнитного продукта.

Если магнитные силы меньше механических, частица попадает в приемник для немагнитного продукта. Чем больше различаются траектории движения магнитных и немагнитных частиц, тем эффективнее сепарация.

В цветной металлургии магнитные сепараторы применяют для обогащения слабомагнитных руд и отделения магнитных примесей от немагнитных материалов; для су-

¹ ГОСТ 13602—79* «Железоотделители электромагнитные. Технические условия».

хой доводки концентратов руд редких металлов, а также для мокрой регенерации ферромагнитных утяжелителей.

Классификация по ГОСТ 25006—81 оборудования для магнитного обогащения приведена на рис. VI.2, а.

По принципу действия сепараторы магнитного обогащения разделяют на следующие виды:

1) магнитный (или электромагнитный) в котором исходный материал разделяется на компоненты по их магнитной восприимчивости в поле постоянных магнитов (или электромагнитов);

2) магнитогидростатический (для мокрого обогащения), в котором материал разделяется по плотности с учетом влияния магнитных свойств парамагнитной жидкости, находящейся в неоднородном магнитном поле;

3) магнитогидродинамический (для мокрого обогащения), в котором материал разделяется по плотности с учетом влияния магнитных и электрических свойств электропроводящей жидкости, находящейся под током в неоднородном магнитном поле;

4) феррогидростатический (для мокрого обогащения), в котором материал разделяется по плотности с учетом влияния магнитных свойств ферромагнитной суспензии, находящейся в неоднородном магнитном поле.

По конструкции рабочего органа различают сепараторы:

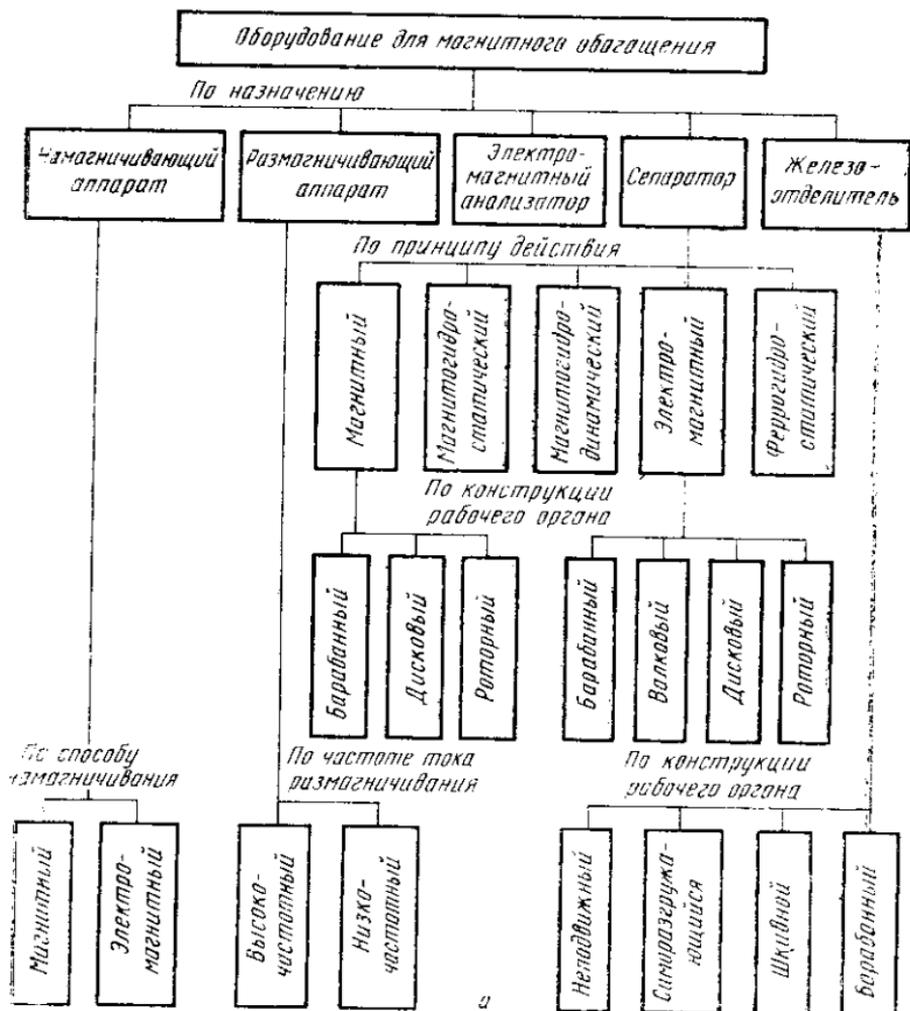
1) барабанный (или дисковый) магнитный с вращающимся немагнитным барабаном (или диском, внутри которого располагают магнитную систему;

2) роторный магнитный — с вращающимся магнитным ротором, к которому примыкают неподвижные полюсы магнитной системы, индуцирующей магнитное поле в роторе;

3) валковый (или дисковый, или роторный) электромагнитный с вращающимся магнитным валком (диск, ротор), к которому примыкают неподвижные полюсы электромагнитной системы, индуцирующей магнитное поле в валке (диске, роторе).

Все магнитные сепараторы состоят из аналогичных узлов: питателя или питающего короба; магнитной или электромагнитной системы; рабочего органа; кожуха или ванны с отделениями для магнитного и немагнитного продуктов; приводов.

Барабаны, ванны и некоторые другие детали магнитных сепараторов должны быть немагнитными, но обладать достаточной прочностью и износостойкостью. Их изготавливают из коррозионностойкой немагнитной стали марки X18H9T или пластмассы. Для защиты кожуха барабанного сепара-



тора от износа его футеруют резиной или листами из немагнитной коррозионностойкой стали.

Конструкции сепараторов регламентированы ГОСТ 10512—78*Е (СТ СЭВ 3713—82, 3714—82) «Сепараторы магнитные и электромагнитные. Технические условия». Различные их типы и исполнения обозначают следующими буквами:

первая — Э — электромагнитные, П — с постоянным магнитом;

вторая буква характеризует рабочий орган — Б — барабанный, В — валковый;

третья буква обозначает: С — сухая или М — мокрая сепарация; последующие буквы: П — противоточная ванна;

дается по питающему лотку. Магнитные частицы притягиваются к поверхности барабана и транспортируются вверх. Отжимной скребок удаляет из них избыточную воду.

Хвостовая коробка служит отстойником для осаждения крупных немагнитных частиц.

Так как барабан погружен в ванну ниже своей оси, для предупреждения утечки суспензии предусмотрено торцовое уплотнение.

Для защиты от износа барабан футеруется полиэтиленом.

Производительность сепаратора по тяжелой среде до 400 м³/ч, напряженность магнитного поля на поверхности барабана 210 кА/м, частота вращения барабана 10 об/мин, мощность возбуждения электромагнитной системы 7,5 кВт, мощность привода барабана 4 кВт, масса 9,2 т.

Магнитные сепараторы выпускаются Ворошиловградским заводом угольного машиностроения им. Пархоменко и Воронежским ПО «Рудгормаш».

Разработаны конструктивно простые эффективные сепараторы с бегущим магнитным полем, обеспечивающие высокую степень очистки материала от ферромагнитных примесей.

§ VI.3. Оборудование для электрического и радиометрического обогащения

Электрическое обогащение — это процесс, происходящий в электрическом поле, основанный на различии электрических свойств разделяемых компонентов (электропроводности, трибоэлектризации, диэлектрической проницаемости или пирозлектрического эффекта).

Радиометрическое обогащение — процесс, основанный на разделении исходного материала по результатам воздействия естественного или искусственного проникающего излучения.

Радиометрическое обогащение в отрасли широко не применяется. Хотя опыт работы экспериментально-промышленного радиометрического сепаратора подтвердил его эффективность. Электрическое обогащение используют в основном на доводочных операциях, так как процесс протекает в тонком слое материала, что определяет его низкую производительность.

Процесс электрического обогащения заключается во взаимодействии электрического поля высокого напряжения (до 125 кВ) с частицей, обладающей определенным заря-

дом; при этом минералы — проводники электрического тока — получают положительный заряд, а диэлектрики — отрицательный.

В электрическом поле частицы, имеющие различный заряд, движутся под действием электрических и механических сил (тяжести и центробежных) по разным траекториям. Для крупных частиц преобладает действие механических сил, что ограничивает крупность частиц, разделяемых методами электрического обогащения, для мелких — преобладает действие электрических сил.

Электрические сепараторы разделяют на шесть типов (рис. VI.3, а):

1) электростатические, в которых исходный материал разделяется на компоненты по их электропроводности в электростатическом поле;

2) коронные, в которых компоненты разделяются по электропроводности в поле коронного разряда;

3) коронно-электростатические, осуществляющие разделение компонентов по электропроводности в совмещенном коронно-электростатическом поле;

4) трибоэлектрические, где разделение компонентов происходит по приобретенным или трибоэлектрическим¹ зарядам в электростатическом поле;

5) пироэлектрические, использующие различие в пироэлектрической² электризации компонентов, проявляющейся в электростатическом поле;

6) диэлектрические, разделяющие компоненты по диэлектрической проницаемости в диэлектрической жидкости, находящейся в электростатическом поле.

В качестве примера приведен пластинчатый электростатический сепаратор ПЭСС, разработанный Верхнеднепровским ГМК (рис. VI.3, б). В его конструкции использованы частично эффекты трибо- и пироэлектризации. Нагретый до 80—120 °С коллективный концентрат поступает на пластинчатый электрод, имеющий форму лотка и, ссыпаясь по нему, попадает в межэлектродное пространство. Здесь минералы-проводники и минералы-диэлектрики приобретают различные заряды. Минералы-проводники отклоняются к верхнему высоковольтному электроду (по рисунку вправо) и попадают в первый сборник, а минералы-диэлектрики отклоняются к нижнему высоковольтному электроду и попадают в левый сборник.

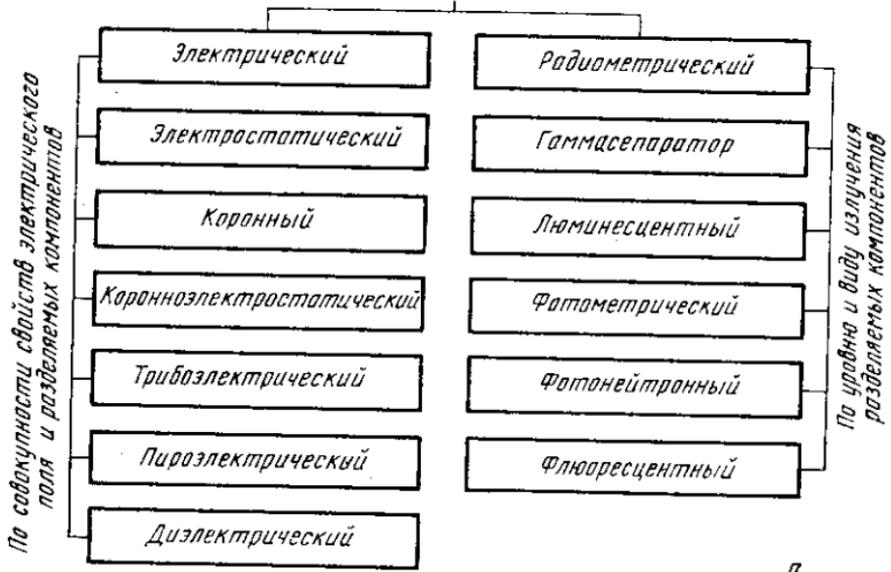
¹ Tribos (греч.) — трение, электрические заряды возникают при трении.

² Pyg (греч.) — огонь; электризация поверхности некоторых кристаллических диэлектриков происходит при изменении их температуры.

**Оборудование для электрического,
радиометрического обогащения**

Сепараторы

По назначению



а

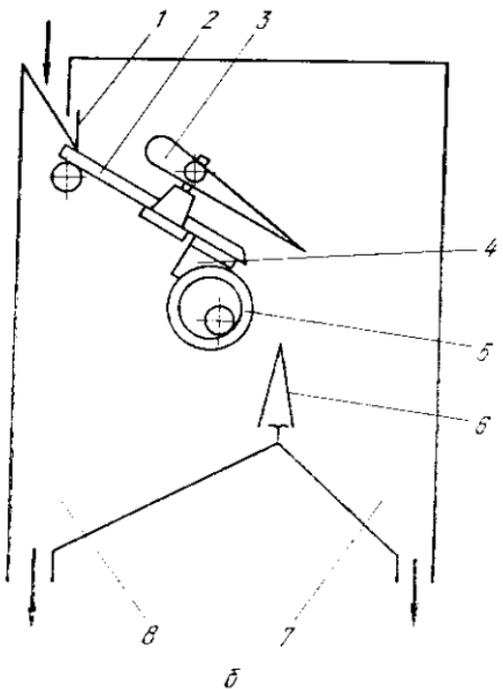


Рис. VI.3. Оборудование для электрического и радиометрического обогащения:

- 1 — питатель; 2 — пластинчатый заземленный электрод; 3 — верхний клинообразный высоковольтный электрод; 4 — изолятор; 5 — нижний высоковольтный электрод; 6 — отсекатель; 7 — сборник минералов-проводников; 8 — сборник минералов-диэлектриков

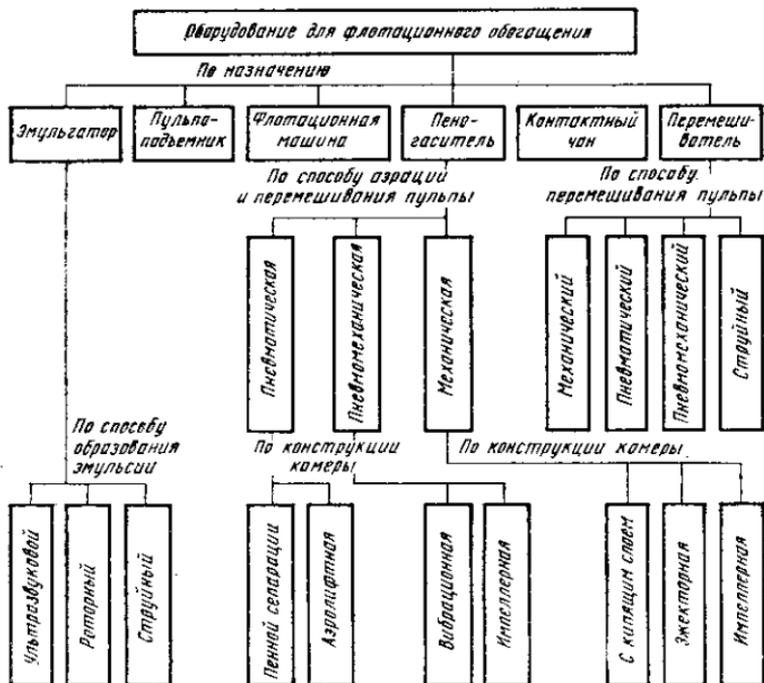


Рис. VI.4. Классификация оборудования для флотационного обогащения по ГОСТ 25006—81

В таком сепараторе нет движущихся узлов, кроме питателей. Сепаратор с четырьмя питателями, собранный из включенных последовательно и параллельно 88 ячеек, обеспечивает производительность 20 т/ч, при мощности 2 кВт и массе 7,5 т.

§ VI.4. Флотационные машины

Флотация¹ — это обогащение, основанное на избирательном прилипании частиц минералов к поверхности раздела фаз. Флотация может быть пенной, пленочной, масляной, на гидрофобной твердой и жировой поверхностях.

Наиболее распространена пенная флотация. Этим способом в СССР обогащают 90% руд цветных металлов.

Классификация флотационного оборудования по ГОСТ 25006—81 приведена на рис. VI.4. Действие этого оборудования основано на различной способности минералов смачиваться водой. Пульпу (смесь тонкоизмельченного ма-

¹ Flottation (фр.) — буквально: плавание на поверхности воды.

териала и воды) для усиления различия в смачиваемости обрабатывают флотационными реагентами. Затем пульпу перемешивают и насыщают воздушными пузырьками (аэрируют). При всплывании пузырьки сталкиваются с минеральными частицами: несмачиваемые водой частицы прилипают к пузырьку, образуя композицию частица—пузырек, плотность которой меньше, чем пульпы. Всплывая, пузырьки образует на поверхности пульпы слой минерализованной пены. Частицы, смачиваемые водой не прилипают к пузырькам и остаются в объеме пульпы. Если в пену извлекаются ценные минералы, то процесс называют прямой флотацией. При обратной флотации в пенный продукт извлекается пустая порода.

Различают следующие типы флотационных машин:

а) механические — в их камере аэрацию и перемешивание пульпы осуществляет аэратор, с помощью которого необходимый для флотации воздух всасывается из атмосферы. В числе механических машин различают: импеллерные, в которых применяют аэратор с вращающимся импеллером; эжекторные, в которых используют аэратор с гидравлическим эжектором; машины с кипящим слоем, в них над аэратором по всему сечению камеры установлено решето для создания кипящего слоя из крупнозернистой фракции пульпы;

2) пневмомеханические, в камере которых аэрация и перемешивание пульпы осуществляются аэратором, снабжаемым сжатым воздухом от внешнего источника. Их разновидности — импеллерная пневмомеханическая машина, имеющая аэратор с вращающимся импеллером, и вибрационная пневмомеханическая машина, аэратор которой совершает направленные колебания.

К пневматическим относятся аэролифтная машина, в камеру которой сжатый воздух подается в неподвижное аэролифтное устройство, и флотационная машина пенной сепарации, в которой исходная пульпа поступает непосредственно на пенный слой. Этот способ разработан в 1960 г. В. А. Малиновским.

Побудителем движения пульпы во всех флотационных машинах является перемешиватель, служащий для перемешивания пульпы и поддержания частиц во взвешенном состоянии. В соответствии с конструкцией флотомашин применяют механические, пневматические, пневмомеханические и струйные перемешиватели.

Устройство флотационных машин определено ГОСТ 6702—76* (СТ СЭВ 3258—81, СТ СЭВ 3712—82) «Машины

флотационные для руд. Технические условия» и ГОСТ 13519—79 (СТ СЭВ 2549—80) «Машины флотационные для углей. Технические условия».

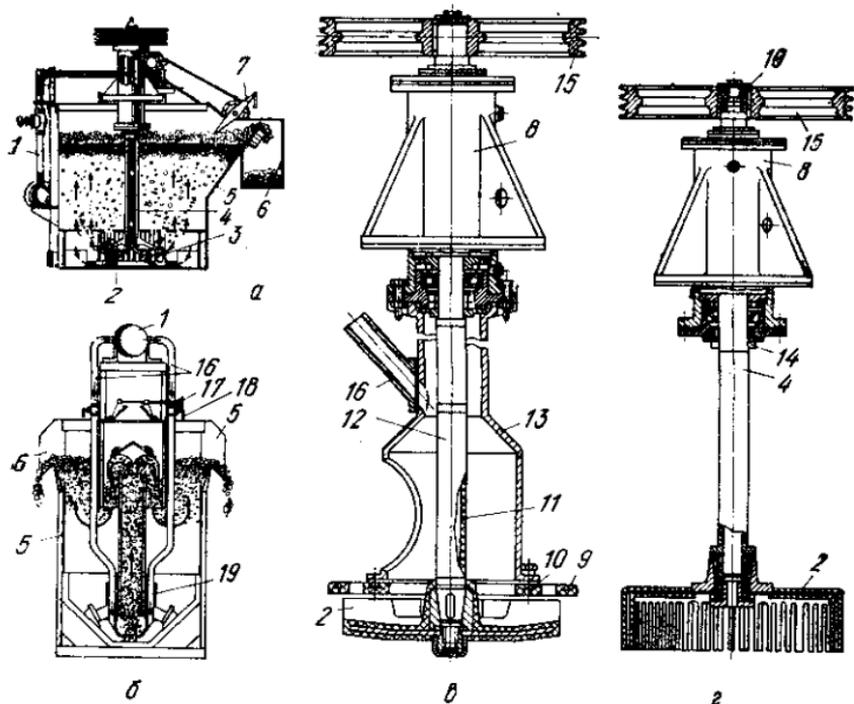
В цветной металлургии установлено несколько тысяч камер механических флотационных машин, до начала 70-х годов это была практически единственная конструкция.

Наиболее распространенные *механические флотационные машины* «Механобр» состоят из соединенных в комплексе квадратных камер с пирамидальным хвостотстойником (шпицкастеном). В каждой камере установлен аэратор, состоящий из блочного статора с импеллером (рис. VI.5, в). При вращении импеллера с линейной скоростью до 10 м/с в надымпеллерной зоне создается разрежение 15—30 кПа, куда по центральной трубе всасывается атмосферный воздух.

По ГОСТ 6702—76 такие машины обозначают буквами ФМ (флотомашина механическая), затем указывают геометрическую вместимость камеры в кубических метрах. Например, машина ФМ 6,3 М (М — модернизированная) имеет объем камеры 6,3 м³, производительность по потоку пульпы 12,6 м³/мин, диаметр импеллера 750 мм, частоту вращения 240 об/мин, мощности двигателей импеллера, пеногона и регулятора уровня пульпы, соответственно равные 30; 1,1 и 1,2 кВт. Масса двухкамерной секции без футеровки составляет 5,4 т; такие машины выпускает Днепропетровский завод ГШО.

Пневмомеханические флотомашин (см. рис. VI.5, а, з) отличаются от механических подачей сжатого воздуха от воздухоподготовки под избыточным давлением, равным 10—30 кПа. У них импеллер окружен диспергатором¹, дробящим поток воздуха на пузырьки. По сравнению с механическими пневмомеханические флотационные машины имеют следующие преимущества: расход электроэнергии ниже на 30—40%; скорость флотации выше на 30—40%; легче регулируется степень аэрации; воздух тоньше диспергируется. Эти машины — ФПМ — широко применяют на отечественных обогатительных фабриках с 1969 г. Наибольшая машина ФПМ 12,5 имеет производительность по потоку пульпы 25 м³/мин, диаметр импеллера 900 мм, линейную скорость его 8,8 м/с, частоту вращения 187 об/мин, расход воздуха на камеру до 10 м³/мин при давлении 25 кПа; мощности двигателей импеллера, пеногона и шибера соответственно равны 40; 1,5 и 1,3 кВт. Машины соединяют

¹ Dispergo (лат.) — рассеиваю.



в секции (до 18 камер), общей массой до 125 т. Выпускаются ФПМ также Днепропетровским заводом ГШО.

Машины ФПМ 25, ФМР 25 и ФПР 40 (буква Р — означает «рудная») находятся в стадии внедрения.

После разработки пневмомеханических машин часть механических машин была реконструирована в пневмомеханические, для чего был заменен блок аэратора.

Пневматические флотомшины имеют преимущество перед машинами ФМ и ФПМ, заключающееся в отсутствии вращающегося импеллера, простоте конструкции и эксплуатации. Однако при флотации крупного и тяжелого материалов их технологические возможности ограничены.

Показанная на рис. VI.5, б машина работает по принципу аэролифта за счет разности плотностей пульповоздушной смеси внутри центральной аэролифтной камеры и неаэрированной пульпы в боковых отсеках. Щелевые аэраторы представляют собой стальные гуммированные коробки со щелью в нижней части между резиновым листом и стальной гуммированной накладкой. При прекращении подачи воздуха в аэратор резиновый лист под давлением столба пульпы закрывает щель, предохраняя аэратор от забивания осадком.

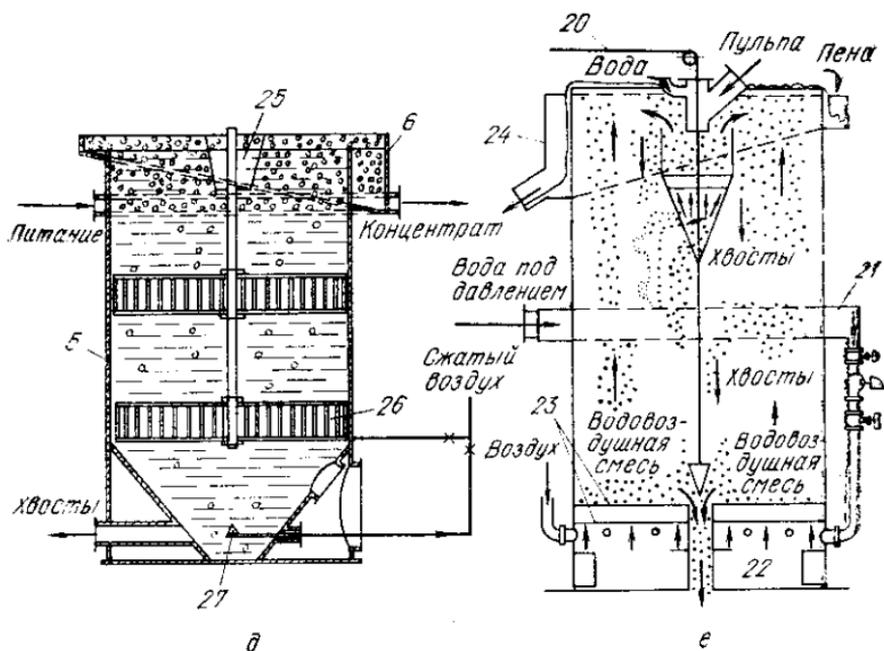


Рис. VI.5. Флотационные машины и узлы:

a — пневмомеханическая; *б* — пневматическая аэролифтная машина; *в* — сменный блок механической машины; *г* — то же, пневмомеханической; *д* — пневматическая чанового типа ФП-100; *е* — гидронапорная эжекционная фирмы «Дейстер»; 1 — воздухопровод; 2 — импеллер; 3 — радиальный пульпоуспокоитель; 4 — полый вал; 5 — корпус камеры; 6 — сливной пенный жолоб; 7 — пеногон; 8 — корпус подшипников; 9 — статор; 10 — прокладки регулирования зазора; 11 — футеровка вала; 12 — цельный вал; 13 — труба статора; 14 — уплотнение вала; 15 — клиноременный шкив; 16 — воздушные трубки; 17 — винтовой регулятор положения воздушных створок; 18 — воздушный дроссель; 19 — шелевой аэратор; 20 — привод разгрузочного устройства хвостов; 21 — напорный коллектор; 22 — подача воды под напором; 23 — плиты со суживающимися отверстиями; 24 — разгрузка пенного продукта; 25 — пеноотбойник; 26 — трубчатые аэраторы; 27 — вспомогательный аэратор

Тенденция развития флотационных машин состоит в увеличении объема камер, создании и широком внедрении новых конструкций, в частности, пенной сепарации, чановых, комбинированных; применении акустической обработки флотореагентов.

Уже работают пневмомеханические флотационные машины с камерами объемом 56 и 71 м³ (мощность привода импеллера 75 кВт). По условиям железнодорожного транспорта объем цельной камеры ограничен 30 м³, поэтому камеры большей вместимости собирают на месте.

В СССР разработаны монокамерные пневматические противоточные флотационные машины чанового типа с трубчатыми перфорированными аэраторами (рис. VI.5, *д*) моделей ФП 10, ФП 40, ФП 80 и ФП 100. Аэраторы у них

выполнены из силиконовых и полиуретановых трубок и напорных рукавов с двойной кордовой прокладкой (ГОСТ 18698—79*).

На рис. VI.5, е показана флотомашина фирмы Дейстер, которая работает на воде, подаваемой под давлением 240—360 кПа. Камера машины представляет собой цилиндрический бак диаметром до 3,7 м и высотой, равной удвоенному диаметру. Крупность обогащаемого материала составляет 1,2 мм.

Для смешивания флотационных реагентов с пульпой применяют *контактные чаны*, в которых поверхности твердых частиц придается избирательная гидрофобность. Контактный чан представляет собой цилиндрический сосуд с осевым импеллером на вертикальном валу. Их устройство регламентируется ГОСТом 6932—75Е «Чаны контактные для рудных пульп».

Долговечность машин определяется выбором материалов для деталей их узлов и футеровок. Более 80% импеллеров и статоров механических и пневмомеханических флотомашин в отрасли применяют в виде резинOMETаллических узлов со стальным или чугунным каркасом и защитным резиновым слесом из резин марок 11279, 6253, ИРП-1365, ИРП-1346. Широко применяют также различные эластомеры — полиуретан, иретан и др.

Для серной и серосульфидной флотации корпус камер флотационных машин изготавливают из титана марки ВТ1-0.

Теоретически обоснованного *расчета привода импеллера* механической машины пока нет из-за множества влияющих факторов. Поэтому приводим эмпирическую методику рекомендуемую И. Г. Бедранем.

Эмпирическое уравнение для определения напора H_d создаваемого импеллером, имеет следующий вид, Па:

$$H_d = 0,064u^2 + 0,01Q_v u / D^2 - 0,145Q_v / D^4, \quad (VI.1)$$

где u — линейная скорость импеллера, м/с; Q_v — объемный расход пульпы, м³/мин; D — диаметр импеллера, м.

Расчетный диаметр D определяется в зависимости от требуемой производительности импеллера по воздуху Q_v , кг/с:

$$Q_v = k_p n D^3 \rho_p, \quad (VI.2)$$

где k_p — коэффициент расхода; n — частота вращения импеллера, об/с; ρ_p — плотность пульпы, кг/м³.

Значение коэффициента расхода воздуха по (VI.2):

$$k_p = 10^{-4} [2,05 - 0,0543 (16,5 - 10^{-5} Re)^{1,85}],$$

где Re — критерий Рейнольдса для пульпы.

Мощность, потребляемая электродвигателем привода импеллера P , Вт:

$$P = k_p n^3 D^5 \rho_{п},$$

где n , D , $\rho_{п}$ — аналогично формулам (VI.1) и (VI.2); k_p — коэффициент расхода мощности;

при $Re \geq 13 \cdot 10^5$ $k_p = 0,1 / (1,22 \cdot 10^{-5} Re + 19,25)$;

при $Re < 13 \cdot 10^5$ $k_p = 0,1 / (3,08 \cdot 10^{-5} Re - 5,50)$.

По расчетной величине D определяют размеры импеллера — внутренний диаметр d , высоту лопатки h , ширину межлопаточного канала b ; $d = 0,6 D$; $h = 0,25 D$; $b = 0,05 D$.

Углы входа и выхода передней набегающей кромки лопатки принимают равными соответственно 45 и 90° .

Параметры статора: угол наклона его лопаток к радиусу 60° , расстояние между ними по дуге передних кромок 60 — 80 мм, зазор между лопатками импеллера и статора 3 — 7 мм.

Для сравнения приведем общетеоретическую формулу

$$P = 0,5 \rho_{п} u^2 Q_v k_n \eta_{мех},$$

где P — мощность двигателя привода импеллера, Вт; $\rho_{п}$ — плотность пульпы, кг/м^3 ; u — линейная скорость импеллера, м/с ; Q_v — объемный расход пульпы, $\text{м}^3/\text{с}$; k_n — коэффициент потерь напора ($k_n = 0,6$); $\eta_{мех}$ — механический к.п.д., учитывающий потери в клиноременной передаче, подшипниках, уплотнениях, от трения импеллера о пульпу ($\eta_{мех} \approx 0,75$).

Объемный расход пульпы за 1 мин принимают равным двукратному объему камеры

$$Q_v = 2V/60,$$

где Q_v — $\text{м}^3/\text{с}$; V — м^3 .

Объемный расход воздуха за 1 мин принимают также в зависимости от объема камеры

$$Q_{vв} = (1,0 - 1,8) V,$$

где $Q_{vв}$, $\text{м}^3/\text{мин}$; V выражен в метрах кубических.

§ VI.5. Оборудование для гравитационного обогащения. Промывочные машины

Гравитационное обогащение основано на использовании различия в плотности разделяемых компонентов и скорости их движения в среде под влиянием взаимодействия сил гравитации и сопротивления среды. Исходным материалом для гравитационного обогащения является механическая смесь твердых частиц различной плотности. Гравитационное обогащение может быть мокрым или сухим.

Классификация гравитационных обогатительных машин приведена на рис. VI.6.

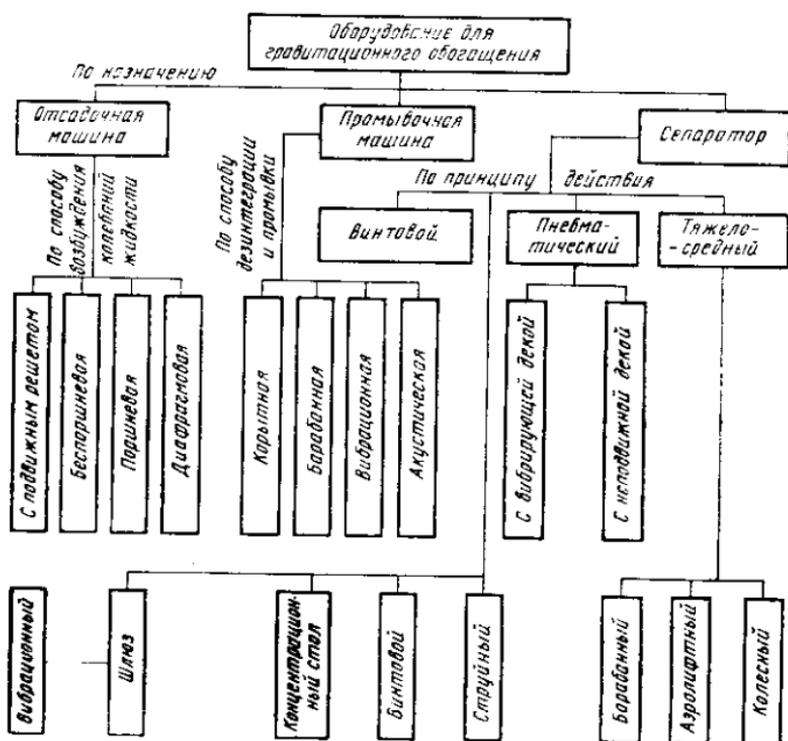


Рис. VI.6. Классификация оборудования для гравитационного обогащения по ГОСТ 25006—81

Исходное сырье многих цветных металлов содержит до 25—45% вязких водоустойчивых глин. Гравитационное обогащение без их удаления невозможно. К такому сырью относятся пески россыпных месторождений редких и благородных металлов, флюсовых известняков и доломитов, многие руды металлов (особенно марганцевые), фосфориты, нерудные полезные ископаемые и др. Удаление глины

осуществляется на промывочных машинах, где от зернистого материала глина отделяется при помощи разрыхляющего устройства и воды.

По способу дезинтеграции глины и промывки материала различают следующие промывочные машины:

1) корытные, в которых рабочим органом является вал с лопастями, вращающийся в корыте; 2) барабанные, в которой рабочим органом является вращающийся барабан; 3) вибрационные, в которых рабочим органом является вибрирующий сосуд (корыто, желоб, труба).

В корытной мойке лопасти установлены по винтовой линии лопаток вместо цельных спиралей. Разновидностью корытной машины является одновальная сабельная мойка с закрепленными на вращающемся в полукруглом корыте валу ножами-саблями. В качестве промывочных машин применяют также инерционные и барабанные грохоты, рассмотренные в гл. III.

Вибрационная мойка наиболее эффективна.

Она успешно обрабатывает труднопромываемые высокоглинистые материалы с включениями комовой глины. В некоторых конструкциях ускорение промывных ванн достигает 10 g.

Существуют конструкции четырех-, трех- и двухванных вибромоек. Вибромойка СМД-88 конструкции ВНИИстройдормаша имеет четыре промывочные трубчатые ванны, расположенные парами друг над другом. Каждая пара ванн связана траверсами в две колеблющиеся в противофазе системы, опирающиеся на пружины. Эксцентриковый вибровозбудитель расположен внутри траверс.

На рис. VI.7 изображена трехванная вибромойка конструкции Г. П. Притыкина. Машина состоит из трех ванн диаметром 1,0 и длиной 3,5 м со сферическими колосниковыми решетками. Все ванны жестко связаны между собой диафрагмами в единую систему, упруго опирающуюся через пружины и автомобильные колеса на перекрытие. Через центр тяжести колеблющейся системы проходит вал дебалансного вибровозбудителя с вращением от двух электродвигателей через автомобильные карданные валы. Под нижней ванной установлено обезвоживающее сито для мелких фракций, отделяющее шлам.

Эта конструкция позволяет вести одновременно промывку, обезвоживание и классификацию на 4 класса труднопромываемых материалов крупностью 0—350 мм, содержащих до 70% глин, без предварительного отсева мелочи; крупная промытая фракция выводится после прохождения

верхних вани: комбинация пружин и пневмобаллонов обеспечивает хорошую виброизоляцию.

Объемная производительность вибромойки ВМ-100×350 по исходному материалу составляет 125—150 м³/ч, удельный расход воды на 1 м³ исходного материала равен 1,0—1,2 м³, размах виброперемещения 5—8 мм, частота вращения вибровозбудителя 750 об/мин, суммарная мощность привода 55 кВт, масса колеблющихся частей 10,5 т, общая масса машины 11,3 т.

Мощность привода вибромойки определяют по формуле

$$P = (M_d^2 \omega^5 \sin 2\gamma) / 2 \cdot 10^4 (m_0 + m) (\omega_0^2 - \omega^2),$$

где M_d — дебалансный момент вибровозбудителя, Н·м; ω — угловая скорость вибровозбудителя, рад/с; γ — угол сдвига фаз между направлением силы и перемещением рабочих органов (запаздывание), $\gamma = 6—7^\circ$; m_0 — масса вибровозбудителя, кг; m — масса подвижной части машины с материалом, кг; ω_0 — круговая частота собственных колебаний подвижной части, рад/с.

§ VI.6. Отсадочные машины

Эти машины применяют при обогащении оловянных, вольфрамовых руд, россыпей редких и благородных металлов. В отсадочной машине исходный материал разделяется на отсадочном решете под влиянием вертикальных колебаний жидкости. В поршневой отсадочной машине колебание жидкости создается возвратно-поступательным движением поршня, в беспоршневой — сжатым воздухом, в диафрагмовой — колеблющейся диафрагмой. В отсадочной машине с подвижным решетом оно совершает колебания в вертикальной плоскости.

Наибольшее распространение получили беспоршневые машины. Их параметры и устройство регламентированы ГОСТ 10334—80*Е «Машины отсадочные беспоршневые для руд. Технические условия», а в отдельных случаях ГОСТ 10369—77*Е «Машины отсадочные беспоршневые для углей. Технические условия».

Машиностроительные заводы «Труд» (г. Новосибирск) и им. Никольского (г. Новочеркасск) серийно выпускают отсадочные беспоршневые машины в трех исполнениях для обогащения руд крупностью:

1) до 4 мм с разгрузкой тяжелых фракций через искусственную постель и решето;

2) до 30 мм с разгрузкой тяжелых фракций через решето и разгрузочные устройства;

3) до 100 мм с разгрузкой тяжелых фракций через разгрузочные устройства.

Обозначение этой машины расшифровывается следующим образом: О — отсадочная, П — пневматическая, М — машина. Первая цифра после буквенного обозначения показывает ширину отсадочной камеры в метрах, вторая — число камер в машине. Так, наибольшая машина ОПМ-35 (рис. VI.8, а) имеет камеры шириной 3 м и пять камер длиной по 1 м, состыкованных по длине. Площадь решета 15 м², частота пульсации воды 1,0—4,6 Гц размах пульсации до 150 мм, избыточное давление воздуха 35 кПа, расход воздуха 4000 м³/ч, производительность машины до 125 т/ч. Мощность привода пульсатора 3,0 кВт. Масса машины 23,5 т.

Устройство беспоршневых машин сходно: они имеют воздушное и отсадочное отделения, вращающиеся воздушные золотниковые устройства роторного типа. На рис. VI.8, б показан роторный пульсатор машины МОБК-8С в положении выпуска воздуха из воздушного отделения в атмосферу.

Воздушное отделение каждой камеры расположено у малых машин под решетом, у крупных — сбоку от отсадочного отделения. Воздух поступает в воздушные отделения периодически через роторные пульсаторы, устанавливаемые по одному на каждую камеру. Все пульсаторы соединены между собой муфтами и имеют общий привод с регулируемой частотой вращения. За один оборот пульсатора совершается цикл отсадки. Для подачи воздуха в машину ОПМ-35 использована трубовоздуходувка ТВ-80-1,4 производительностью 5000 м³/ч и мощностью привода 100 кВт. Пригодна и более мощная воздуходувка ТВ-80-1,6 (ГОСТ 5.2050-73).

При впуске воздуха вода из воздушного отделения переходит в отсадочное, и уровень воды в нем повышается, а при сбросе воздуха в атмосферу — понижается. Периодическая подача и сброс воздуха осуществляются роторным пульсатором, разделенным поперечной перегородкой на две полости с впускным и выпускным окнами. Длительность впуска и выпуска воздуха зависит от размеров окон ротора, а их взаимное расположение определяет фазы воздухораспределения. Изменением соотношения размеров окон и их расположение можно обеспечить асимметричный или симметричный циклы отсадки.

Для отсадки материала крупностью до 60 мм экспериментальный завод «Труд» изготавливает отсадочную машину с многоструйными проточными устройствами МОБК-8С, имеющую подрешетное расположение воздушных отделений.

В конце 60-х годов была создана комбинированная флотоотсадочная машина, у которой в надрешетном пространстве установлены трубчатые перфорированные аэраторы. Такие машины сейчас находятся в процессе отработки технологии.

§ VI.7. Тяжелосредные сепараторы

Тяжелосредные сепараторы предназначены для обогащения в тяжелой среде, имеющей промежуточную плотность между плотностями разделяемых компонентов. Эти машины различаются способом разгрузки. В колесном сепараторе утонувший продукт удаляется из ванны вращающимся элеваторным колесом, в барабанном — барабаном, в аэролифтном — аэролифтом. Применяют также разгрузку шнеком, ковшовым элеватором, гидравлическую разгрузку.

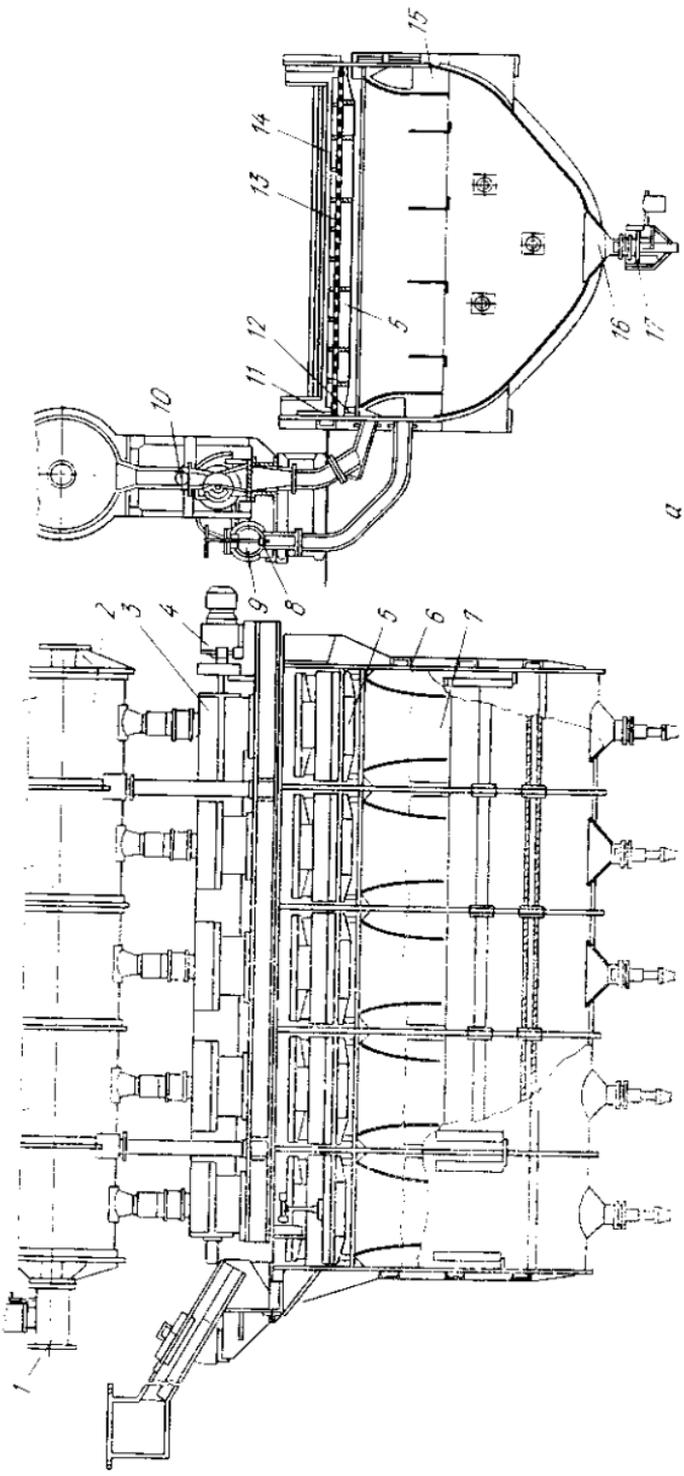
Различают сепараторы неподвижные и подвижные, прямоточные (разгрузка продуктов разделения в одном направлении) и противоточные (разгрузка в разные стороны), по числу выдаваемых продуктов (двух- и трехпродуктовые).

В качестве тяжелых сред чаще применяют водные взвеси (суспензии) твердых веществ-утяжелителей (измельченный или гранулированный ферросилиций и др.).

Из неподвижных сепараторов наибольшее распространение получили конусные (с мешалкой, диаметром конуса 3,5 и 6 м, изготовитель Востокмашзавод), из подвижных — барабанные и колесные.

Первым образцом отечественных колесных тяжелосредных сепараторов были сепараторы типа СК с наклонным элеваторным колесом.

В настоящее время выпускают сепараторы с вертикальным колесом типа СКВП, в обозначении которых указана ширина ванны в дециметрах (СКВП-20 и СКВП-32). Работают также сепараторы СТТ-20 и СТТ-32 — тяжелосредные трехпродуктовые. Сепараторы СКВП и СТТ выпускает воронежский завод угольного машиностроения имени Пархоменко (их чаще применяют в угольной промыш-



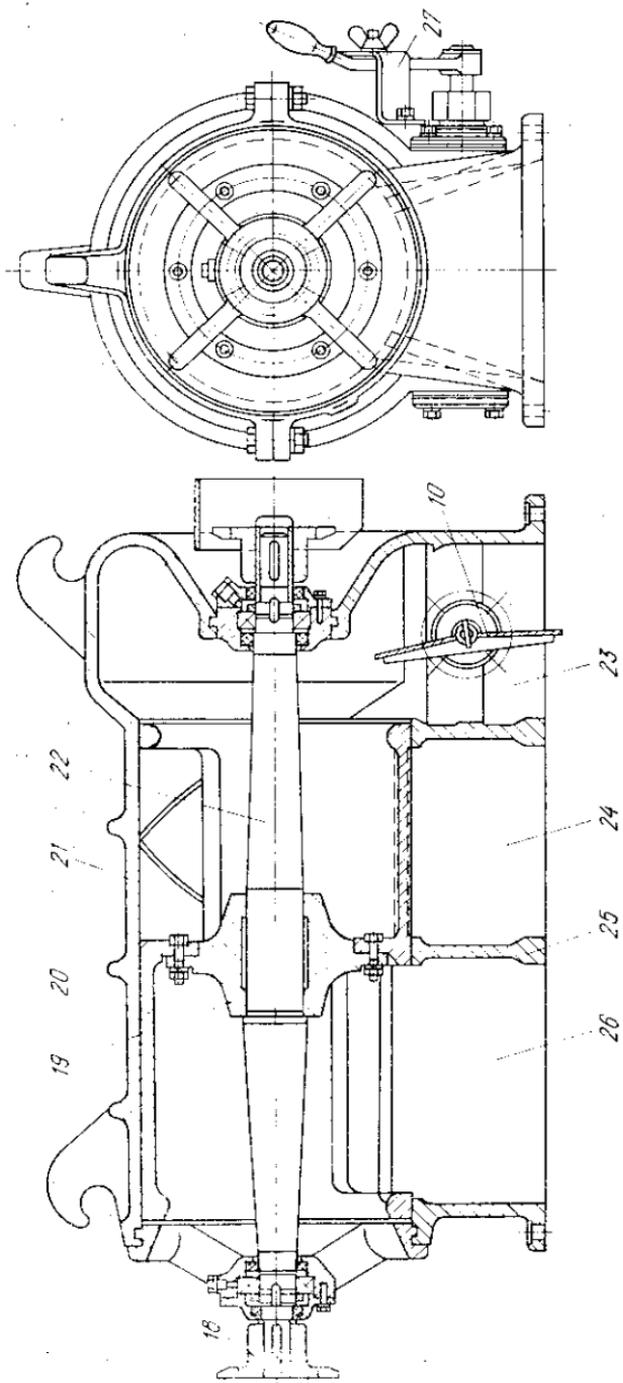


Рис. VI.8. Отсеченные пульсационные машины:

1 — панорный воздухопровод, 2 — воздухоборник, 3 — пульсатор, 4 — привод пульсаторов, 5 — съёмная кассета с решетом, 6 — корпус; 7 — проточное устройство, 8 — конусный клапан; 9 — водяной коллектор, 10 — дроссельная заслонка; 11 — клинья; 12 — деревянные брусья; 13 — сито; 14 — решетка для некуρευшей постели; 15 — воздушная камера; 16 — приемная воронка; 17 — разгрузочное устройство; 18 — подмуфта; 19 — ступица; 20 — ротор; 21 — крышка корпуса пульсатора; 22 — вайт, 23 — воздушный канал от воздухоборника; 24 — выпускной канал; 25 — корпус пульсатора; 26 — выпускной канал; 27 — ручной регулятор дроссельной заслонки

ленности)¹. Трехпродуктовый сепаратор имеет две ванны, установленные на общей раме, два отдельных элеваторных колеса и роторный перегружатель между ваннами.

Сепаратор СКВД-32 (рис. VI.9), являющийся модификацией сепаратора СКВ-32, предназначен для выдачи обогащенного материала двумя (что обозначено буквой «Д») машинными классами.

Сепаратор СКВД-32 имеет раздвоенную ванну. Расход суспензии, подаваемой восходящим потоком, после нижнего

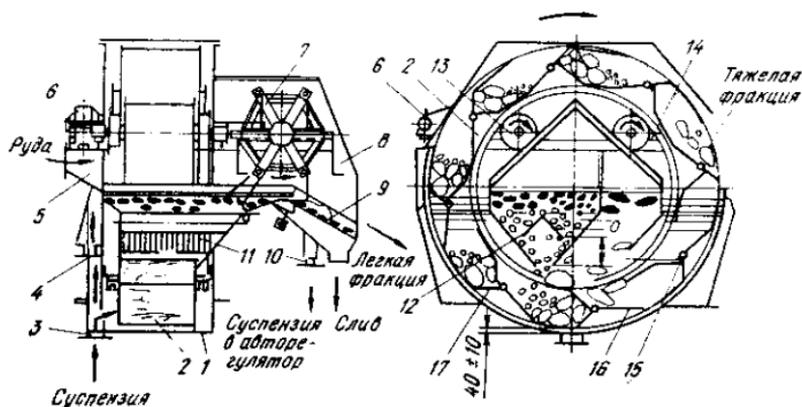


Рис. VI.9. Схема работы и устройства тяжелосреднего сепаратора СКВД-32:

1 — корпус; 2 — элеваторное колесо; 3 — нижний патрубок подвода суспензии; 4 — верхний патрубок; 5 — загрузочная воронка; 6 — привод; 7 — гребковый механизм; 8 — воронка концентрата; 9 — обезвоживающая решетка; 10 — патрубок для отвода суспензии; 11 — пластины; 12 — ванна для мелкого продукта; 13 — опорный ролик; 14 — ванна для крупного продукта; 15 — шарнир поворотной решетки ковш; 16 — поворотная решетка; 17 — ковш с решетчатым дном

патрубка, регулируется шибером и может достигать $\frac{2}{3}$ общего расхода. Верхний поток через щелевые сопла подается в верхнюю часть ванны под зеркало. Элеваторное колесо вращается на опорных катках, приводимых электродвигателями через редуктор и две передачи.

Днище ковшей элеваторного колеса — это решетка, через которую при подъеме ковшей вытекает суспензия. Решетка состоит из двух частей — стационарной и поворотной (первой по ходу вращения колеса). В верхнем положении поворотные решетки на шарнирах откидываются и открывают отверстие для разгрузки тяжелого продукта.

В сепараторе СКВД-32 диаметр элеваторного колеса 5450 мм. Оно вращается двумя приводами по 5,5 кВт с ча-

¹ Наладка и эксплуатация технологических комплексов углеобогащательных фабрик / Хайдакин В. И., Бутовецкий В. С., Ковшарь М. Н. и др. — М.: Недра, 1986, 223 с.

стотой 1,2 об/мин. Гребковое устройство диаметром 2000 мм с частотой вращения 7 об/мин приводится от двигателя 2,2 кВт. Объемная производительность по исходному материалу крупностью 6—300 мм составляет 340 м³/ч. Вместимость ванны 18 м³, масса сепаратора 28,5 т.

Разработаны и внедрены в производство вертикальные конусные тяжелосредные сепараторы с мешалкой и аэролифтом (диаметр конуса 6; 3,5 и 2,5 м).

§ VI.8. Другие гравитационные сепараторы

Кроме рассмотренных, к классу гравитационных относятся жидкостные и пневматические сепараторы.

Жидкостные сепараторы разделяют на концентрационные столы¹ (многоярусные и одноярусные), винтовые вертикальные и наклонные струйные сепараторы, шлюзы стационарные, вибрационные, с подвижным резиновым покрытием и поворачивающиеся.

Пневматические сепараторы могут быть с вибрирующей и неподвижной рамой.

Перечисленные сепараторы применяют при обогащении руд оловянных, вольфрамовых, редких и благородных металлов. В последние годы расширяется применение винтовых сепараторов, не имеющих движущихся частей. Эти аппараты начинают вытеснять концентрационные столы колебательного движения. Так, винтовой сепаратор диаметром 2 м имеет производительность 75 т/ч.

Развитие конструкций оборудования для обогащения идет по пути повышения объема и единичной производительности отработанных конструкций, а также создания новых высокоэффективных машин.

Глава VII ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ И ОСВЕЩЕНИЯ

§ VII.1. Сгустители

Классификация оборудования для обезвоживания и осветления приведена на рис. VII.1.

Сгустители — наиболее крупный (по размерам) вид оборудования этого класса, предназначенный для сгущения

¹ ГОСТ 20753—81 «Столбы концентрационные. Технические условия». Обозначение: СКО-45, например, означает, что площадь всех шести ярусов составляет 45 м².

ния пульпы, гидравлической классификации или осветления методом отстаивания.

Поскольку основная часть процессов обогащения происходит в водной среде, то продукты содержат значительное количество воды (во флотационном концентрате — до 80% влаги). За один прием удалить всю влагу не удастся, обезвоживание осуществляют в два—три приема (сгущение, фильтрование, центрифугирование). Сгуститель обеспечивает снижение влагосодержания продукта до 25—40% при малом количестве твердых частиц в сливе.

Радиальные сгустители — это чаны с медленно вращающимся внутри них гребковым устройством, сгребаящим осевшие из пульпы под действием гравитационных сил твердые частицы к местам разгрузки. Осветленная вода (слив) самотеком сливается через верх чана.

По расположению привода гребкового устройства радиальные сгустители разделяют на два основных типа: с центральным или с периферийным приводом. Сгустители с центральным приводом различают по установке привода: при диаметре до 18 м — на опорном диаметральном мосту, по центру чана; при большем диаметре — на опорной колонне. Эти же сгустители могут иметь нижний или верхний привод. Сгустители с центральным приводом могут быть одноярусными¹ или многоярусными (до пяти). По условиям работы различают сгустители простого и кислотоустойкого (К) исполнения. Сгустители с центральным приводом маркируют первой буквой «Ц», с периферийным — буквой «П»; нижнее или верхнее расположение центрального привода обозначают второй буквой «Н» или «В». Диаметр чана в метрах указывают цифрой в обозначении. В СССР сгустители от Ц-2,5 до Ц-18 выпускаются Востокмашзаводом; Ц25—Ц100 изготавливаются Иркутским ЗТМ. Сгустители П-18 выпускает Востокмашзавод, а П-25—П100 и сконструированные СКБ ГОМ для сгущения и промывки красного шлама на глиноземных заводах — (ЦН-40 и ЦВ-40) тоже изготавливает Иркутский ЗТМ.

На рис. VII.2 показан сгуститель с периферийным приводом. Подача пульпы происходит по лотку (трубе) сверху в центр чана, разгрузка песков — внизу в центре чана, слив, — вверху через кольцевой сливной желоб.

В центре чана установлена железобетонная колонна, на которой смонтирована опорная головка с упорным подшипником качения для подвижной фермы.

¹ ГОСТ 10876—75* Е «Сгустители одноярусные. Технические условия».

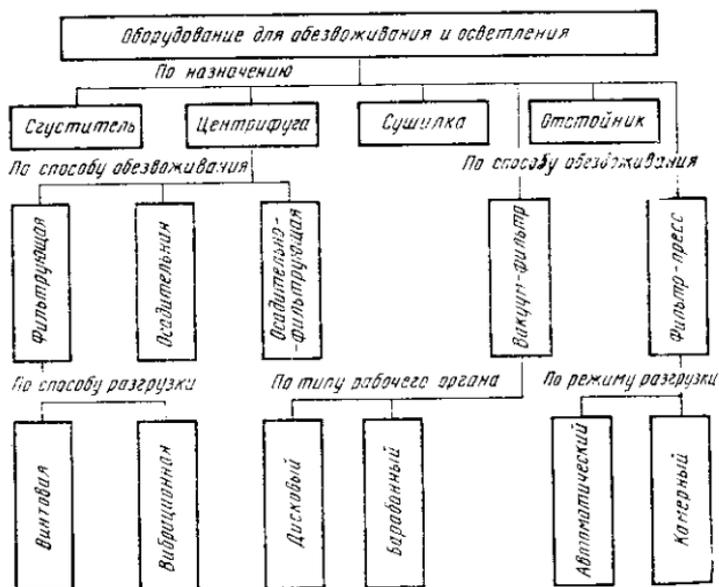


Рис. VII.1. Классификация оборудования для обезвоживания и осветления по ГОСТ 25006-81

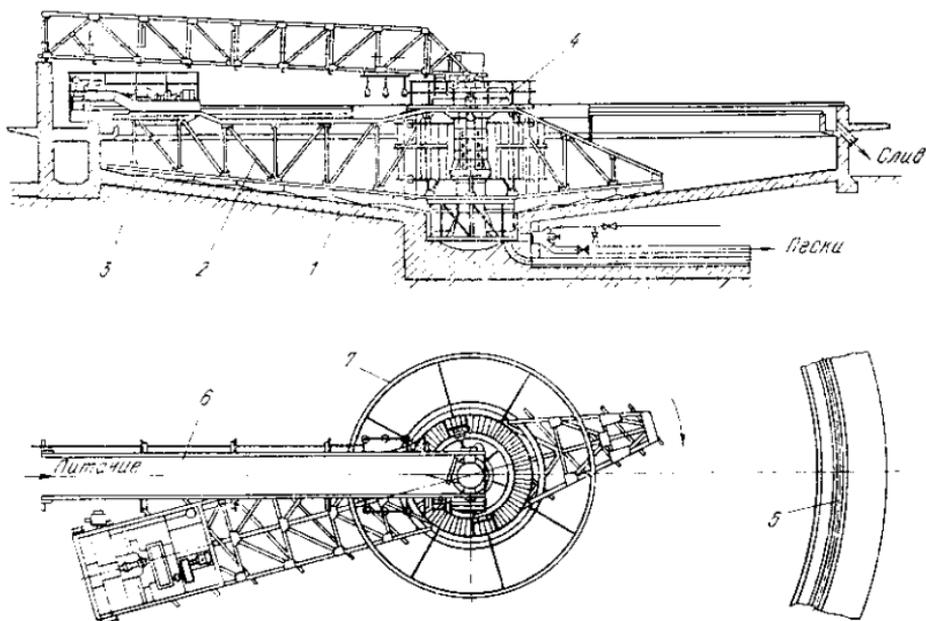


Рис. VII.2. Сгуститель с периферийным приводом:

1 — чан; 2 — ферма подвижная; 3 — механизм передвижения; 4 — опорная головка; 5 — рельс круговой; 6 — неподвижная лотковая ферма; 7 — центральная площадка

В головке помещено токосъемное устройство для привода вращения. Периферийный конец подвижной фермы опирается на одно—два ходовых колеса. При установке стального колеса и кругового рельса для улучшения сцепления колесо гуммируют. Хорошие результаты дает применение пневмоколес автомобильного типа, катящихся (без рельса) по бетону.

Сгуститель наибольшего типоразмера П-100 имеет площадь осаждения 8000 м^2 , условную производительность по твердому продукту 7000 т/сут . Он снабжен двумя приводами мощностью 19 кВт , обеспечивающими продолжительность одного оборота гребкового устройства за $39—78 \text{ мин}$. Масса металлических частей составляет 180 т .

Недостаток сгустителей с периферийным приводом в том, что они не приспособлены к работе при низких температурах.

Сгуститель Ц-50 (рис. VII.3, а) имеет два привода, установленные на общей раме в верхней части центральной колонны. Гребковое устройство опирается на круговую опору и вращается на шарах. Вал представляет собой стальную сварную трубу диаметром $2,7 \text{ м}$.

У сгустителя Ц-100 привод иной: зубчатое колесо вращается четырьмя шестернями, которые вращаются вертикальными фланцевыми двигателями мощностью по 8 кВт через два цилиндрических редуктора. Для центрирования опорно-приводного устройства имеется шесть горизонтальных роликов с индивидуальными регулировочными устройствами. Вертикальную нагрузку силы тяжести вращающихся частей массой 75 т воспринимают 24 опорных ролика диаметром 400 мм , установленные на подшипниках качения. Сгуститель Ц-100 имеет площадь осаждения 7850 м^2 , глубину чана в центре $7,5 \text{ м}$, условную производительность по твердому 7000 т/сут , удельную нагрузку $3 \text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{сут})$ (при $60—70\%$ твердого в сгущенном продукте). Продолжительность одного оборота гребкового устройства $33—80 \text{ мин}$. Масса 192 т . Сгустители Ц-100 успешно работают на Лебединском ГОКе с 1980 г .

Сгустители с центральным приводом могут работать при низких температурах ($-54 \text{ }^\circ\text{C}$), подвижная ферма продолжает вращаться и под ледяной коркой. Их применение весьма перспективно. Свыше 10 лет работают сгустители диаметром 180 м с крутящим моментом $5,5 \text{ МН} \cdot \text{м}$ с гидростатическим подшипником жидкостного трения диаметром 6 м .

Для уменьшения рабочих площадей применяют много-

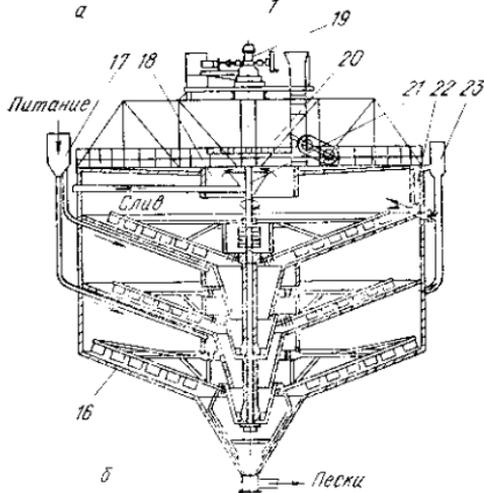
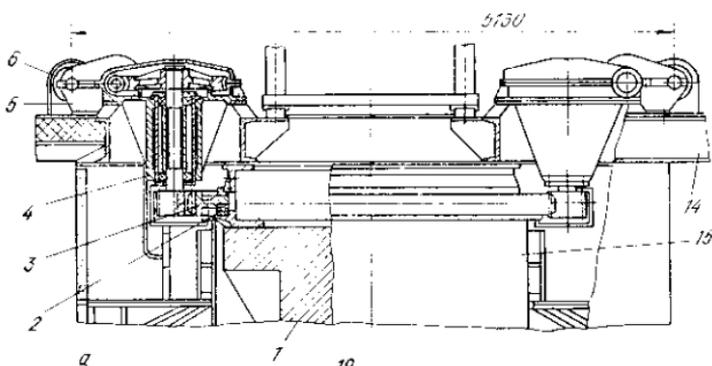
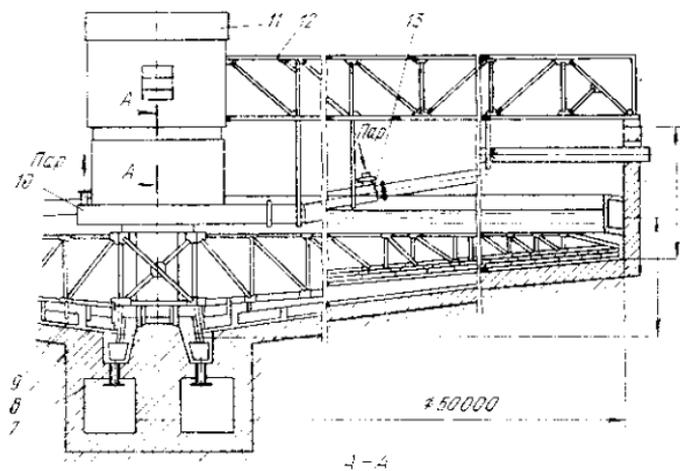


Рис. VII.3. Сгустители с центральным приводом:

1 — центральная колонна; 2 — опорный шаровой круг; 3 — зубчатое колесо; 4 — червячный редуктор; 5 — цилиндрический редуктор; 6 — клиноременная передача; 7 — разгрузочное устройство песков; 8 — гребковое устройство; 9 — подвижная ферма; 10 — загрузочное устройство; 11 — укрытие приводов; 12 — мост; 13 — питающая труба; 14 — рама приводов; 15 — трубчатый вал гребкового устройства; 16 —

чан; 17 — распределительная коробка; 18 — сливная коробка; 19 — механизм подъема вала; 20 — опорно-приводное устройство; 21 — вал; 22 — питающие карманы; 23 — успокоительная коробка

ярусные сгустители, а также прогрессивные системы их питания. На рис. VII.3, б показан трехъярусный сгуститель с параллельно-последовательной схемой питания ярусов с периферийным вводом пульпы в верхний ярус и центральным выводом осветленного раствора.

В глиноземном производстве используют пятиярусные сгустители. Однако из-за общего слива возникают трудности и раздельного контроля и регулирования сгущения в каждом ярусе.

Поэтому применяют интенсивно и эффективно работающие сгустители: радиальные со специальными питателями, *пластинчатые* (рис. VII.4). В пластинчатом сгустителе по-

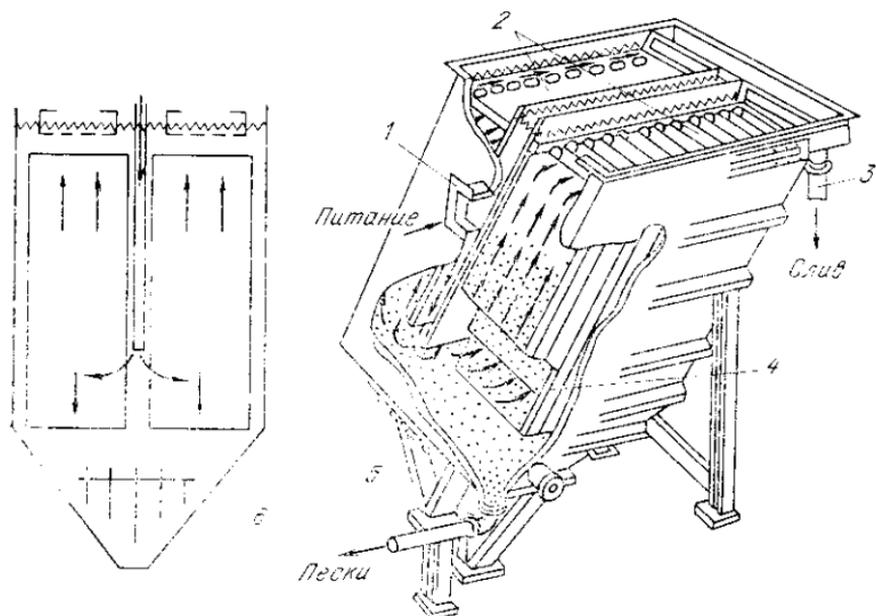


Рис. VII.4. Пластинчатый сгуститель:

1 — входной патрубок; 2 — камеры осветленной жидкости; 3 — сливной патрубок; 4 — пластины сгустителя; 5 — патрубок разгрузки сгущенного продукта; 6 — разгрузочная решетка с вибровозбудителем

верхность сгущения равна сумме площадей проекций всех пластин на горизонтальную плоскость. Сгуститель представляет собой камеру, в которой установлен пакет параллельных пластин, расположенных на расстоянии 35—50 мм друг от друга под углом 30—60° к горизонту.

Для условий цветной металлургии наиболее приемлемы противоточные пластинчатые сгустители с углом наклона пластин к горизонту 45—55°. Пластины изготовлены из

стеклопластика или коррозионнотстойкой стали камеры — из пластмассы, армированной стекловолокном рядовой или коррозионнотстойкой стали; крупные камеры выполнены из бетона. Уже разработаны пластинчатые сгустители площадью сгушения 1000 м².

Пластинчатые сгустители занимают площадь, в 10 раз меньшую, чем радиальные равной производительности; стоимость 1 м² поверхности сгушения у пластинчатых сгустителей в 1,7 раза меньше. Для интенсификации сгушения и разгрузки песков применяют вибровозбудители с малой амплитудой виброперемещения разгрузочной решетки (см. рис. VII.4). Идея устройства этих сгустителей, называемых тонкослойными, находит применение и в других машинах: институт «Механобрчермет» в круговой магнитный сгуститель (дешламатор) МД-9 (диаметром 9 м) установил 18 пакетов наклонных пластин, что вдвое увеличило его производительность.

Расчет мощности периферийного привода радиального сгустителя основан на учете действующих сил сопротивления движению подвижной фермы и ходовой тележки

$$N = (N_1 + N_2 + N_3) / \eta_{\Sigma},$$

где N — мощность привода; N_1 — мощность на преодоление гидродинамического сопротивления исходной пульпы перемещению в ней подвижной фермы; N_2 — мощность на преодоление гидродинамического сопротивления придонного слоя сгушенной пульпы, и трения песков о неподвижный слой на дне; N_3 — механические потери от трения в ходовой тележке на периферии и в опорной головке на центральной колонне; η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

1. Сила гидродинамического сопротивления жидкой среды движущемуся в ней телу определяется по закону Ньютона—Кармана

$$P = c \rho S v^2, \quad (\text{VII.1})$$

где c — безразмерный коэффициент сопротивления, меньший единицы, зависящий от свойств и состояния жидкости, формы движущегося тела; для прямоугольной пластины в воде $c = 0,64$; З. Б. Канторович приводит формулу для определения c в зависимости от кинематической вязкости среды ν (см²/с): $c = (0,75 - 1,2) \sqrt[7]{\nu}$; ρ — плотность жидкости; S — площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную направлению вращения (миделево сечение); v — линейная скорость движения тела.

Отдельный элемент подвижной фермы (рис. VII.5, а), установленный под углом α к радиусу, вращается с угловой скоростью ω . Выделим элемент миделевой поверхности $ndx \sin \alpha$ на расстоянии x от оси вращения, движущийся с линейной скоростью $v = \omega x$.

Давление на выделенный элемент, согласно формуле (VII.1), равно

$$dP = c\rho_{ж}hdx (\sin \alpha) \omega^2 x^2.$$

Интегрируя полученное выражение в пределах от r до R , получим

$$P = c\rho_{ж}h\omega^2 \sin \alpha \int_r^R x^2 dx,$$

откуда

$$P = c\rho_{ж}h\omega^2 \sin \alpha (R^3 - r^3)/3, \quad (\text{VII.2})$$

где $\rho_{ж}$ — плотность исходной пульпы; h — высота принятого в расчет пояса фермы; R и r — соответственно наруж-

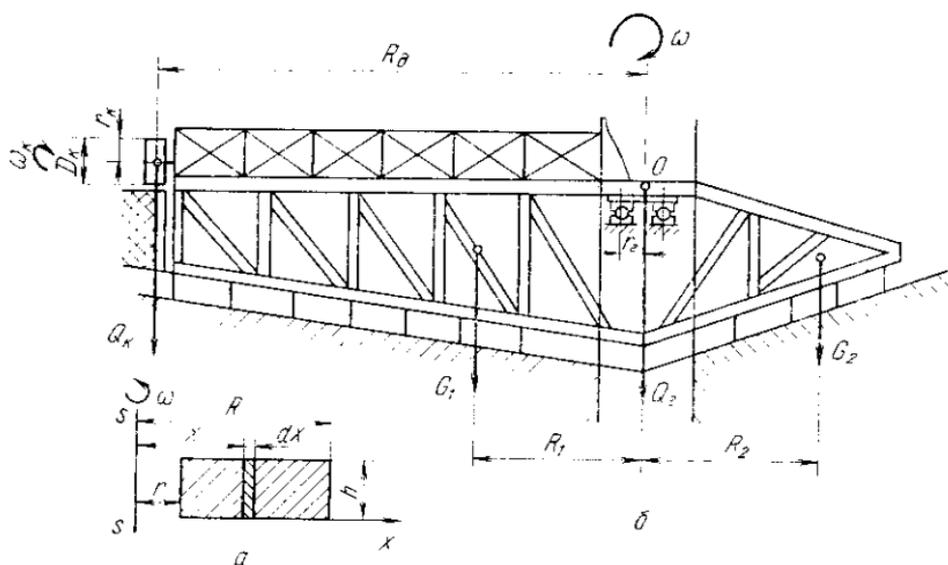


Рис. VII.5. К расчету мощности периферийного привода радиального сгустителя: а — гидравлическое сопротивление; б — нагрузки на ходовую тележку и головку

ный и внутренний радиусы вращения расчетного пояса. Такие расчеты проводят для всех равновысотных поясов и раскосов, отдельно для длинной и короткой полуферм. В результате суммирования получают суммарную силу

давления жидкости P_1 и P_2 на эти полуфермы. Координаты приложения суммарных сил давления определяют по формулам

$$x_{0_1} = \Sigma P_i x_i / P_1 \text{ и } x_{0_2} = \Sigma P_i x_i / P_2,$$

где P_i — рассчитанные по формуле (VII.2) силы давления среды на отдельные элементы; x_i — геометрические центры тяжести площадей этих элементов. Тогда

$$N_1 = (P_1 x_{0_1} + P_2 x_{0_2}) \omega. \quad (\text{VII.3})$$

2. Для гребкового устройства расчет аналогичен. Разница заключается в том, что у большей части элементов ферм $\alpha = 0$, а у гребков угол $\alpha = \text{const}$. Учитывая, что у всех гребков высота h одинакова, можем представить их, как условную целую пластину на каждой полуферме. Тогда

$$x_0 = \left(\int x dP \right) / P = c \rho_{\text{сг}} h \omega^2 (\sin \alpha) / P_{\text{гр}} \int_r^R x^3 dx, \quad (\text{VII.4})$$

где x_0 — координата приложения суммарной силы давления сгущенной пульпы (песков) на гребковое устройство каждой полуфермы; $\rho_{\text{сг}}$ — плотность сгущенной пульпы; $P_{\text{гр}}$ — суммарная сила гидродинамического давления песков на движущееся гребковое устройство, определяемая по формуле

$$P_{\text{гр}} = c \rho_{\text{сг}} h \omega^2 (\sin \alpha) (R^3 - r^3) / 3. \quad (\text{VII.5})$$

Интегрируя (VII.4) и подставляя значение $P_{\text{гр}}$ из (VII.5), имеем

$$x_0 = 3 (R^4 - r^4) / 4 (R^3 - r^3). \quad (\text{VII.6})$$

Аналогично (VII.3) для N_1 , получим для N_2

$$N_2 = (P_{\text{гр1}} x_{0\text{гр1}} + P_{\text{гр2}} x_{0\text{гр2}}) \omega k_{\text{тр}},$$

где $P_{\text{гр1}}$ и $P_{\text{гр2}}$ — сила давления на гребки каждой полуфермы; $x_{0\text{гр1}}$ и $x_{0\text{гр2}}$ — координаты приложения этих сил по формуле (VII.6); $k_{\text{тр}}$ — коэффициент трения сгребасомого слоя о неподвижный слой на дне, принимаем равным 1,8—2,0.

3. Для определения механических потерь необходимо рассчитать нагрузку $Q_{\text{к}}$ и $Q_{\text{г}}$ на приводные катки и головку (рис. VII.5, б). Значение $Q_{\text{к}}$ может быть получено из уравнения моментов относительно точки O на оси вращения $\Sigma M_O = 0$, откуда $Q_{\text{к}} = (G_1 R_1 - G_2 R_2) / R_{\text{д}}$, где G_1 и G_2 —

соответственно силы тяжести длинной и короткой полуферм, вместе с гребковыми устройствами; R_d — радиус окружности движения ходовой тележки с приводными катками.

$$Q_r = G_1 + G_2 - Q_k.$$

Обычно все катки — приводные, их количество равно 1, 2, 4.

Момент на преодоление трения в ходовой тележке, приведенный к оси приводного катка

$$M_k = Q_k [(2k + f_k d) / D_k] k_{доп} 0,5 D_k = 0,5 k_{доп} Q_k (2k + f_k d),$$

где k — коэффициент трения качения приводного катка по поверхности катания (стального или гуммированного катка по рельсу, автомобильного колеса по бетону); f_k — приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках катка; d — средний диаметр подшипника; D_k — диаметр приводного катка; $k_{доп}$ — коэффициент учета дополнительных сопротивлений, $k_{доп} = 1,2—1,3$.

Момент сил трения в упорном подшипнике головки, приведенный к оси приводного катка

$$M_r = Q_r f_r r_r R_d / r_k,$$

где f_r — приведенный коэффициент трения скольжения в упорном подшипнике; r_r — радиус подшипника.

Общий момент на преодоление механических потерь, приведенный к оси приводного катка

$$M_3 = M_k + M_r.$$

Тогда

$$N_3 = M_3 \omega_k = M_3 \omega R_d / r_k,$$

где ω_k — угловая скорость катка.

Для сгустителя с центральным приводом расчет аналогичен, но исключается M_k .

§ VII.2. Центрифуги

Центрифуги — это машины для обезвоживания мелких мокрых продуктов и разделения суспензий на жидкую и твердую фазы под действием центробежных сил. Жидкую фазу, удаленную в слив, называют фугат, твердую фазу — осадок¹.

¹ ГОСТ 16887—71* «Разделение жидких неоднородных систем методами фильтрации и центрифугирования. Термины и определения».

Использование центробежных сил для обезвоживания позволяет получить результат в тех случаях, когда обезвоживание под действием гравитационных сил малоэффективно или вообще не происходит.

Из формулы центробежной силы $F_c = m\omega^2 r$ следует, что возрастание центробежной силы легче достичь повышением частоты вращения ω , чем увеличением радиуса r .

Одним из главных технологических параметров является фактор разделения, характеризующий соотношение между центробежной силой и силой тяжести. Фактор разделения является частным случаем гидродинамического критерия подобия — числа Фруда (Fr).

Фактор разделения определяют по формуле

$$Fr = F_c / G = \omega^2 r / g,$$

где F_c — центробежная сила, G — сила тяжести; ω — угловая скорость; r — радиус; g — ускорение свободного падения. У различных центрифуг $Fr = 100—6000$.

По величине Fr центрифуги разделяют на нормальные ($Fr \leq 3000$) и скоростные (суперцентрифуги $Fr > 3000$). Так, например, для обезвоживания тонкозернистых марганцевых концентратов оптимальная величина $Fr = 150—250$.

По способу обезвоживания различают центрифуги фильтрующие, осадительные и комбинированные осадительно-фильтрующие.

В фильтрующих обезвоживание осуществляется фильтрованием на перфорированном роторе; в осадительных происходит обезвоживание и классификация методом центробежного осаждения на сплошном роторе; в осадительно-фильтрующих совмещены центробежное осаждение и фильтрование.

По способу разгрузки осадка различают центрифуги винтовые (выгрузка осадка из ротора производится вращающимся винтом), вибрационные и инерционные.

В цветной металлургии центрифуги пока применяют ограниченно, но они являются перспективными машинами.

На рис. VII.6 показана непрерывнодействующая осадительно-фильтрующая горизонтальная винтовая центрифуга НОГШ-1120Ф. Она служит для глубокого обезвоживания мелких неабразивных флотационных концентратов с одновременным осветлением оборотной воды.

Центрифуга состоит из горизонтального осадительного ротора *б*, внутри которого установлен винт *в* осадительной ступени. На общем с винтом полом вала закреплен филь-

трующий ротор 9. На внешней поверхности осадительного ротора укреплен винт 10 фильтрующей ступени.

Осадительный ротор и винт фильтрующей ступени опираются приводной стороной на коренной роликоподшипник 1 и неприводной стороной через шарикоподшипник 11 на полуу цапфу винта 6 осадительной ступени.

Фильтрующий ротор 9 и винт 6 осадительной ступени опираются неприводной стороной на коренной подшипник 12, закрепленный на станине 16, и приводной стороной через шарикоподшипник 3 — на полуу цапфу осадительного ротора 5.

Вращение осадительного ротора осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу 19, фильтрующего ротора с осадительным винтом 6 — планетарным дифференциальным редуктором 2, насаженным на цапфу осадительного ротора 5. Осадительный ротор и винт осадительной ступени вращаются в одну сторону, но скорость винта на 2,6% меньше скорости ротора («отстающий» винт); поэтому он за счет относительной скорости перемещает осевшую твердую фазу вдоль оси.

Фильтрующий ротор 9 вращается со скоростью на 2,6% меньшей скорости винта 10 фильтрующей ступени («опережающий» винт); поэтому винт может перемещать обезвоженный осадок к разгрузочной кромке фильтрующего ротора за счет относительной скорости.

Для предохранения редуктора и всей центрифуги от перегрузок предусмотрен автоматический регулятор питания 15 с датчиком перегрузки 18.

Вокруг осадительного 5 и фильтрующего 9 роторов расположены соответственно камеры фугата 4 и обезвоженного осадка 8.

Исходный материал (пульпа) поступает к трехходовому крану 14 и по неподвижной трубе пульпопровода 13 подается во внутреннюю полость винта осадительной ступени. Через загрузочные окна 7 пульпа центробежной силой выбрасывается внутрь осадительного ротора. Заполнение пульпой его свободного объема продолжается до тех пор, пока уровень жидкости не достигнет сливных кромок порогов ротора с приводной стороны, после чего начинается перелив фугата в камеру фугата.

Осевшая внутри осадительного ротора твердая фаза транспортируется винтом осадительной ступени в неприводную сторону, к разгрузочным окнам ротора, и под действием центробежной силы выбрасывается в фильтрующий ротор, где дополнительно обезвоживается.

Обезвоженный осадок винтом 10 фильтрующей ступени транспортируется в приводную сторону, к разгрузочной кромке фильтрующего ротора и разгружается в бункер, находящийся под центрифугой.

Для защиты фундамента от динамических нагрузок в конструкции центрифуги использованы резинометаллические виброизоляторы 17.

Объемная производительность центрифуги НОГШ-1120Ф составляет: по пульпе 130 м³/ч, по обезвоженному осадку 21 м³/ч при содержании влаги в осадке до 30%. Диаметры роторов 1120 мм, ширина щели фильтрующего ротора 0,35 мм, частота вращения фильтрующего ротора и винта осадительной ступени 486—730 об/мин, частота вращения осадительного ротора и винта фильтрующей ступени 500—750 об/мин. Мощность двигателя 110 кВт. Масса центрифуги 11,2 т. Центрифуги НОГШ-1120Ф и НОГШ-1320Ф выпускает Киселевский машзавод им. И. С. Черных.

Осадительная центрифуга НОГШ-1350 имеет производительность по пульпе 300, по осадку 36 м³/ч.

В институте «Гипроникель» разработаны вертикальные непрерывнодействующие осадительные центрифуги конструкции типа ВЦН. Центрифуга ВЦН-800А с внутренним диаметром ротора 800 мм при частоте вращения ротора 1800 об/мин, имеющая производительность по фугату 35 м³/ч, по сухому осадку 12 т/ч (при влажности от 6 до 50%), мощность двигателя 75 кВт, массу 10 т, успешно работает на комбинате «Тувакобальт».

В Механобре разработана центрифуга НОГГ-700 с гидроротационной разгрузкой для обезвоживания и классификации тонкозернистых материалов. Производительность по питанию 120 м³/ч при частоте вращения 1200 об/мин, мощность двигателя 40 кВт, масса машины 1,6 т.

Центрифуги являются эффективными, компактными и высокопроизводительными обезвоживающими и осветляющими машинами, не требующими вспомогательных устройств и массивных фундаментов. Так, например, одна центрифуга НОГШ-1120Ф заменяет по производительности три дисковых вакуум-фильтра ДУ-68 при одинаковом содержании влаги в осадке.

Широкому внедрению центрифуг препятствует ошибочное предубеждение о повышенном износе винта из-за быстроты вращения. При этом не учитывают, что износ вызывается не абсолютной скоростью вращения винта, а относительной (по отношению к ротору). Так, в центрифуге НОГШ-1120Ф максимальная относительная частота враще-

ния винта составляет 20 об/мин, в то время как у винтовых конвейеров и питателей она достигает 60 об/мин.

После сгустителей дальнейшее обезвоживание песков на обогатительных фабриках и в гидрометаллургических цехах проводят на фильтрах, которые подразделяют на вакуум-фильтры и фильтр-прессы.

§ VII.3. Вакуум-фильтры

Вакуум-фильтр — машина для обезвоживания, в которой удаление влаги из пульпы осуществляется на фильтрующей перегородке под воздействием вакуума (около 80% атмосферного давления).

По способу действия фильтры разделяют на машины непрерывного и периодического действия, а по способу образования осадка на фильтрующей поверхности — на машины, работающие с просасыванием и под наливом¹.

По типу рабочего органа различают вакуум-фильтры дисковые, барабанные, ленточные, карусельные, тарельчатые (планфильтры).

Дисковый вакуум-фильтр, в котором рабочим органом является пустотелый вращающийся диск с расположенной на боковых поверхностях фильтрующей перегородкой. Дисковые вакуум-фильтры наиболее распространены в отрасли, их применяют на обогатительных фабриках и в гидрометаллургических цехах. Они отличаются развитой поверхностью фильтрования, которая легко наращивается увеличением числа дисков и их диаметра. Именно поэтому в дисковых фильтрах достигнута наибольшая площадь фильтрования (250 м²).

Типоразмеры и технические требования регламентированы ГОСТом 5747—80Е «Вакуум-фильтры дисковые. Технические условия».

ГОСТ определяет также общие для всех фильтров системы обозначений — цифровую и буквенно-цифровую, причем цифровая система более удобна и информативна, но некоторое время допускается приводить буквенно-цифровое обозначение в скобках. Первая буква в обозначении Ф (фильтр жидкостный), затем цифры — способ действия (1 — непрерывного действия), физический метод фильтрования (1 — вакуумный), конструкция рабочего органа (2 — дисковый), назначение (01 — общего назначения для сус-

¹ Классификация, цифровая индексация и терминология регламентированы ОСТ 26.01.67—77 для непрерывнодействующих фильтров и ОСТ 26.01.110—79 для фильтров периодического действия.

пензий с плотностью твердой фазы до 2 т/м³; 04 — с шатровой крышей для суспензий с паровой сушкой и вентиляцией), затем площадь фильтрования в м² (16—250), материал соприкасающихся с пульпой основных деталей (1 — из углеродистых сталей); последняя цифра — порядковый номер модификации (1). Таким образом наибольший дисковый вакуум-фильтр обозначается: Ф.1.1.2.01.250.1.1.

В буквенно-цифровой системе, например, условное обозначение Д250-3,75У1 расшифровывается так: первые буквы означают конструкцию и назначение (Д — дисковый общего назначения, ДШ — дисковый шатровый), затем число показывает площадь фильтрования (м²), через тире — диаметр дисков (м), затем исполнение рабочих органов (У — углеродистая сталь, К — коррозионностойкая сталь), цифра — порядковый номер модификации (если еще не было модификации, цифра не ставится).

В СССР Бердичевским заводом химического машиностроения «Прогресс» выпускаются все дисковые фильтры площадью фильтрования от 9 до 250 м², диаметр дисков от 1,8 до 3,75 м. Наибольший дисковый фильтр Ф.1.1.2.01.250.1.1 (Д250-3,75У1) имеет 14 восемнадцатисекторных дисков с частотой вращения 0,2—1,3 об/мин и лопастную мешалку диаметром 550 мм с частотой вращения 56 об/мин. Мощность привода дисков и привода мешалки соответственно 11 и 5,5 кВт. Масса фильтра 35 т.

Устройство фильтра Д250-3,75У показано на рис. VII.7, а. Основными узлами дискового фильтра являются полый вал с дисками и приводом; лопастная мешалка с приводом; ванна с рамой, стойками и корпусами подшипников; системы вакуумно-воздушная, питания и отводящая.

Диски состоят из секторов, обтянутых фильтровальной тканью. Нижняя часть диска погружена в ванну с пульпой. Под действием пониженного давления внутри секторов влага из пульпы отсасывается (рис. VII.7, б), а осадок в верхнем положении секторов просушивается и отдувается воздухом. Влага (фильтрат) удаляется через полый вал.

Ванна фильтра со стороны входа дисков в пульпу имеет карманы, по обе стороны которых установлены ножи снимающие неотпавший осадок. Поверхность ножей армирована резиной.

Фазы вакуума и повышенного давления показаны на рис. VII.7, б. Для улучшения отдувки применяют специальный клапан мгновенной отдувки (с давлением воздуха 50 кПа), кинематически синхронизированный с центральным валом.

Число продольных каналов в центральном валу соответствует числу секторов в дисках.

Секторы выполняют основную технологическую задачу и являются сменным рабочим органом, который можно менять на ходу (при уменьшенной скорости).

В черной металлургии работают около 50 тыс. секторов¹, примерно, столько же их и в цветной металлургии. Улучшение конструкции секторов, повышение их долговечности дает ощутимый эффект. Типовые секторы имеют плоскую фильтрующую поверхность и перфорированное фильтрующее основание. Институтом «Механобрчермет» разработаны секторы с диагональной волновой (рис. VII.7, в) поверхностью, на которой разрежение действует на осадок сверху и с боковых сторон, а также дренажное основание из винтовых пружин (рис. VII.7, з). Применение таких фильтров увеличивает удельную производительность на 15—20%, снижает содержание влаги в осадке на 0,7%, повышает ремонтпригодность.

Изготовление секторов из полимеров существенно повышает их долговечность (в 3—4 раза), а по сравнению с коррозионнотойкими сталями резко увеличивает ремонтпригодность. Например, сектор из коррозионнотойкой стали имеет массу 16,1 кг, а из полипропилена 8,5 кг. Кроме того, секторы из полимеров имеют технологическое преимущество — на них меньше оседает и прилипает обезвоживаемый материал, что повышает производительность фильтров на 6%.

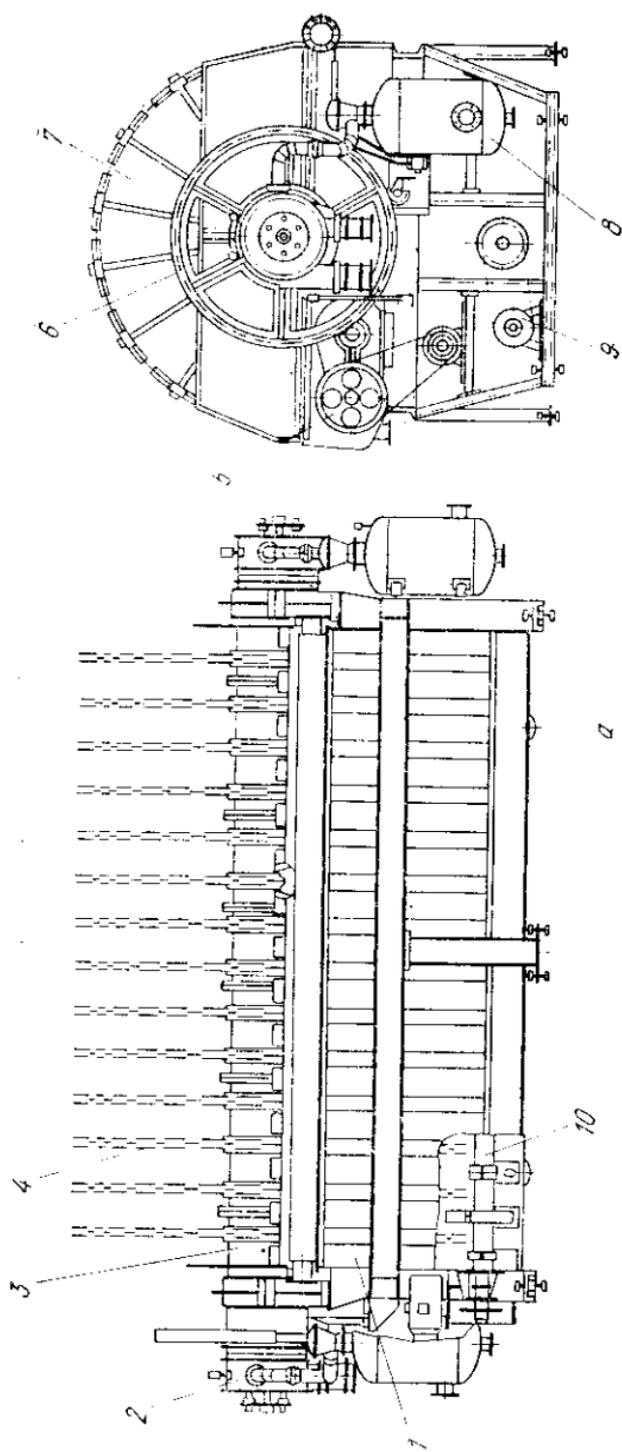
Применяют синтетические фильтроткани, некоторые сорта которых обеспечивают полную разгрузку осадка при отдувке, что позволяет работать без ножей.

Футеровка карманов ванн листовым полиэтиленом снижает их абразивный износ.

Применение двусторонней одновременной подачи сжатого воздуха для отдувки фильтроткани с обеих сторон полого вала позволяет в двое увеличить срок эксплуатации распределительной головки.

Для обезвоживания тонкоизмельченных концентратов с развитой удельной поверхностью разделяют зоны фильтрования и подсушки и повышают вакуум выше 80% атмосферного давления. Для этого применяют модернизированную распределительную головку (рис. VII.7, д), которая позволяет исключить зону регенерации фильтроткани, а зону фильтрования отделить от зоны подсушки. Ремонт-

¹ Гонгаренко А. А., Гищук Б. В., Редько Е. И. и др. // Черная металлургия: Бюл. НТИ. 1984. № 17.— С. 32—33.



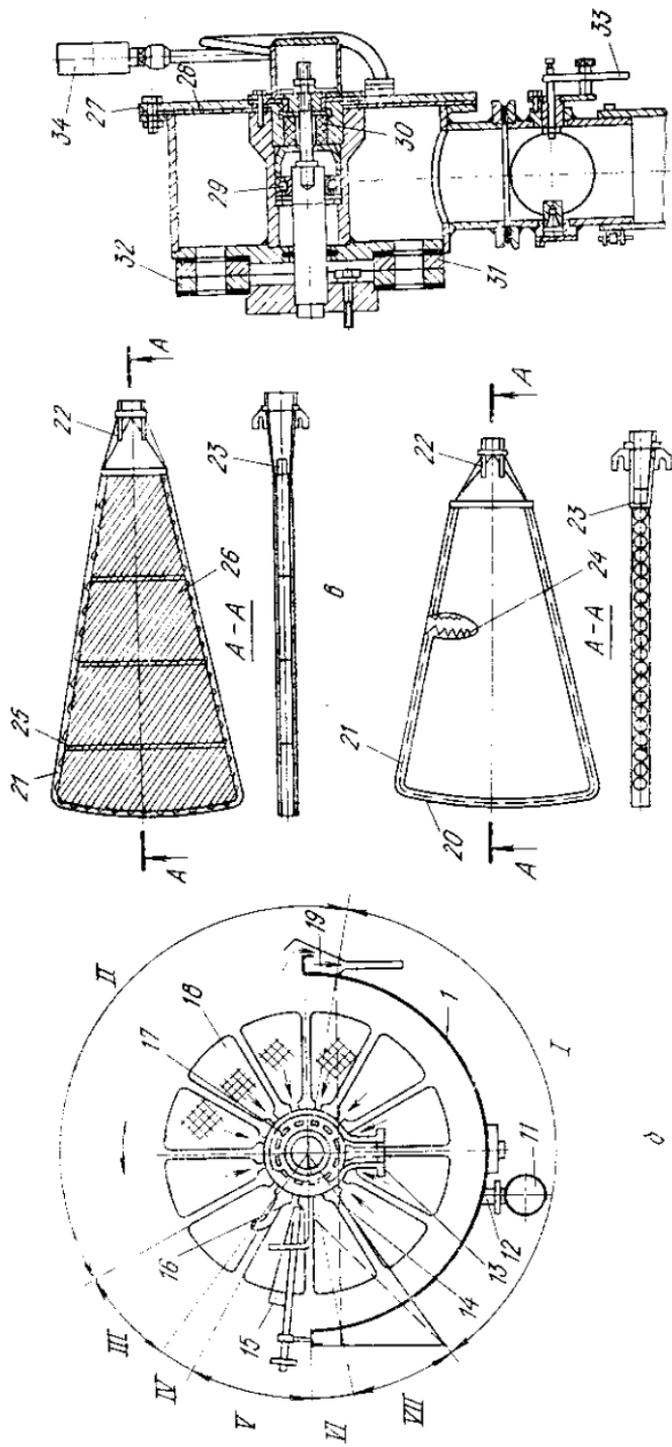


Рис. VII.7. Дискные вакуум-фильтры:
 1 — ванна; 2 — распределительная головка; 3 — подвиг центральный вал; 4 — фильтровальный диск; 5 — привод центрального вала; 6 — зубчатое колесо; 7 — спица крепления фильтрующего сектора; 8 — воздухосорбик; 9 — привод мешалки; 10 — мешалка; 11 — подвод несходной пульты; 12 — патрубок вакуум-отсоса; 14 — уровень пульты в ванне; 15 — двусторонние ножи; 16 — горловина диска; 17 — отверстие в подвижной ячеечной шайбе центрального вала; 18 — сектор; 19 — передвижной порог; 20 — дугообразная обечайка; 21 — прямая боковая обечайка; 22 — скоба рамки крепления фильтроткани; 23 — отбойник фильтрата при отдувке; 24 — винтовая пружина; 25 — перегородка волновой формы; 26 — стержень; 27 — крышка головки; 28 — резиновая прокладка; 29 — сферический подшипник; 30 — резиновый прижимной буфер; 31 — неподвижная распределительная шайба головки; 32 — подвижная ячейковая шайба центрального вала; 33 — дроссельный клапан; 34 — вакуумметр. Зоны: I — фильтрация; II — просушки; III — переходная («мертвая»); IV — отдувка осадка с фильтроткани; V — сьема оставшегося осадка ножами; VI — продувки и очистки фильтроткани (регенерации); VII — вторая переходная

пригодность этой головки улучшена применением подшипника качения, резинового прижимного буфера и съемной крышки.

Известно применение фильтров с диаметром дисков 5 м и струйной подачей пульпы на диски, что исключает необходимость установки мешалки, так как крупные частицы не оседают на дно ванны. Это имеет значение, поскольку гидравлическое уплотнение вала роторной мешалки снижает надежность фильтра, а подача чистой воды в уплотнение разжижает пульпу в ванне. Для фильтрации магнитных материалов Механобрчерметом разработано магнитное уплотнение. Оно выполнено из двух втулок из ферромагнитного материала (ферритобариевых пластин): одно кольцо закреплено в корпусе уплотнения, другое — на валу мешалки. При зазоре между кольцами 2—7 мм уплотнение обеспечивается при уровне пульпы 1,5 м без подачи в него воды.

Барабанный вакуум-фильтр — это машина, в которой рабочим органом является вращающийся барабан с расположенной на его цилиндрической поверхности фильтрующей перегородкой. По конструкции различают фильтры с наружной или внутренней фильтрующей поверхностью и со сходящим полотном.

Типоразмеры и технические требования по первым двум конструкциям определены ГОСТами 5748—79*Е «Вакуум-фильтры с наружной фильтрующей поверхностью. Технические условия» и 8722—78Е «Вакуум-фильтры с внутренней фильтрующей поверхностью ТУ».

Предусмотрены фильтры с площадью фильтрования, м²: наружной 5—40, внутренней 25 и 40.

Системы условных обозначений — общая для всех фильтров, аналогично той, которая принята для дисковых вакуум-фильтров. По цифровой системе наибольший барабанный вакуум-фильтр с наружной поверхностью обозначается Ф.1.1.1.01.40.1.1, по буквенно-цифровой: БОУ40-3-1. Соответственно, наибольший барабанный вакуум-фильтр с внутренней поверхностью обозначается: Ф.1.1.1.09.40.3.1 (ВК-40-2,5). Разработан фильтр площадью 100 м², диаметром 4,2 м.

Общим во всех конструкциях, например, БОУ20-2,6, (рис. VII.8, а) является наличие медленно вращающегося ячеечного барабана с фильтрующей поверхностью, ячейки которого соединены с распределительной головкой (одной, двумя), подключенной к вакуумной и нагнетательной воздушным сетям.

Барабан с наружной фильтровальной поверхностью погружен нижней частью в ванну с пульпой. Твердые частицы пульпы поддерживаются во взвешенном состоянии маятниковой или лопастной мешалками. Цикл работы аналогичен циклу дисковых вакуум-фильтров. Барабаны с наружной фильтровальной поверхностью применяют на обогатительных фабриках при невысокой производительности и плохо отделяющихся осадках (при малой толщине слоя).

У фильтров с наружной фильтрующей поверхностью (барабанных, дисковых) часто происходит забивание пор фильтроткани мельчайшими частицами осадка. Этого недостатка лишен барабанный фильтр ВУ25-2,5 с внутренней фильтрующей поверхностью (рис. VII.8, б). Он представляет собой барабан с глухой крышкой на одном торце и с кольцевым бортом — на другом. Барабан снабжен фрикционным катковым приводом. Внутренняя поверхность барабана разделена на ячейки, соединенные с цапфой, контактирующей с распределительной головкой.

В ячейки укладываются пластмассовые пластины с рифлениями (матрацы) или перфорированные крышки-решетки, а затем фильтроткань.

Пульпа заполняет барабан изнутри до уровня кольцевого борта, мешалка в этом случае не нужна.

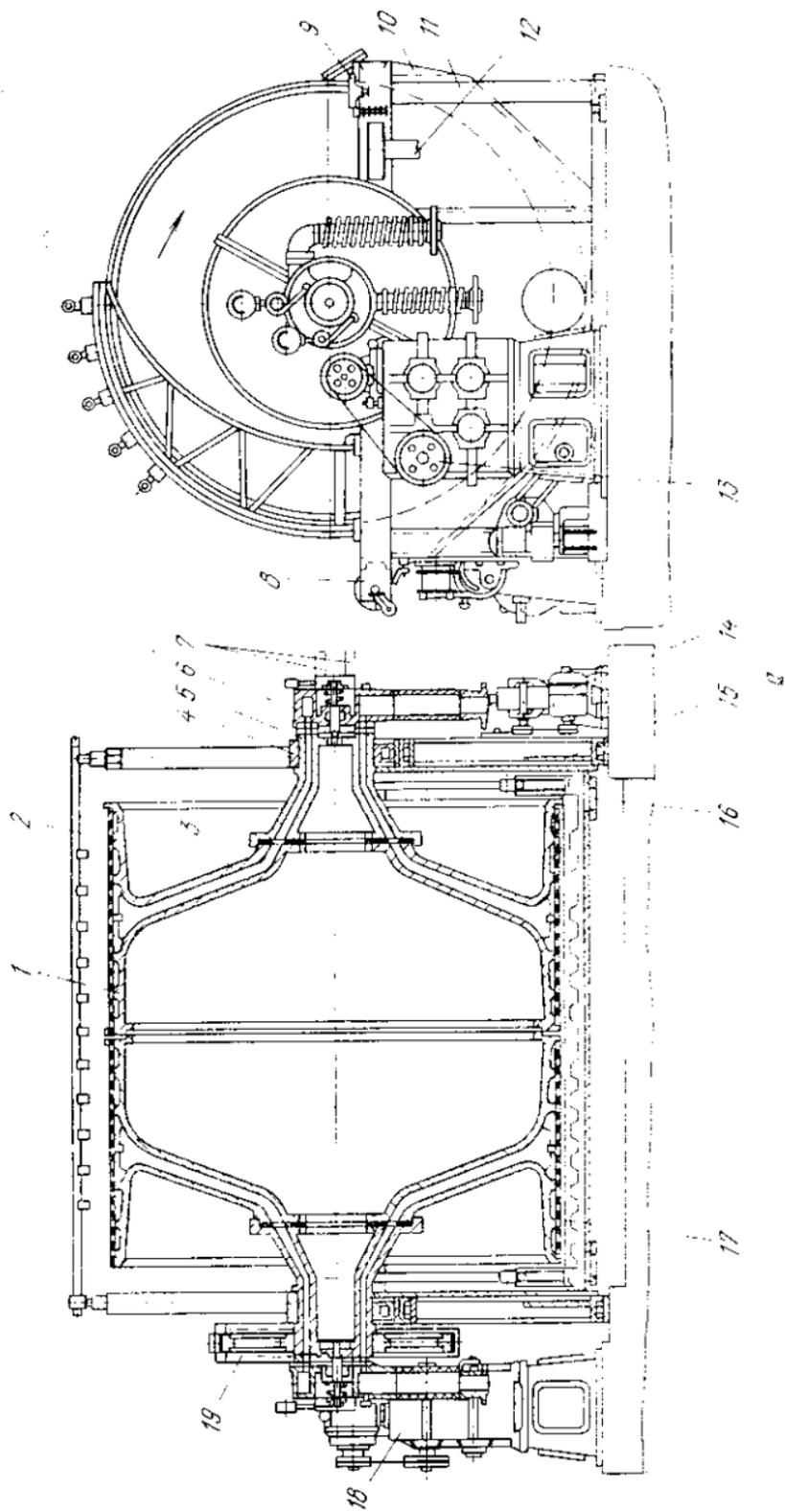
Отдутый осадок удаляется ленточным или винтовым конвейером.

Эти фильтры, применяемые для легко осаждающихся грубых, зернистых пульп, отличаются значительными недостатками (большие габариты, недоступность для наблюдения за осадком и фильтротканью, трудность ее замены), поэтому в отрасли их применение крайне ограничено.

Барабанный вакуум-фильтр Б_{сх}ОУ40-34 со сходящим полотном (рис. VI.8, в) при безножевом съеме осадка с ткани позволяет снизить толщину слоя осадка до 3—4 мм, обеспечивая при этом фильтрацию труднофильтруемых пульп. Конструкция позволяет осуществлять двустороннюю промывку фильтроткани и хорошую ее регенерацию, а также получать осадок сниженной влажности. Применение таких фильтров расширяется.

Наибольший диаметр барабанных фильтров 4,2 м (БОУ100-4,2), частота вращения барабана 0,1—1,2 об/мин, мощность привода барабана и мешалки соответственно 14 и 17 кВт, масса фильтра 66 т.

Барабанные вакуум-фильтры выпускаются Свердловским ПО «Уралхиммаш».



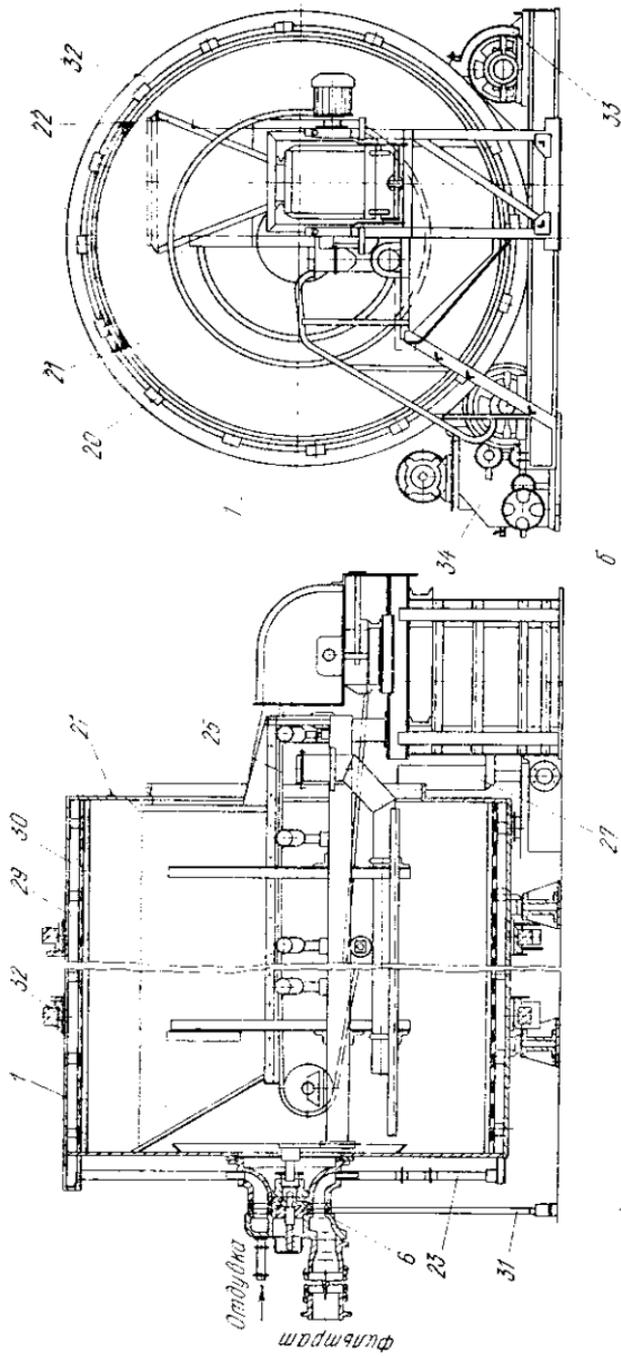
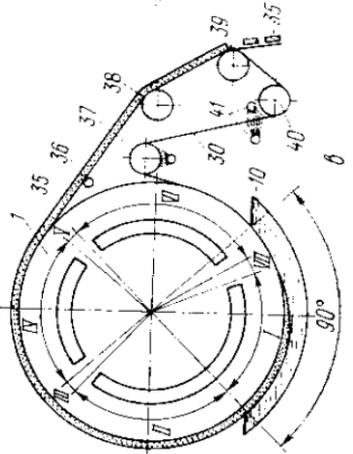


Рис. VII.8. Барабанные вакуум-фильтры:

1 — корпус барабана; 2 — перфорированная решетка; 3 — внутренний канал; 4 — подшипник; 5 — полая шафа; 6 — распределительная головка; 7 — патрубки подачи сжатого воздуха; 8 — натяжной ролик; 9 — ножи съема осадка; 10 — ванна; 11 — рама; 12 — переливное окно; 13 — двигатель барабана; 14 — привод перемещающего устройства; 15 — стойка; 16 — лок; 17 — перемещающее устройство; 18 — редуктор привода барабана; 19 — зубчатое колесо; 20 — бандажный башмак; 21 — кольцевая крышка барабана; 22 — воронка приема осадка; 23 — труба соединения ячейки барабана с распределительной головкой; 24 — глухая торцовая крышка; 25 — разгрузочный конвейер; 26 — питающая труба; 27 — лоток приема перелива; 28 — площадка обслуживания; 29 — ячейка с перфорированной крышкой; 30 — фильтр-ротакань; 31 — тяга регулировки; 32 — бандаж; 33 — опорный каток; 34 — привод; 35 — осадок; 36 — дополнительный ролик; 37 — регулирующий ролик; 38 — натяжной ролик; 39 — разгрузочный ролик; 40 — обводной ролик; 41 — брызгала. Зоны: I — фильтрования (71°); II — первая сушки (89°); III — промежуточная (30°); IV — вторая сушки (83°); V — промежуточная (37°); VI — контакта с атмосферой (105°); VII — промежуточная (6°)



Ленточные вакуум-фильтры, изобретенные в 1937 г., применяют для фильтрации быстроосаждающихся суспензий при необходимости тщательной многократной промывки осадка. Завод «Прогресс» выпускает эти фильтры площадью 1,6, 4, 10 м².

Карусельные вакуум-фильтры применяют на глиноземных заводах. ПО «Уралхиммаш» выпускает фильтр площадью 50 м², диаметром карусели 12 м.

Тарельчатый фильтр (планфильтр) по общему устройству напоминает дисковый питатель увеличенных размеров с полой тарелью, закрытой сверху шелевидным ситом. Осадок снимается шнеком. Такой фильтр громоздок, применяется для фильтрования крупнозернистых осадков ограниченно.

Расчет мощности привода барабанного и дискового вакуум-фильтров (рис. VII.9) построим на некоторых допущениях: примем, что в любой момент времени осадком не

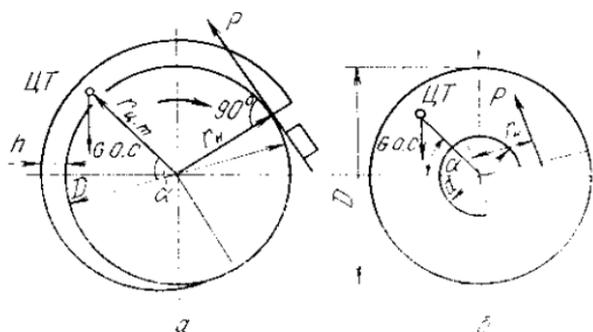


Рис. VII.9. К расчету мощности привода вакуум-фильтров:
а — барабанного; б — дискового

закрыта $1/4$ окружности барабана (диска) и соответствующая площадь; дополнительная сила давления на подшипники центрального вала, возникающая вследствие разности давления воздуха снаружи фильтроткани и уменьшенного давления (разрежения) внутри барабана на длине неуравновешенной $1/4$ окружности, примерно, равна силе уменьшающей силу тяжести, действующую на подшипники, возникающей из-за разности избыточного давления отдуваемого воздуха внутри барабана (диска) и давления воздуха на фильтроткани снаружи.

Момент сопротивления вращению M рабочего органа фильтра

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5,$$

где M_1, M_2 — моменты сопротивления соответственно силе тяжести неуравновешенной части осадка и срезанию осадка с фильтроткани; M_3, M_4, M_5 — моменты трения соответственно осадка на фильтрующей поверхности о пульпу, ячейковой шайбы вала о распределительную головку в подшипниках вала

$$M_1 = G_{oc} r_{ц.т} \sin \alpha,$$

где G_{oc} — сила тяжести неуравновешенной части осадка; $r_{ц.т}$ — радиус центра тяжести осадка; α — угол отклонения радиуса центра тяжести осадка от вертикали.

Для барабанного вакуум-фильтра $G_{oc} = 0,25\pi DhL\gamma$,
 для дискового $G_{oc} = 0,25 \cdot 2z \cdot 0,25\pi (D^2 - d^2) h\gamma$,
 где h — высота слоя осадка; L — длина барабана; γ — удельный вес осадка в уплотненном слое в результате вакуумирования; 2 — количество фильтрующих поверхностей на одном диске; z — число дисков; D — наружный диаметр барабана (диска); d — внутренний диаметр фильтрующей поверхности диска

$$M_2 = Pr_n,$$

где P — сопротивление слоя осадка срезанию; r_n — радиус установки ножей.

Для запаса мощности, примем, что весь осадок снимается ножами, не поддаваясь отдувке

$$P = k_{рез} S,$$

где $k_{рез}$ — коэффициент удельного сопротивления срезанию осадка для вязких осадков тяжелых минералов ($\gamma \geq 15$ кН/м³) $k_{рез} = 70—130$ кПа, для легких кристаллических осадков $k_{рез} = 70—100$ кПа; S — площадь сечения среза осадка.

Для барабана $S = hL$, $r_n = 0,5D$;
 для диска

$$S = 0,5 \cdot 2 \cdot zh (D - d); r_n = 0,5 (D - d).$$

Величина силы трения осадка о пульпу невелика, точных данных нет, принимаем, по опытным данным $M_3 \approx 0,02M_2$.

$$M_4 = Qr_f f,$$

где Q — сила прижатия неподвижной распределительной шайбы распределительной головки к ячейковой шайбе вала; f — коэффициент трения шайбы; r_f — средний радиус

шайб; $r_r = 0,5(d_n - d_v)$, где d_n и d_v — соответственно наружный и внутренний диаметры шайб

$$Q = q S_{\text{ш}}$$

Здесь q — удельное давление прижатия шайб; как и в любом уплотнении, оно должно быть в 1,5 раза больше внутреннего (внешнего) давления в системе, принимаем $q = 0,15$ МПа; $S_{\text{ш}}$ — соприкасающаяся площадь шайб (полная площадь за вычетом площади окон),

$$S_{\text{ш}} = 0,25\pi (d_n^2 - d_v^2) - m S_o,$$

где m — количество окон; S_o — площадь окна.

$$M_5 = G_{\Sigma} f_n 0,5 d_{\text{ц}},$$

где G_{Σ} — общая сила тяжести загруженного рабочего органа, $G_{\Sigma} = G_v + G_{\text{ос}}$ (G_v — сила тяжести вала с барабаном (дисками); $G_{\text{ос}}$ — сила тяжести (осадка); f_n — коэффициент трения в подшипнике; $d_{\text{ц}}$ — диаметр цапф.

$$G_{\text{ос}} = 0,75 S_{\text{ф}} h \gamma,$$

где $S_{\text{ф}}$ — площадь фильтрующей поверхности.

В целом, $N = k_3 M \omega / \eta_{\Sigma}$,

где N — мощность; k_3 — коэффициент запаса мощности ($k_3 = 1,1 - 1,3$); ω — угловая скорость вала; η_{Σ} — полный к.п.д. привода (0,6).

§ VII.4. Фильтр-прессы

Фильтр-пресс — это машина, в которой исходная пульпа обезвоживается на фильтрующей перегородке под воздействием избыточного давления. По режиму разгрузки осадка различают камерный фильтр-пресс, в котором рабочим органом является камера, откуда периодически удаляется осадок, и автоматический фильтр-пресс, в котором движущаяся фильтрующая лента автоматически удаляет осадок из камеры.

По конструкции различают фильтр-прессы рамные с неполной механизацией разгрузки и автоматические с полной механизацией работы.

Во всех конструкциях фильтр-прессов фильтровальная камера образуется при механическом или гидравлическом сжатии рам различной формы (прямоугольных, круглых) и перфорированных плит, покрытых фильтровальной тканью.

По режиму работы фильтр-прессы относятся к устройствам периодического действия. Они являются основным

аппаратом в гидрометаллургических цехах по производству цинка, никеля, меди предназначенным для фильтрования труднофильтруемых тонкодисперсных шламистых суспензий с малым и средним содержанием твердой фракции низкой абразивности крупностью < 3 мм.

Фильтр-пресс автоматический камерный с механическим зажимом плит (ФПАКМ)¹ разработан институтом УкрНИИХиммаш (Харьков) в 1959 г., лицензия на его производство продана в зарубежные страны, в частности, в ФРГ (фирма Хеш).

Впервые в СССР ФПАКМ был установлен на Усть-Каменогорском свинцово-цинковом комбинате для фильтрации цинковых растворов.

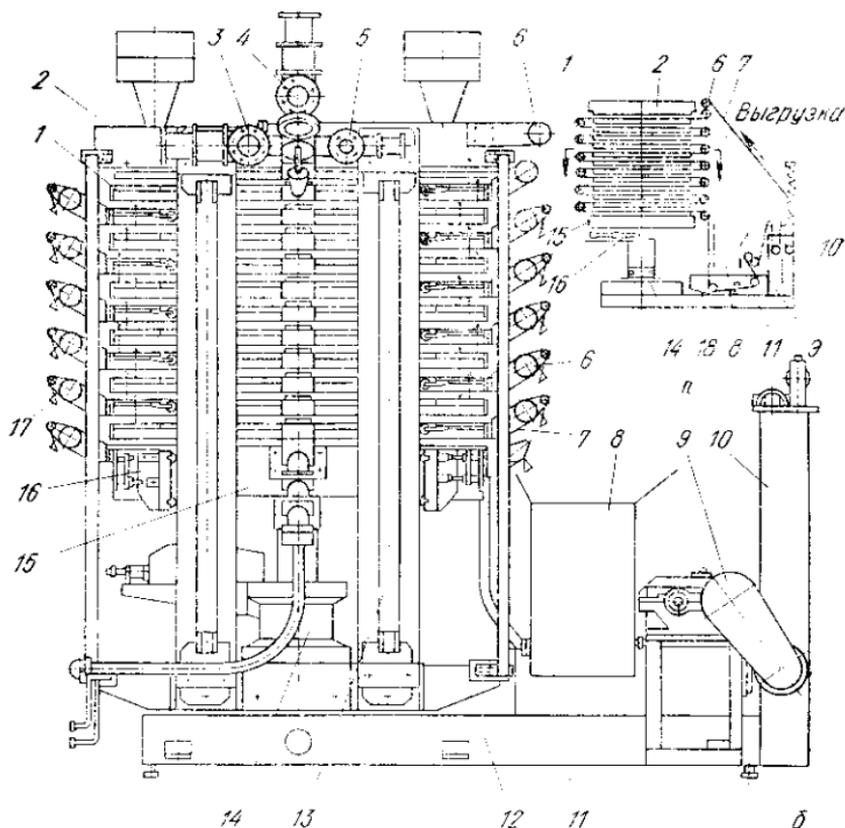
Фильтр-пресс состоит (рис. VII.10) из комплекта горизонтально расположенных фильтрующих плит, собранных между неподвижной и подвижной нажимными плитами на четырех вертикальных стойках. По ним фильтрующие плиты на катках свободно перемещаются, образуя зазоры.

Бесконечная лента фильтровальной ткани проходит по верхней поверхности каждой плиты, выходит за ее пределы, огибает промежуточные ролики, обеспечивающие разгрузку осадка, проходит через промывное, приводное и натяжное устройства и возвращается в зону фильтрации.

Фильтрующая плита состоит из верхней и нижней рам. Верхняя рама снабжена перфорированной решеткой, которую покрывает лента из фильтровальной ткани. Под решеткой собирается и отводится фильтрат. Нижняя рама перекрыта эластичной диафрагмой, предназначенной для отжима влаги, к нижней поверхности этой рамы прикреплен уплотняющий элемент, обеспечивающий при зажиме плит пресса надежное уплотнение между соседними плитами.

Фильтр работает циклически. Цикл начинается с зажима плит и подачи суспензии под давлением в полости всех нижних рам фильтрующих плит. При этом фильтрат самооттеком отводится в общий сборный канал, образованный прижатыми друг к другу отверстиями верхних рам. В таком же положении при необходимости проводят промывку и продувку (просушку) осадка. Для отжима осадка в пространство над диафрагмами подается вода под давлением, которая прижимает диафрагму к осадку и дополнительно отжимает влагу. На этом периоды фильтрации, промывки и отжима заканчиваются и начинается период разгрузки.

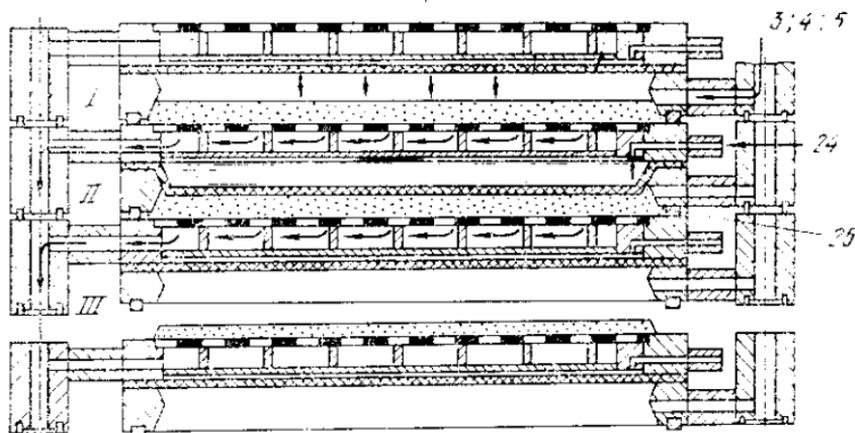
¹ ГОСТ 19756—84 «Фильтр-прессы автоматические камерные типа ФПАКМ. Параметры и основные размеры».



Для этого плиты фильтр-пресса раздвигаются на 45—50 мм, что обеспечивает возможность разгрузки образовавшегося осадка. После этого включается механизм протяжки фильтровальной ткани, которая выносит лежащий на ней осадок за пределы фильтра, в обе стороны от него (с четных плит — в одну сторону, с нечетных — в другую). Осадок разгружается при огибании лентой промежуточных роликов и счищается эластичными ножами. После регенерации ткани плиты зажимаются и весь цикл повторяется.

Управление фильтр-прессом осуществляется электрогидравлическим автоматом, обеспечивающим последовательность операций по заданной программе при помощи реле времени. Возможно также пооперационное управление с пульта.

В зависимости от содержания технологического процесса длительность цикла составляет от 7 (без промывки) до 48 мин, толщина слоя осадка до 35 мм, влажность осадка 15—18%.



6

Рис. VII.10. Фильтр-пресс автоматический камерный:

a — расположение и движение фильтроткани; *б* — общий вид пресса; *в* — работа фильтрующих плит; 1 — фильтрующая плита; 2 — верхняя опорная плита; 3 — подача суспензии; 4 — подача промывной жидкости; 5 — подача воздуха; 6 — промежуточный ролик; 7 — фильтроткань; 8 — разгрузочная воронка для осадка; 9 — привод передвижения фильтроткани; 10 — натяжное устройство фильтроткани; 11 — основание; 12 — нижняя опорная плита; 13 — стяжка-направляющая; 14 — гидроцилиндр зажима плит; 15 — нажимная подвижная плита; 16 — клиновое запирающее устройство зажима плит; 17 — нож для съема осадка; 18 — камера регенерации фильтроткани; 19 — отвод фильтрата; 20 — верхняя рама фильтрующей плиты; 21 — перфорированная решетка; 22 — нижняя рама фильтрующей плиты; 23 — диафрагма; 24 — подача воды на диафрагму; 25 — уплотнение. Стадия: I — фильтрации (промывки, продувки-просушки); II — отжима осадка; III — разгрузки

Бердичевское ПО «Прогресс» выпускает фильтр-прессы ФПАКМ с площадью фильтрования от 2,5 до 100 м². Ширина фильтровальной ленты 700—1100 мм.

УкрНИИхиммаш и ПО «Прогресс» разработали многокамерный фильтр-пресс с бумажной фильтрующей поверхностью одноразового пользования, протягиваемой бесконечной латунной сетчатой лентой — модель КБИ 5, 10 и 20 м².

В СССР освоен автоматизированный фильтр-пресс ФПАВ-300 с вертикальным расположением фильтрующих плит общей площадью 300 м², разработан бездиафрагменный механизированный фильтр-пресс ФКМ-600 с рабочей поверхностью 600 м².

Плиты фильтр-прессов выполняют из полиэтилена, полипропилена и других полимеров.

В перспективе развития оборудования для обезвоживания и осветления предусмотрено применение новых интенсивно работающих машин, использование ультразвуковых колебаний, вибрации, новых высокоэффективных агентов для флокуляции частиц, мембранной технологии.

Глава VIII

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ СУШКИ И ОБЖИГА

§ VIII.1. Общие сведения

Сушка — это процесс обезвоживания материалов, основанный на испарении влаги в окружающую газовую среду при нагревании свыше 100 °С.

Обжиг заключается в нагреве сыпучих материалов при температуре, недостаточной для их плавления, с целью удаления вредных примесей, извлечения полезных составляющих вместе с газами, изменения химического состава и физических свойств исходного материала.

Обжиг со спеканием — это обжиг, совмещенный с расплавлением наиболее легкоплавкой составляющей.

Сушка широко распространена в металлургии в качестве способа обезвоживания, следующего за механическими способами. Необходимость сушки вызвана стремлением довести продукты обогащения или промпродукты переработки до транспортабельного состояния и исключить перевозку избыточной влаги. Кроме того, при переработке продуктов обогащения их влажность ограничена условиями технологического процесса: для печей кипящего слоя — до 1%, для электроплавильных печей — 2%, для отражательных — 6—8%. Наиболее распространенные сушилки — барабанные, кипящего слоя, вертикальные трубы-сушилки, распылительные¹.

Часто процессы сушки и обжига осуществляются во вращающихся трубчатых печах, печах кипящего слоя. Поэтому близкие по конструкции агрегаты и машины для проведения этих процессов рассмотрены совместно.

Например, при производстве алюминия для получения глинозема по способу Байера и по способу спекания бокситовую и нефелиновую шихту подвергают спеканию в трубчатых вращающихся печах так же, как при производстве магния, в них проводят обезвоживание сырья (карналлита, бишофита) и обжиг доломита.

В производстве цинка полученный в вакуум-фильтрах цинковый осадок перерабатывают вельцеванием² в трубчатых вращающихся печах — вельцпечах.

В аналогичных агрегатах обжигают медные и никелевые концентраты, а также концентраты флотационного

¹ Сажин Б. С. Основы техники сушки.— М.: Химия, 1984, 320 с.

² Wälzen (нем.) — катать.

разделения медно-никелевых фэйнштейнов и т. п. В производстве вольфрама спекание вольфрамового ангидрида тоже проводят в трубчатых вращающихся печах. Продукт обжига «на порошок» — огарок поступает на дальнейшую металлургическую переработку.

В зависимости от направления движения газов и обрабатываемого (высушиваемого или обжигаемого) материала агрегаты делят на прямоточные, в которых газы и материал движутся в одном направлении, и противоточные, где они движутся навстречу друг другу.

§ VIII.2. Сушилки

По сравнению с традиционными барабанными сушилками (вращающимися трубчатыми печами) появившиеся в последние 15 лет трубы-сушилки и распылительные сушилки имеют бóльшую удельную производительность, меньшую металлоемкость, значительно меньшую массу вращающихся частей и занимают меньшую площадь.

Труба-сушилка позволяет совместить глубокую (до влажности ниже 1%) сушку материала с одновременным его перемещением системой пневмотранспорта. Сушилка представляет собой вертикальную трубу диаметром 900—1200 мм, длиной 20—25 м. Сушильный агент температурой 300—500 °С (дымовые газы), подается снизу вверх со скоростью 10—40 м/с и подхватывает материал забрасываемый питателем в приемное устройство. Влажность исходного материала может достигать 8—10%. Так, например, работающая с 1971 г. на агрегате кислородно-взвешенной плавки меди Алмалыкского ГМК труба-сушилка 0,9×25 м обеспечивает производительность до 85 т/ч при длительности сушки 3 с, конечной влажности материала 0,5% (начальная 6%), крупности материала ниже 10 мм и расходе природного газа 650 м³/ч.

Распылительные сушилки позволяют глубоко высушивать сгущенные пульпы медного, никелевого, оловянного и молибденового концентратов с содержанием воды 30—40%. Они основаны на распылении в горячей газовой среде суспензии на капли, образующие факел. Размерами факела распыливания определяются размеры сушилки. При воздействии тепла на капли они высыхают, образуя гранулы¹.

¹ Пажн Д. Г., Галустов В. С. Основы техники распыливания жидкостей.— М.: Химия. 1984. 256 с.

Применяют механические и пневматические распылители. В механических распылителях дробление суспензии осуществляется за счет передаваемой ей кинетической энергии, а в пневматических — за счет кинетической энергии газа. К механическим относятся: струйные и центробежные форсунки, вращающиеся диски и барабаны, ультразвуковые распылители; к пневматическим — воздушные, газовые и паровые форсунки.

В струйных и центробежных форсунках диаметры отверстия сопла составляют 2—35 мм, давление распыляемой суспензии 1,3—20,0 МПа.

В пневматических форсунках суспензия выбрасывается со скоростью 1—3 м/с газовым потоком (0,3—0,6 МПа), движущимся со скоростью 50—300 м/с, который и дробит суспензию на капли. Форсунки устанавливаются и снизу сушильной камеры, соплами кверху, и сверху, соплом вниз.

Типоразмеры сушилок регламентированы ГОСТом 18906—80 «Сушилки распылительные. Типы, основные параметры и размеры» (РЦ — распыление центробежными дисками, РФ — пневматическими или механическими форсунками; диаметр камеры 1—15 м). На рис. VIII.1, а показана распылительная сушилка фирмы «Ниро-Атомайзер» (Дания). Это сушилка прямоточного действия. Высушенный материал выпадает из потока газозвеси в нижнюю часть камеры и разгружается через питатель в систему пневмотранспорта. Отработанный теплоноситель поступает через центральную трубу в систему газоочистки и затем выбрасывается в атмосферу.

В качестве теплоносителя в распылительных сушилках используют дымовые газы, реже — нагретый воздух. Начальная температура газов для сушки пульпы медного и никелевого концентратов соответственно 760 и 320 °С.

Диаметр распылительного диска 200—350 мм, окружная скорость — до 100 м/с, частота вращения 6400—8700 об/мин. Известны распылители с частотой вращения 20 тыс. об/мин.

Преимущества дисковых распылителей (рис. VIII.1, б, в): высокая производительность (22 т/ч при диаметре сушилки 9 м и мощности привода 500 кВт¹), малое влияние колебаний величины подачи суспензии (производительности) на дисперсность и размеры факела.

Недостатки: сложность изготовления и эксплуатации, пониженная надежность.

¹ Разработан также распылитель с приводом мощностью 1470 кВт и частотой вращения диска 9 тыс. об/мин.

Такие сушилки работают и на обогатительных фабриках, и в металлургических цехах, как например, на печях взвешенной плавки Надеждинского металлургического завода НГМК.

Автором разработана конструкция бесприводного реактивного распылителя с использованием принципа «Сегьева колеса».

§ VIII.3. Вращающиеся трубчатые печи

Эти печи широко применяют в отрасли для разных технологических задач, объединенных общей схемой — нагрев обрабатываемого материала внутри медленно вращающегося трубчатого, слегка наклоненного корпуса печи, за время перемещения этого материала.

Твердый остаток обожженной шихты называют клинкером. Сходство технологии производства цементного клинкера и обжига многих материалов на металлургический клинкер обусловило применение в цветной металлургии вращающихся цементных печей. В 1957—1962 гг. «Волгоцеммашем» в содружестве с институтом электросварки им. Е. О. Патона, УЗТМ и «Сибтяжмашем» был освоен серийный выпуск высокопроизводительных печей $4,5 \times 170$ м, 5×185 м, а в 1967 г. создана печь 7×230 м.

В цветной металлургии, в соответствии с прогрессивной тенденцией укрупнения агрегатов, диаметр применяемых вращающихся печей увеличен до 5 м. В 1970 г. на Ачинском глиноземном комбинате были пущены в эксплуатацию крупнейшие в отрасли печи 5×185 м.

Типоразмеры таких печей регламентированы ГОСТ 14909—78 «Печи вращающиеся печных агрегатов для цементной промышленности. Типы, основные параметры и размеры». По назначению и особенностям устройства обособлены три типа: ПВМ — вращающиеся обжиговые печи с теплообменным устройством внутри печей, предназначенные для производства цементного клинкера мокрым способом; ПВС — то же сухим способом; ПВСД — вращающиеся обжиговые с теплообменным устройством вне печей, с декарбонизаторами, предназначенные для производства цементного клинкера сухим способом.

Естественно, что механический перенос цементных печей в металлургию недопустим, при этом учитывают особенности технологического процесса, конкретные, в каждом случае условия, свойства обрабатываемого материала.

Устройство печей определяет ГОСТ 21556—81 «Печи вращающиеся печных агрегатов для цементной промышленности. Технические условия».

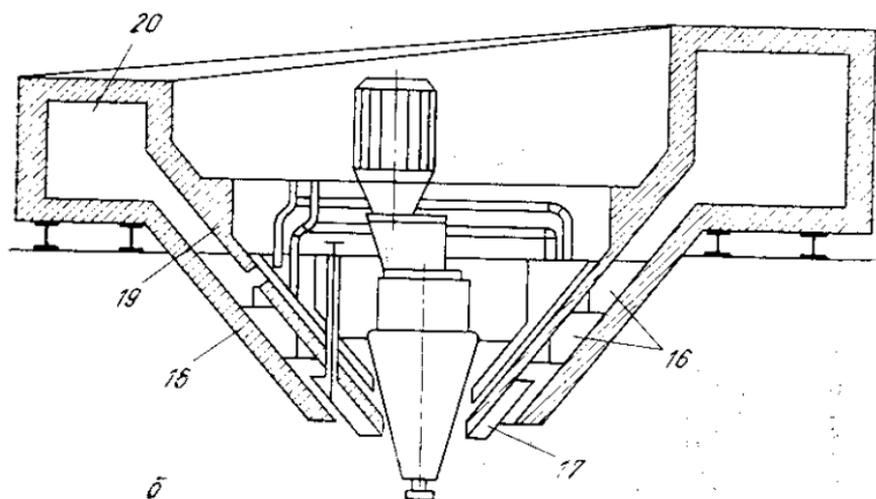
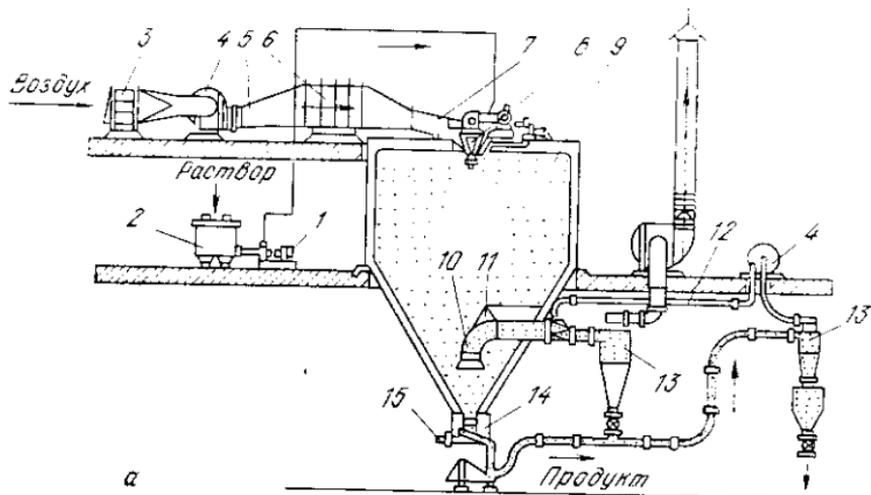
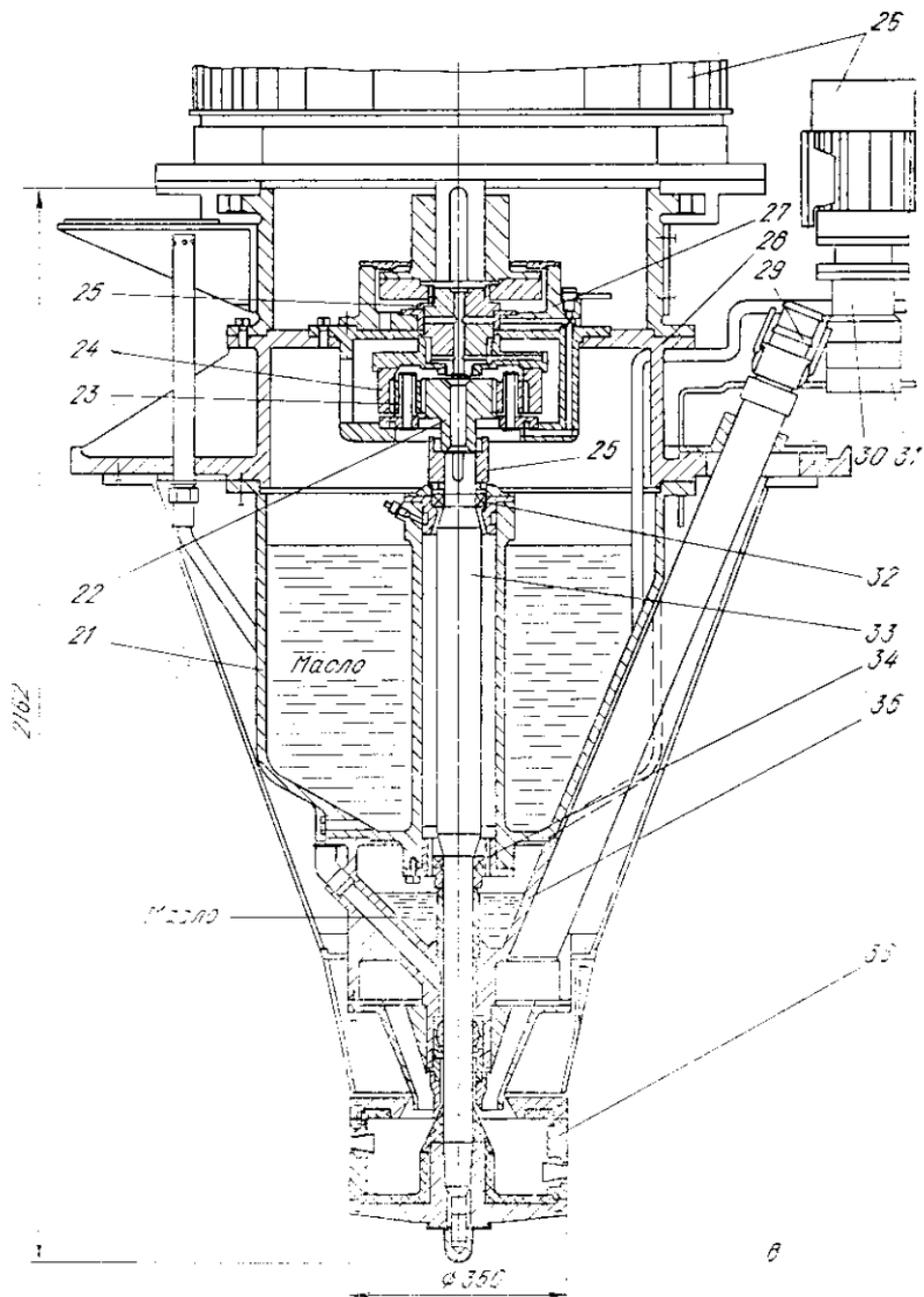
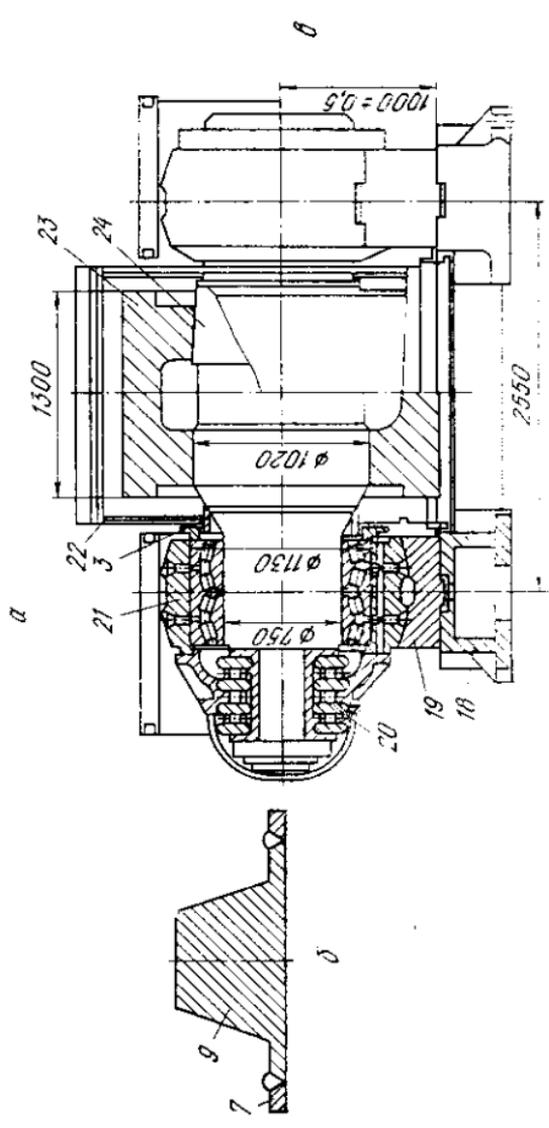
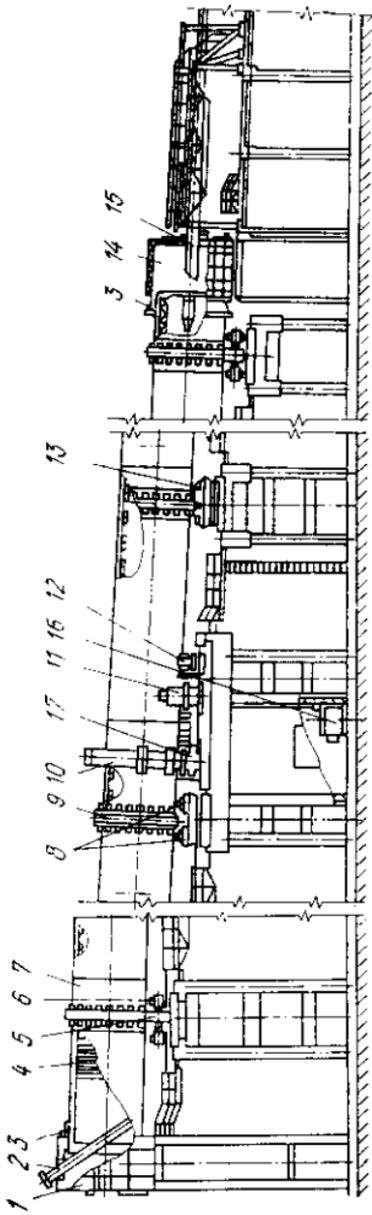


Рис. VIII.1. Распылительная сушилка:

а — общая схема; *б* — установка распылителя и газоподвод; *в* — центробежное распылительное устройство фирмы «Ниро Атомайзер» (Дания); 1 — насос пульпы; 2 — расходный бак; 3 — фильтр; 4 — вентиляторы; 5 — воздухопроводы; 6 — калорифер; 7 — распределитель; 8 — распылительное устройство; 9 — сушильная камера; 10 — центральная отсасывающая труба; 11 — козырек; 12 — воздухопровод; 13 — циклоны; 14 — затвор; 15 — виброхолодильник; 16 — распределительные лопасти; 17 — конический регулирующий элемент; 18 — нижний конус; 19 — верхний конус; 20 — кольцевой канал; 21 — масляный картер мультипликатора; 22 — солнечные колеса; 23 — сателлит; 24 — водило; 25 — зубчатые муфты; 26 — электродвигатели; 27 — корпус планетарного мультипликатора; 28 — опорный цилиндр; 29 — питающая труба; 30 — маслонасос мультипликатора; 31 — маслонасос шпинделя; 32 — верхний подшипник; 33 — шпиндель; 34 — нижний подшипник; 35 — масляный картер шпинделя; 36 — полый распылительный диск

Вращающаяся печь (рис. VIII.2) состоит из следующих основных узлов: трубчатого корпуса (называемого барабаном, особенно при малой длине), опор, привода, гидратора, загрузочного и разгрузочного устройств (головок).





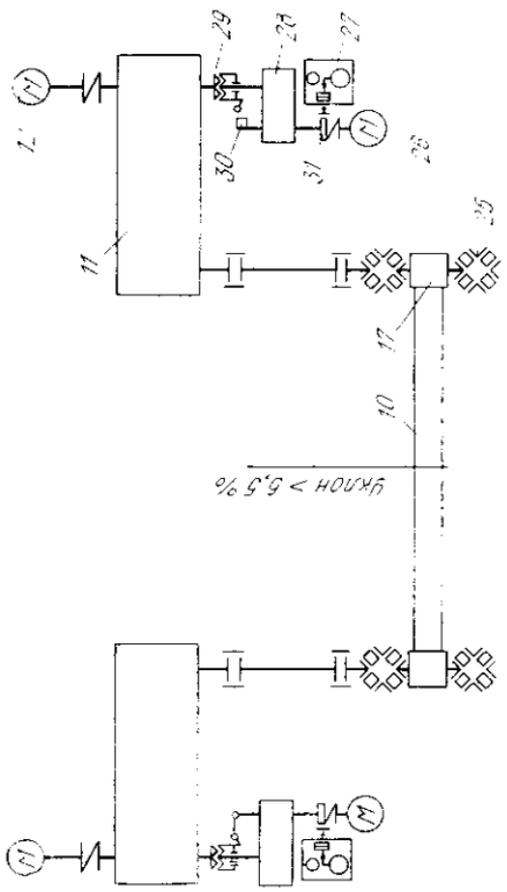
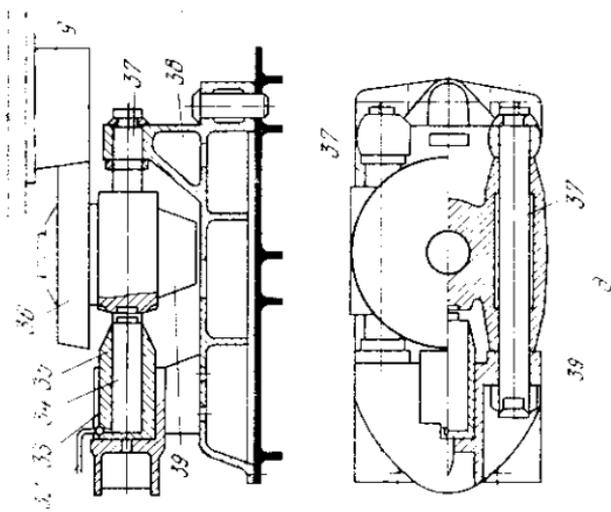


Рис. VIII.2. Вращающаяся трубчатая печь:
 а — схема установки печи 5X185 м; б — сварной бандаж; в — опорный ролик на подшипниках качения; г — кинематическая схема привода; д — гидроруль; 1, 14 — верхняя и нижняя головки; 2 — устройство для подачи пульты; 3 — уплотнение; 4 — цепная завеса; 5 — роликовая опора; 6 — подшипник; 7 — корпус печи (барaban); 8 — упорные ролики; 9 — опорный бандаж; 10 — зубчатый венец привода; 11 — главный редуктор; 12 — главный электродвигатель; 13 — упорное устройство; 15 — форсунка; 16 — масляная система опоры; 17 — приводной вал; 18 — плита; 19 — основание подшипника; 20 — упорный роликоподшипник; 21 — сферический стакан; 22 — кожух; 23 — опорный ролик; 24 — ось; 25 — роликоподшипник; 26 — вспомогательный электродвигатель; 27 — коммандоаппарат; 28 — вспомогательный редуктор; 29 — кулачковая муфта; 30 — конечный выключатель; 31 — тормоз; 32 — маслопровод; 33 — гидрочилиндр; 34 — плунжер; 35 — уплотняющий чехол; 36 — упорный ролик; 37 — цилиндрические направляющие; 38 — илита; 39 — куланса

Крупные печи обычно устанавливают на открытом воздухе, вводя в помещения только торцы печей для загрузки и разгрузки.

Основной параметр — соотношение между внутренним диаметром печи и длиной корпуса — определяется технологией и изменяется в пределах от 1:10 (для ртутного сырья) до 1:37 (для алюминиевого сырья).

Корпус — основная часть печи. Его прочностью, жесткостью, минимальными деформациями, соответствием геометрической форме определяется надежность печи. Корпус представляет собой стальной цельносварной цилиндр, опирающийся посредством бандажей на ролики. Способ установки опорных бандажей существенно влияет на конструкцию корпуса. До последнего времени применяли два способа: «плавающий» (с тепловым зазором) и жесткое крепление заклепками и болтами. В основном использовали плавающее крепление, при этом главный элемент корпуса — обечайка — была двух видов: подбандажная и рядовая.

Плавающая установка бандажей вызывалась стремлением уменьшить тепловые напряжения в бандаже из-за разности температур. Однако, практика показала, что при этом способе температурный перепад между обечайкой и бандажом достигает 190° , необходимо проводить частые и трудоемкие ремонты.

В конце 60-х годов начали вваривать бандажи сначала на малых печах (рис. VIII.2, б). Разработанная Институтом электросварки им. Е. О. Патона новая технология сварки позволила ПО «Волгоцеммаш» применить вварные бандажи на крупных печах. В 1982 г. на комбинате «Новоросцемент», печи длиной 185 м были оснащены вварными бандажами. Их применение дало ощутимый эффект: вдвое повысилась стойкость футеровки, в 1,5 раза уменьшились простои печей из-за нарушения крепления плавающих бандажей, вдвое сократилась трудоемкость ремонтов, возросла производительность печей.

Применение вварных бандажей на действующих печах цветной металлургии при капитальных ремонтах является перспективным мероприятием.

В течение года корпус вращающейся печи испытывает около 500 тыс. знакопеременных циклов деформаций (прогибов между опорами). У печей диаметром 5 м прогиб в осевой плоскости свыше 6—8 мм приводит к резкому сокращению сроков службы футеровки. Поэтому при выборе толщины металла для рядовых (пролетных) обечаек

определяющим условием является не столько прочность, сколько жесткость. Для изготовления деталей корпуса применяют конструкционные низколегированные стали, такие как 20ХГСА и 25ХГСА. Они хорошо служат при повышенных и пониженных температурах, обладают хорошей свариваемостью, не подвержены старению.

Изготовление роликовых опор регламентировано ГОСТом 14273—79 «Опоры роликовые для вращающихся печей. Общие технические условия». Опоры современных печей оборудованы подшипниками качения (рис. VIII.2, в), что обеспечивает уменьшение мощности, затрачиваемой на вращение печи, на 15—20%, снижение затрат на изготовление и ремонт узла и др. Стандартом предусмотрена циркуляционная система смазки, если нагрузка на опору превышает 3000 кН, и определен срок службы до капитального ремонта не менее 12 лет.

Зубчатый венец привода соединен с корпусом печи не жестко, а подвижно на восьми двухшарнирных звеньях, исключаящих передачу тепловых и механических деформаций корпуса печи венцу и поглощающих ударные нагрузки при пуске.

Привод крупных печей выполнен двусторонним (см. рис. VIII.2, г). С каждой стороны имеется главный привод для рабочего режима печи, и вспомогательный — для медленного проворачивания во время монтажа, ремонтных, футеровочных работ, и перед остановкой.

Вспомогательный привод имеет независимое электрическое питание повышенной надежности. Для исключения одностороннего остаточного прогиба разогретого корпуса печи в пролетах между опорами, печь проворачивают в течение нескольких часов до снижения температуры. Вспомогательный привод соединен с главной сцепной кулачковой муфтой. При ее сцеплении посредством конечного выключателя обеспечивается блокировка включения главного двигателя. Для расцепления кулачковой муфты двигатель вспомогательного привода реверсируют. При этом за счет обратного скоса кулачков муфта под действием пружины отводится в нормально выключенное положение.

Стопорение корпуса печи в заданном положении при ремонтах обеспечивают тормоза вспомогательного привода.

Система гидроупора (рис. VIII.2, д) включается автоматически раз в сутки при «сползании» корпуса печи к разгрузочному концу в крайнее нижнее положение. При включении насосов высокого давления масло поступает в гидроцилиндр, плунжер нажимает на кулису упорного ролика

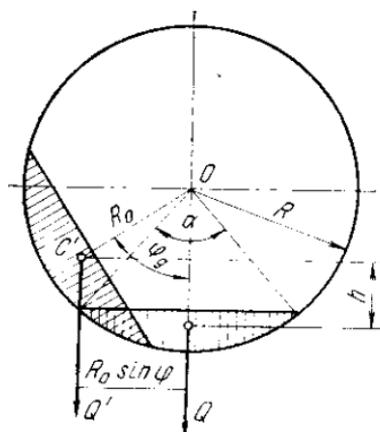


Рис. VIII.3. Перемещение материала в корпусе вращающейся печи

и одновременно с вращением, ролик нажимает на бандажи и медленно перемещает корпус печи по вращающимся опорным роликам вверх. Включаются одновременно все установленные на печи гидроупоры (на 60—70% опор). При достижении верхнего предельного положения корпуса печи система автоматически отключается. Работа системы снижает расход мощности, износ роликов и бандажей. На печах, не оборудованных системой гидроупора, приходится вынужденно перекашивать опорные ролики (оба параллельно) одного-двух бандажей, примыкающих к приводу, на угол 10—45' относительно оси печи.

Наибольшая в отрасли печь 5×185 м имеет 7 опор, уклон корпуса 3,5%, частоту вращения: рабочую 0,6—1,25 об/мин и от вспомогательного привода 3,58 об/ч. Мощность рабочего привода 250 кВт×2, вспомогательного 30 кВт×2, масса вращающихся частей 2400 т, полная масса печи 3380 т.

Наибольшая в СССР печь 7×230 м имеет 8 опор, уклон корпуса 4%, частоту вращения рабочую 0,5—0,93 об/мин, мощность главного привода 630 кВт×2, массу вращающихся частей 10 760 т, полную массу 12 000 т.

Мощность привода N печи состоит из четырех составляющих

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4,$$

где N_1 — мощность, затрачиваемая на подъем находящегося в печи материала на высоту h , соответствующую углу естественного откоса в движении φ_D (рис. VIII.3); N_2 — мощность на удержание материала под углом φ_D (мощность на перемешивание материала); N_3 — мощность на преодоление трения в подшипниках опорных роликов; N_4 — мощность на преодоление трения качения бандажей по роликам

$$N_1 = G_m h / t = G_m R_0 (1 - \cos \varphi_D) \omega / \varphi_D,$$

где G_m — сила тяжести материала в печи; R_0 — радиус

центра массы сегмента; ω — угловая скорость корпуса; t — время поворота на угол φ_d ($t = \varphi_d / \omega$). Численное значение этой составляющей мощности мало, и поэтому в практических расчетах ее не учитывают.

Крутящий момент, необходимый для удержания эксцентрично расположенного материала с силой тяжести G_m ,

$$M_2 = G_m R_0 \sin \varphi_d.$$

В свою очередь $G_m = A \gamma L$,

где A — площадь сегмента, занимаемого материалом; γ — удельный вес материала в насыпном состоянии; L — длина корпуса печи.

При центральном угле сегмента, равном α рад.,

$$A = 0,5R^2(\alpha - \sin \alpha) \text{ и } R_0 = 4R \sin^3(\alpha/2)/3(\alpha - \sin \alpha).$$

$$\text{Тогда } M_2 = 0,5R^2(\alpha - \sin \alpha) \gamma L \cdot 4R \sin^3(\alpha/2) \sin \varphi_d / 3 \times \\ \times (\alpha - \sin \alpha).$$

$$\text{После упрощений } M_2 = \frac{2}{3} R^3 \gamma L \sin^3(\alpha/2) \sin \varphi_d,$$

$$N_2 = M_2 \omega.$$

Эта составляющая является наибольшей.

$$M_3 = (G_m + G_k) f R_0 r_n / r_p \cos \psi,$$

где M_3 — момент трения в подшипниках роликов, приведенный к оси корпуса печи; G_k — сила тяжести корпуса со всеми вращающимися частями, футеровкой, гарнисажем (настылями); f — приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках; R_0 — радиус бандажа; r_n — средний радиус подшипника; r_p — радиус ролика; ψ — угол между вертикальной осью корпуса печи и линией центров корпуса и ролика (обычно $\psi = 30^\circ$). Соответственно, $N_3 = M_3 \omega$,

$$N_4 = (G_m + G_k) k (R_0 + r_p) \omega / r_p \cos \psi,$$

где k — коэффициент трения качения бандажей по роликам.

Необходимая мощность двигателей

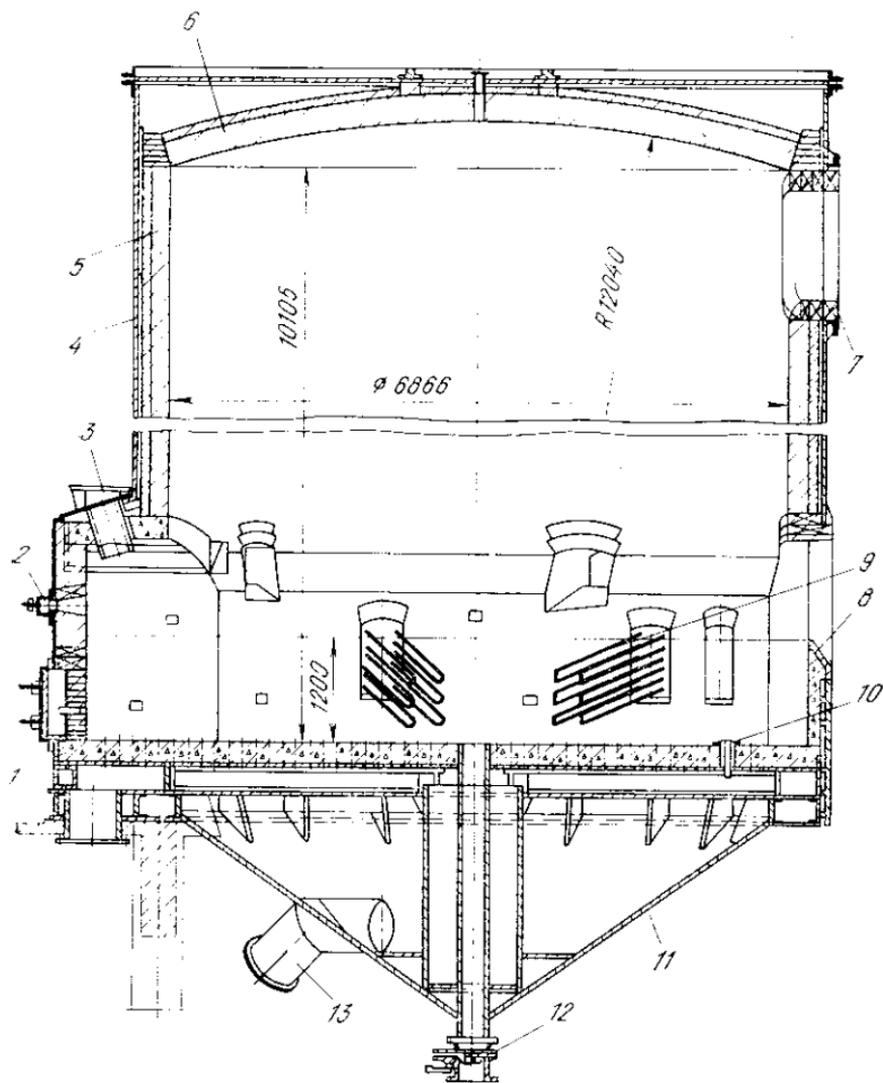
$$N_{дв} = k_N (N_2 + N_3 + N_4) / \eta_{\Sigma},$$

где k_N — коэффициент запаса мощности ($k_N = 1,1$ для однодвигательного, $k_N = 1,2$ — для двухдвигательного привода); η_{Σ} — полный к.п.д. привода ($\eta_{\Sigma} = 0,86 - 0,9$).

Для печи 7×230 м с приводом из двух двигателей по 630 кВт $N_2 = 985$ кВт, $N_3 = 125$ кВт, $N_4 = 19$ кВт.

§ VIII.4. Печи кипящего слоя (КС)

Эти агрегаты применяют и для сушки, и для обжига. До 50-х годов широко применяли для обжига многоподовые печи с механическим перегреванием огарка. Они имели низкую удельную производительность (2 т/сут с 1 м² площади), весьма громоздкую и сложную конструкцию с большим числом деталей, вращающихся в агрессивной среде при высокой температуре, пониженную надежность, слож-



технологическим элементом печи является сопло для подачи воздуха. Количество сопел на одну печь (площадью 16—40 м²) составляет от 850 до 2100 шт. Это цилиндрические устройства диаметром до 100—150, длиной 150—450 мм со сменными головками, имеющими вертикальные, горизонтальные или наклонные отверстия диаметром 4—8 мм, выполняемые из жаростойких материалов (сталь Х18Н10Т и др.). Площадь живого сечения сопел составляет 0,7—1,2% площади печи. Давление дутьевого воздуха 15—40 кПа.

Начиная с 1962 г., внедрено обогащенное кислородом дутье. Существует тенденция предпочтительного применения многоподовых (многозонных) печей КС (рис. VIII.4, б).

В целях дальнейшего развития оборудования для сушки и обжига предусматривается повышение единичной мощности и производительности хорошо зарекомендовавших себя агрегатов, внедрение новых высокоэффективных агрегатов на основе применения кипящего слоя и взвешенного состояния с минимальным количеством механизмов, работающих в горячих условиях, а также использование других физических явлений, например, принципа сегнера колеса в приводе распылительных сушилок.

Глава IX

СМЕСИТЕЛИ И ОКОМКОВАТЕЛИ

§ IX.1. Общие сведения

При производстве металлов исходная шихта состоит из смеси сырых рудных материалов, флюсов, твердого топлива, восстановителя и других составляющих. Смешивание этих дисперсных материалов является одной из важных стадий технологического процесса. При этом от качества перемешивания во многом зависит эффективность всей последующей технологии. Ведь химические реакции в смесях сложного состава протекают тем интенсивнее и полнее, чем равномернее распределены в объеме отдельные составляющие и чем больше поверхность их контакта. Удельный расход исходных материалов и энергии на производство металла во многом зависит от тщательности подготовки шихты — смешивания, увлажнения и окомкования (при необходимости), ее однородности во всех микрообъемах по минералогическому и зерновому составу, а также влажности. Так, например, повышение на 10% степени однород-

ности смеси компонентов шихты в производстве железорудных окатышей дает экономию 0,32 руб. на 1 т чугуна. В цветной металлургии эти цифры еще выше ввиду более высокой стоимости шихты и металлов.

Для жидких составов (пульп) по достижении требуемой однородности весьма важно ее сохранить и предотвратить расслаивание смеси, что также осуществляется их непрерывным перемешиванием.

При производстве окатышей и брикетов связующие материалы шихты (бентонит, сульфитно-спиртовая барда, известь, жидкое стекло, цемент, каменноугольные пек и смола, нефтебитум и др.) и вода должны быть равномерно распределены в объеме смеси и обволакивать рудные частицы.

Качество перемешивания дисперсных материалов определяется не столько их физическими свойствами (крупностью, формой частиц, их поверхностными свойствами, влажностью), сколько конструкцией и состоянием машин, посредством которых осуществляют смешивание. Эти машины называют смесительными или смесителями.

По способу перемешивания смесители разделяют на механические, гравитационные и вибрационные. В механических смесителях происходит принудительное перемешивание материалов рабочими органами, имеющими различные конструкции и характер движения. В гравитационных смесителях смесь поднимается на некоторую высоту и падает.

В зависимости от режима работы различают смесители непрерывного и периодического (циклического) действия.

По технологическому назначению в зависимости от физического состояния перемешиваемых веществ смесительные машины разделяют на смесители для сухих сыпучих (порошковых и зернистых) материалов с последующим или одновременным увлажнением (при необходимости); для жидких составов; для вязкопластических (пастообразных) смесей (перед брикетированием, окомкованием).

По виду рабочего органа и конструкции различают смесители лопастные (шнековые), роторные, барабанные, с Z-образными валками, бегуновые, дисковые, бичевые, колонные, комбинированные (например, шнеко-барабанные).

По наличию привода различают смесители приводные и бесприводные (например, колонные, представляющие собой вертикальную или наклонную колонну-трубу или прямоугольную воронку с закрепленными лотками-лопастями, просыпаясь сквозь которые, сыпучая шихта перемешивается).

По наличию собственного корпуса (емкости), в котором исходный состав перемешивается, различают смесители корпусные и бескорпусные (например, роторные смесители, устанавливаемые в любом месте ленточного конвейера, лента которого служит рабочей площадкой для смешивания).

Окомкование (получение комков из смешанной шихты) достигается в значительной степени на аналогичных агрегатах (широко распространенных барабанных), часто даже в две последовательные стадии в одном агрегате (барабане); поэтому окомкователи рассмотрены в одной главе со смесителями.

§ IX.2. Винтовые смесители

Винтовые смесители аналогичны винтовым питателям; их применяют для смешивания сухих, измельченных материалов. По исполнению различают винты: сплошной (со сплошной винтовой поверхностью), ленточный (с цельной полоской-лентой, представляющей собой часть винтовой поверхности), лопастной (с прерывистой винтовой поверхностью в виде отдельных лопастей). Лопастной винт наиболее эффективен при смешивании материалов склонных к налипанию.

По числу валов различают одновальные и двухвальные (рис. IX.1, а) винтовые смесители. Двухвальные обеспечивают лучшее качество смешивания. Они бывают прямоточные и противоточные. Оба винта прямоточных смесителей подают материал в одну сторону, противоточных — в противоположные стороны.

Существуют конструкции и одновальных противоточных винтовых смесителей. Перемешивающий рабочий орган (рис. IX.1, б) имеет две винтовые поверхности — сплошную и ленточную, сдвинутые на полшага и имеющие противоположные направления спирали. При вращении вала эти поверхности перемещают материал в противоположных направлениях, благодаря чему достигается более полное и равномерное смешивание. Результирующее перемещение смешанного материала происходит под действием сплошного винта. Дополнительное регулирование осуществляют изменением угла наклона регулирующих лопастей. Разработано много различных конструкций винтов.

Наиболее широко распространены двухвальные лопастные смесители. Их конструкции регламентированы ГОСТом 9231—80Е «Смесители лопастные двухвальные. Техниче-

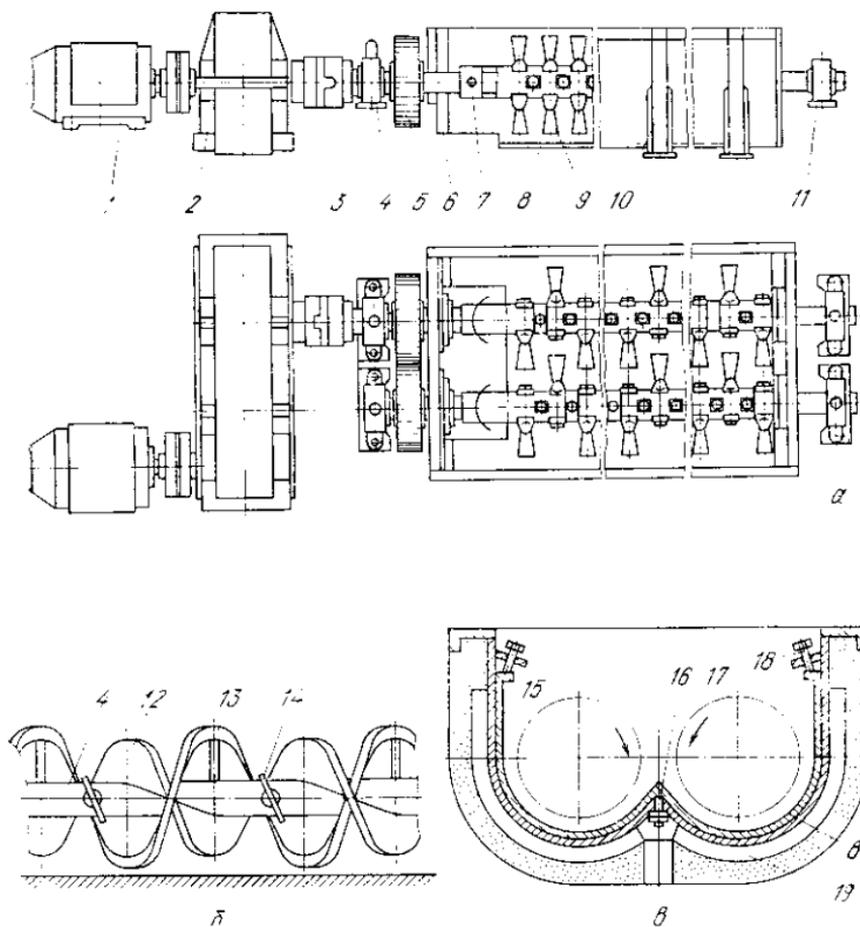
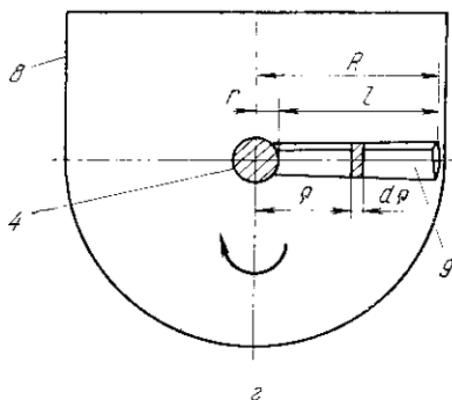


Рис. IX.1. Винтовые смесители:

1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — муфта жесткая компенсирующая; 4 — вал; 5 — зубчатая передача к ведомому валу; 6 — уплотнение; 7 — разгрузочное отверстие; 8 — корпус (крыто); 9 — стационарно закрепленная лопасть; 10 — опора корпуса; 11 — подшипник; 12 — полостенный винт; 13 — винтообразная лента; 14 — регулируемая лопасть; 15 — подвижная футеровка; 16 — стационарное шарнирное крепление нижнего конца футеровки; 17 — габарит вращения рабочего органа; 18 — регулируемое крепление верхнего конца футеровки; 19 — паровая рубашка



ские условия». Распространена конструкция с приводом ведущего вала от редуктора, а ведомого — посредством открытой зубчатой передачи из двух одинаковых шестерен. Лучшим следует считать привод со специальным редуктором, имеющим два ведомых вала с одинаковой частотой вращения и поэтому исключающим применение промежуточной передачи. Применение промежуточного подшипника в корпусе нежелательно, так как его весьма сложно защитить от проникновения перемешиваемого материала; кроме того, корпус этого подшипника препятствует движению материала, снижая производительность машины.

Производительность смесителя, кроме геометрических его параметров, зависит от свойств и фракционного состава материала и технологических требований к степени однородности шихты.

Качество смешивания улучшается с уменьшением производительности. Лучшее смешивание достигается при снижении скорости продвижения шихты в смесителе, а также уменьшении угла наклона лопастей. Противоточные смесители обеспечивают более высокую степень однородности, но их удельная производительность значительно ниже, чем у прямоточных.

В целом лопастные смесители просты в изготовлении и надежны в эксплуатации. В них легко заменять рабочие органы, нет сложностей с регулированием производительности. Они работают спокойно, хорошо герметизированы и поэтому наиболее пригодны для смешивания малоабразивных пылящих, токсичных материалов при невысокой производительности.

Недостатки: сравнительно низкая удельная производительность и повышенный удельный расход энергии, пониженная надежность при возможности попадания металлических тел или крупных кусков материала, уменьшенная долговечность рабочих органов. На рис. IX.1, в показана смесительная камера с регулируемой футеровкой, а на ее примере — способ компенсации периферийного износа лопастей.

Техническая характеристика некоторых винтовых смесителей приведена в табл. IX.1.

Производительность лопастного смесителя Q ориентировочно определяют по следующей формуле, т/ч:

$$Q = 60\pi D^2 z b n \rho m \psi k_b (\sin \alpha) / 4 = 47 D^2 z b n \rho m \psi k_b \sin \alpha, \quad (\text{IX.1})$$

где D — диаметр окружности, описываемой лопастями, м;

Таблица IX.1. Техническая характеристика некоторых винтовых смесителей

Параметры	Производительность, т/ч		
	30—40	50—60	100
Размеры винтов, мм:			
диаметр по лопастям	600	800	650
длина	4800	5000	3600
Частота вращения валов, об/мин	46,5	36	48
Мощность двигателя, кВт	40	55	55
Масса, т	6,15	6,8	7,35

z — число лопастей, приходящихся на один шаг винтовой поверхности; b — средняя ширина лопасти, м; n — частота вращения вала, об/мин; ρ — плотность смеси в насыпном состоянии, т/м³; m — число валов (1 или 2); ψ — коэффициент заполнения корпуса (0,5—0,6); k_v — коэффициент учета возврата материала при перемешивании (0,85—0,9); α — угол подъема винтовой линии.

Формулу (IX.1) выразим через угловую скорость ω , рад/с:

$$Q = 450D^2z b \omega \rho m \psi k_v \sin \alpha. \quad (IX.2)$$

Мощность привода N лопастного смесителя приближенно можно определить по формуле, общей для транспортирующих машин, кВт:

$$N = k_3 Q L \omega_0 / 367 \eta_{\Sigma}, \quad (IX.3)$$

где k_3 — коэффициент запаса, $k_3 = 1,5—1,6$; L — длина шнека, м; ω_0 — коэффициент сопротивления движению (отношение силы сопротивления перемещению транспортируемого материала к силе тяжести перемещаемого материала), для тяжелых малоабразивных материалов $\omega_0 = 2,5$, для тяжелых абразивных $\omega_0 = 4,0$; η_{Σ} — полный к.п.д. привода; 367 — числовой множитель (3600/9,81).

При смешивании плотных вязких материалов к значению N определенному по формуле (IX.3), надо добавить мощность, затрачиваемую на деформацию смешиваемого материала, точнее, на прохождение лопастей через слой смешиваемого материала. По методике М. Я. Сапожникова (рис. IX.1, г) сопротивление, возникающее при погружении лопасти в смешиваемую массу, будет возрастать по мере углубления лопасти, пока не достигнет величины, при которой начнется процесс разрезания смеси. Начало этого

процесса наступает в момент, когда смесь будет уплотнена усилием, при котором удельная нагрузка на нее (давление) будет равна величине $k_{рез}$ — сопротивлению смеси разрезанию. У бентонитных глин $k_{рез} \approx 250$ кПа.

Таким образом, наибольшее усилие P , необходимое для разрезания вязкой смеси при работе одной лопасти будет равно

$$P = A k_{рез},$$

где A — площадь проекции лопасти на горизонтальную плоскость.

При этом принимается допущение, что каждая из лопастей разрезает смешиваемую массу по периметру, соответствующему проекции лопасти на горизонтальную плоскость. Если лопасть установлена под углом α (угол наклона винтовой поверхности) по отношению к продольной плоскости, то

$$A = bl \sin \alpha,$$

где b и l — соответственно ширина и длина лопасти.

Тогда $P = blk_{рез} \sin \alpha$.

Для общего числа i лопастей на одном валу

$$P_{общ} = Aik_{рез} = blik_{рез} \sin \alpha.$$

Работа резания за один оборот вала будет равна

$$W = P_{общ} s,$$

где s — путь резания за один оборот вала.

Длину этого пути определяют, исходя из следующего. Заполнение смешиваемой массой корпуса смесителя обычно составляет 50—60%. Примем, что каждая из лопастей разрезает смешиваемую массу на длине пути, равном полуокружности.

Выделим на лопасти площадку длиной $d\rho$ (рис. IX.1, z) и шириной, соответствующей проекции ширины b лопасти на горизонтальную плоскость, на расстоянии ρ от оси вращения:

$$dA = bd\rho \sin \alpha.$$

Рабочий путь s , проходимый лопастью за один оборот вала (путь резания), равен $s = \pi\rho$.

Усиле, необходимое для резания смешиваемой массы одной лопастью,

$$dP = dA k_{рез} = bd\rho k_{рез} \sin \alpha.$$

Для i лопастей

$$dP_{\text{обш}} = b d\rho k_{\text{рез}} i \sin \alpha.$$

Работа резания определяется из выражения

$$dW = dP_{\text{обш}} s = \pi b \rho d\rho k_{\text{рез}} i \sin \alpha.$$

Интегрируя в пределах от r до R (r — расстояние от центра вращения до начала лопасти; R — радиус окружности, описываемой концом лопасти), имеем

$$W = \pi b k_{\text{рез}} i (\sin \alpha) \int_r^R \rho d\rho,$$

откуда

$$W = 0,5 \pi b k_{\text{рез}} i (R^2 - r^2) \sin \alpha.$$

Время одного оборота $t = 2\pi/\omega$. Поскольку $N_{\text{доп}} = W/t$, дополнительная мощность $N_{\text{доп}}$ двигателя для разрезания смеси, кВт:

$$N_{\text{доп}} = 0,25 b k_{\text{рез}} i (R^2 - r^2) \omega (\sin \alpha) / 1000 \eta_{\Sigma},$$

где все линейные размеры выражены в метрах, а $k_{\text{рез}}$ — в паскалях.

Дополнительная мощность на разрезание смеси может быть значительно больше, чем определенная по формуле (IX.3).

§ IX.3. Роторные смесители

Эти машины относятся к группе бескорпусных смесителей. Принцип действия их состоит во встречном вращении двух (или больше) быстроходных роторов с рабочими органами (дисками, лопастями, лопатками, бичами), бросающими струи сыпучего материала, смешивающиеся при взаимном пересечении и соударении.

Смесители устанавливают непосредственно в транспортном потоке шихты: на конвейере, в перегрузочной воронке.

Роторный смеситель УЗТМ модели СР-400-1200 (рис. IX.2, а), расположен над конвейерной лентой, которая служит подвижной площадкой для смешивания.

Один (или два) первых ротора по ходу ленты дисковые, они разравнивают слой шихты на ленте и частично смешивают ее. Последующие роторы имеют 12 шевронных лопастей, перемещающих материал от краев к середине ленты. В зоне действия лопастных роторов составляющие шихты

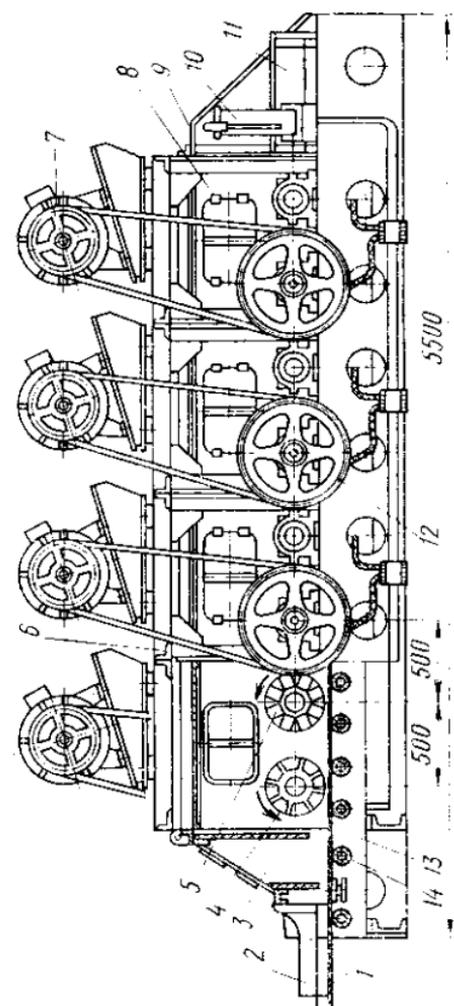
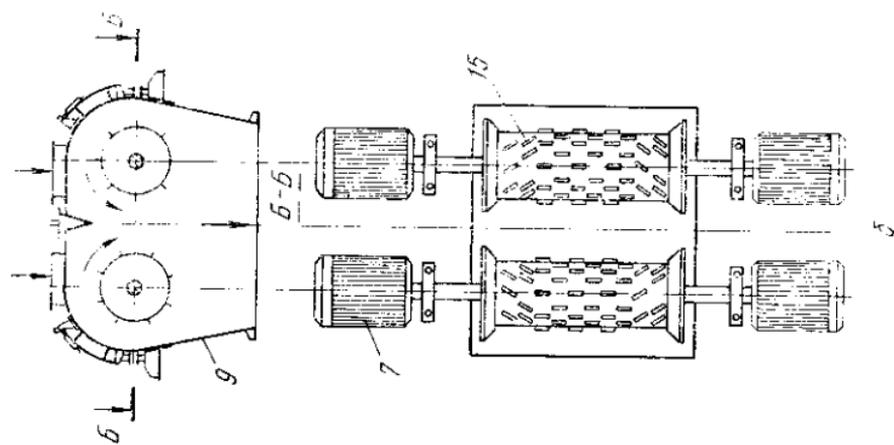


Рис. IX.2. Роторный смеситель:

1 — конвейерная лента; 2 — выравниватель; 3 — входная секция; 4 — дисковый ротор; 5 — лопастной ротор; 6 — каркас; 7 — электродвигатель; 8 — средняя секция; 9 — кожух; 10 — ручная смазочная станция; 11 — выходная секция; 12 — клиноременный шкив; 13 — пружинные опоры; 14 — цилиндрическая роликкоопора ленты; 15 — лопатка

интенсивно смешиваются одновременно по высоте и ширине ленты. Благодаря установке прямых (вместо желобчатых) опорных роликов ленте придается плоская форма. Лопасти ротора подхватывают слой материала, выбрасывают его вверх, где он встречается с материалом, выброшенным последующим ротором.

Важным моментом является поддержание оптимального зазора между лентой и лопастями в пределах 5—9 мм при высоте слоя шихты 40—80 мм.

Два соседние ротора связаны между собой клиноременной передачей с равным диаметром шкивов. Второй из этой пары ротор приводится электродвигателем через клиноременную передачу с передаточным числом 2 (иногда 1,6). Два ротора и один двигатель объединены в унифицированную секцию; число секции можно менять.

Пространство смешивания закрыто кожухом с внутренней резиновой или пластмассовой футеровкой. Диски и лопасти (рабочие кромки) армированы твердым сплавом. Известны конструкции с лопастями из твердой резины.

Ролики установлены на пружинных опорах для пропуска случайных металлических предметов. Преимущества роторных смесителей — высокая производительность, малая металлоемкость и энергоемкость.

Недостатки — невысокое качество смешивания, пониженная надежность, ускорение изнашивания конвейерной ленты.

На УЗТМ выпускается четыре модификации смесителей. Все они имеют диаметр роторов 400 мм, различаясь шириной ленты конвейера. В обозначении указан диаметр ротора и ширина ленты (800, 1000, 1200 и 1400 мм).

Наибольший смеситель СР-400-1400 имеет теоретическую производительность 1100 т/ч при скорости ленты 1,5 м/с, мощность привода 45×4 кВт, массу 11,6 т.

Роторные смесители работают на окомковательных фабриках СевГОК, Лебединского ГОК.

«Уралмеханобр» разработал роторный смеситель с малыми зазорами (5 мм) между лопатками соседних роторов и между роторами и лентой. При малой скорости ленты он обеспечивает высокую степень однородности шихты, но малую производительность.

Показанный на рис. IX.2, б, смеситель института «Гипрококс» устанавливают в перегрузочном узле конвейерного тракта. На поверхности роторов в шахматном порядке размещены невысокие лопатки. Поток шихты до поступления в смеситель делится на два вертикальных по-

тока, подаваемых через два загрузочных отверстия на верхнюю часть роторов. Линейная скорость лопаток превышает скорость падения потока. Благодаря действию центробежной силы и изготовления лопаток из коррозионно-стойких сталей шихта не прилипает к лопаткам, что позволяет смешивать влажную шихту. Производительность 1200 т/ч, мощность привода 55×2 кВт, масса 3 т.

§ IX.4. Барабанные смесители и окомкователи

Барабанные машины широко применяют в процессах смешивания и окомкования, а также при подготовке шихты в производстве агломерата, где они вообще имеют преимущественное распространение.

Их основные размеры регламентирует ГОСТ 11875—79 «Аппараты с вращающимися барабанами общего назначения. Основные параметры и размеры».

Современные барабанные смесители имеют диаметр до 5 м, длину до 26 м, отношение длины к диаметру от 2,5 до 5,7 с тенденцией к повышению этого показателя. Это связано со стремлением технологов и конструкторов увеличить время пребывания шихты в барабане, что улучшает качество смешивания и окомкования.

Общее устройство барабанных смесителей и окомкователей одинаково и аналогично вращающимся печам (исключая различие в футеровке и отсутствие горелок). В состав их оборудования входит цилиндрический барабан, установленный горизонтально или слегка наклонно (под углом до девяти градусов), опирающийся двумя бандажами на две пары опорных роликов и удерживаемый от осевого смещения одним—двумя упорными роликами, с зубчатым (или фрикционным) приводом, загрузочным очистным и разгрузочным устройствами и смазочными системами.

В конструкции барабанных смесителей действует та же тенденция перехода на вварные бандажи, что и на вращающихся печах: с 70-х годов установка опорных бандажей на прокладках и клиньях заменена вваркой их в секции даже составных (по длине) барабанов. Это оказалось возможным благодаря повышению уровня технологии машиностроения и сварки. Срок службы бандажей и барабана должен быть одинаковым и достигать 20 лет.

При горизонтальной установке барабана движение материала происходит за счет подпора, создаваемого загружаемым материалом при полузакрытом (кольцо, усеченный

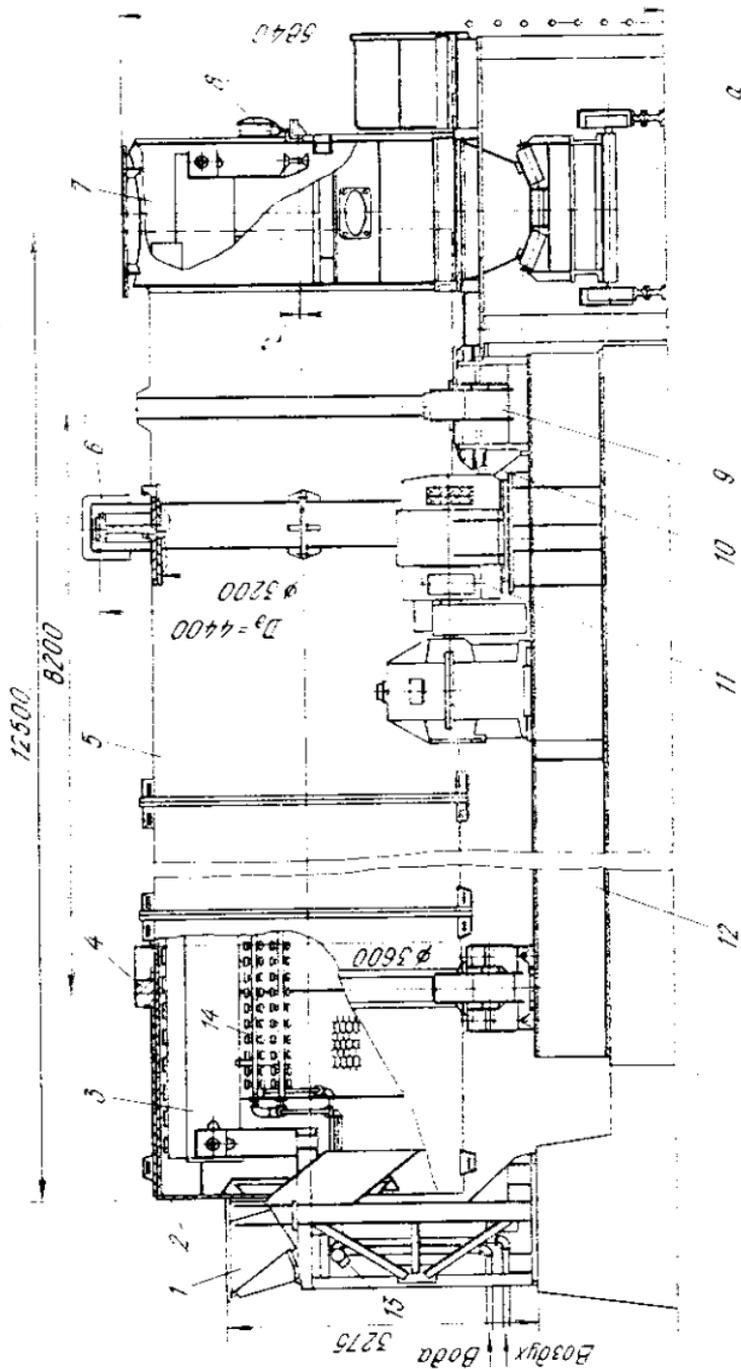


Рис. IX-3. Барабанные смесители и окомкователи:

а — окомкователь агломерационной шихты со стационарным оцинкным устройством; б — схема многоконусного окомкователя. 1 — загрузочная воронка; 2 — торцевая шайба с уплотнением; 3 — балка с резами; 4 — бандаж; 5 — корпус барабана; 6 — зубчатый венец; 7 — загрузочная камера; 8 — прожестор; 9 — опорный ролик; 10 — упорный ролик; 11 — электропривод; 12 — опорная рама; 13 — центральный виброизводитель; 14 — удерживатель шихты

конус) загрузочном и открытом разгрузочном торцах; поверхность материала в горизонтальном барабане слегка наклонена в сторону разгрузки.

При наклонной установке осевая составляющая сил тяжести способствует осевому перемещению материала, увеличивая производительность.

Внутренняя поверхность барабана защищена стальной футеровкой или просечно-вытяжным ячеистым листом, а также бетонным слоем для образования и удержания слоя налипшего материала (гарнисажа). Это предохраняет барабан от абразивного износа и одновременно способствует улучшению смешивания и окомкования за счет повышения коэффициента трения смешиваемого материала о налипший гарнисаж.

Для поддержания оптимальной толщины слоя гарнисажа (до 100 мм), постоянной по всей длине барабана, и срезания излишнего материала барабан снабжают очистным устройством. Оно состоит из балки с установленными на ней резами (ножами). В некоторых конструкциях балка имеет возвратно-поступательное перемещение от кривошипно-шатунного привода. В этом случае ее подвешивают на двух шарнирных тягах. Применяют и стационарную (без привода) установку балки со сплошными ножами, что упрощает конструкцию, но ведет к увеличению мощности главного привода.

Резиновая футеровка значительно уменьшает налипание материала, во многих случаях отпадает необходимость в очистном устройстве. Для полного исключения налипания резиновую футеровку делают не сплошную, а в виде отдельных продольных секций, способных (в верхнем положении) прогибаться либо под действием собственной силы тяжести, либо принудительно (под футеровку закладывают цепь, стержень или поддувают сжатым воздухом). Эффективно применение эластичной футеровки конвейерной лентой, натянутой по образующим барабана, сечение которого получает вид многогранника с 8—12 гранями.

Для увеличения длины пути окомкования предложен вариант многоконусного барабана (рис. IX.3, б). Такую же поверхность получают с помощью стационарного пилообразного очистного устройства, которое вырезает соответствующую многоконусную поверхность во внутреннем гарнисаже гладкого барабана.

Барабанные смесители и окомкователи выпускаются ПО «УЗТМ» и ЮУМЗ. Эти машины обозначают буквами СБ (смеситель барабанный) и ОБ (окомкователь барабан-

ный), цифрами в маркировке указывают номер модификации, диаметр и длину барабана в метрах.

Так, наиболее крупный окомкователь ОБ1-4,2×24 с расчетной производительностью 1100 т/ч агломерационной окомкованной шихты, имеет угол наклона $2,5^\circ$, частоту вращения 4,8 об/мин, мощность привода 630 кВт и массу 248 т. У окомкователя для получения сырых окатышей на разгрузочном конце предусмотрено устройство для отсева мелочи в виде спиральной щели с решеткой.

Режимы движения сыпучего материала во вращающемся барабане отличаются от режимов движения измельчающей среды в барабанных мельницах (см. гл. V), хотя и имеют много общего. Разработкой теории этого движения занимались советские ученые В. И. Коротич, Г. Г. Григорьев, Г. И. Свердлик.

По данным В. И. Коротича движение сыпучего материала во вращающемся барабане, кроме режима махового колеса, может быть разделено на четыре режима¹: челночный, переката, водопадный, циклический (рис. IX.4, а, б, в, г).

В общем виде, во всех режимах схема этого движения одна — сыпучий материал поднимается на некоторую высоту вместе с барабаном и под действием силы тяжести скатывается или падает вниз. Под воздействием подпора загружаемого материала и осевой составляющей силы тяжести из-за наклона барабана материал одновременно со скатыванием или падением перемещается на некоторое расстояние вдоль продольной оси, к разгрузочному торцу. Каждый объем сыпучего материала совершает много таких циклов и за время от загрузки до разгрузки (время пребывания в барабане) материал должен пройти технологическую операцию смешивания или окомкования до заданных параметров.

В общем характере движения выделяют две составляющие: движение в поперечном сечении влияет на режим обработки (смешивание, окомкование) материала, а движение вдоль оси вращения определяет производительность барабана.

Челночный режим возникает в гладком («скользком») барабане при относительно невысокой скорости. Слой материала поднимается вместе с барабаном на малую высоту и соскальзывает целиком, интенсивно истирая поверхность барабана, не осуществляя технологического процесса. Та-

¹ Коротич В. И. Основы теории и технологии подготовки сырья к доменной плавке.— М.: Металлургия, 1978. 208 с.

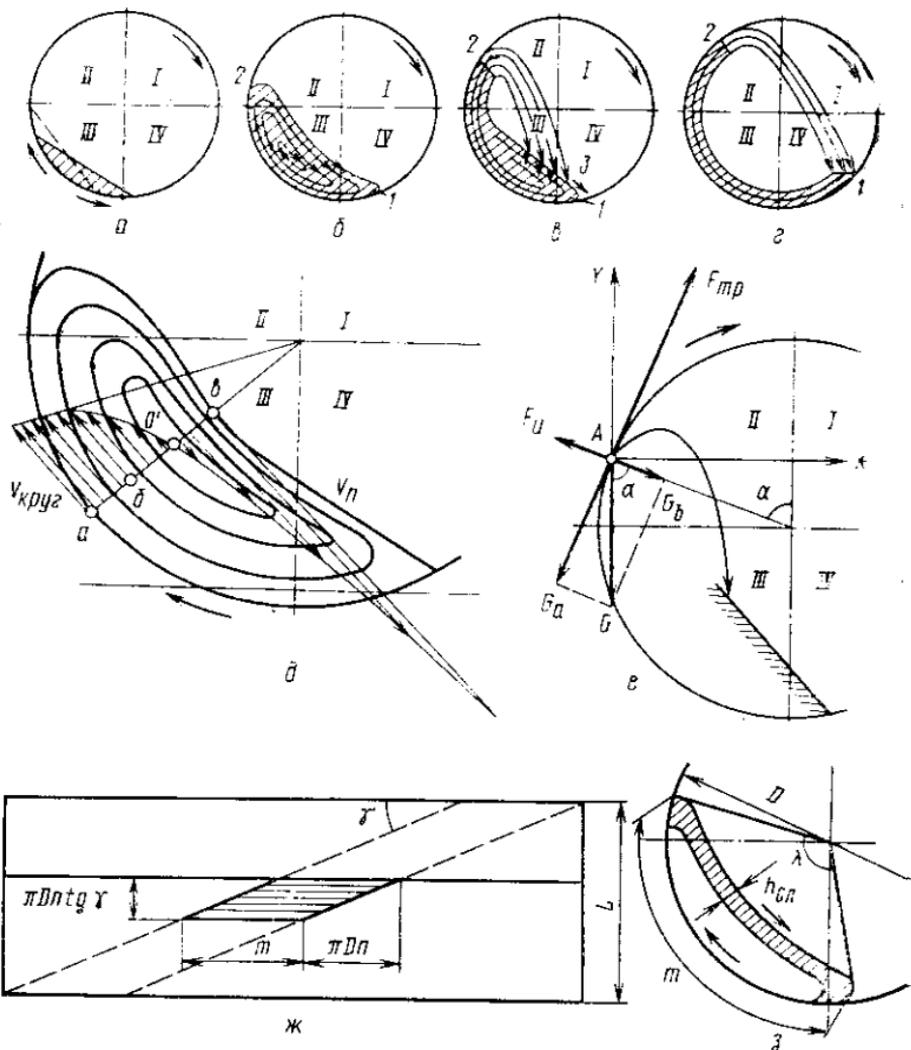


Рис. IX.4. Динамика сыпучего материала во вращающемся барабане по В. И. Коротичу;

a — e — режимы движения сыпучего материала в поперечном сечении барабана; d — эпюра скоростей движения отдельных потоков материала при движении его в режиме переката; e — действие сил на тело, находящееся во втором квадранте вращающегося барабана и схема для вывода формулы расчетной производительности вращающихся барабанов; $ж$ — развертка формулы расчета производительности цилиндрического барабана; $з$ — поперечное сечение барабана; 1 — начало подъема материала вместе с барабаном; 2 — окончание подъема материала вместе с барабаном и начало ссыпания или падения; 3 — участок пересыпания и интенсивного перемешивания; I, II, III, IV — квадранты круга

кой режим возникает при пуске барабанного смесителя после капитального ремонта с новой незалипшей листовой футеровкой без наваренных ячеек. При нем проявляется низкая технологическая результативность, футеровка (без гарнисажа) истирается за несколько дней.

Режим переката или каскадный возникает в барабанах с шероховатой внутренней поверхностью (ячеистая футеровка, бетон, резина) при вращении с относительно невысокой скоростью.

В момент, когда наклон поверхности шихты превысит угол динамического естественного откоса, избыток материала начинает сыпаться до восстановления первоначального угла наклона, равного углу динамического естественного откоса. Но на место сыпавшейся поднимается следующая порция материала, и цикл повторяется. При этом центр тяжести материала остается (относительно внешней системы координат) на одном месте, а вокруг него как бы «вращается» материал — у стенки барабана он поднимается вверх, а по свободной поверхности, расположенной ближе к оси вращения, сыпается вниз.

В этом режиме материал как бы перекачивается по внутренней поверхности барабана, одновременно вращаясь вокруг своеобразного центра («почки»). Характерной особенностью режима переката является наличие двух участков траектории частиц — после кругового участка пути 1—2 (см. рис. IX.4, б) частицы материала переходят на участок сыпания 2—1. На этом участке и происходит окатывание частиц, т. е. окомкование материала. Эюра скоростей движения отдельных элементарных слоев материала относительно внешней системы координат представлена на рис. IX.4, д.

Режим переката и является оптимальным технологическим режимом барабанных окомкователей — это режим без подбрасывания, которое разрушает комочки.

Водопадный (или катарактный) режим, возникающий при более высоких скоростях вращения барабана, характеризуется тремя участками траектории движущихся частиц сыпучего материала (см. рис. IX.4, в). После кругового участка 1—2 материал отрывается от поверхности барабана и движется в воздухе по параболической траектории 2—3, затем сыпается вниз по наклонной поверхности 3—1, образованной остальным объемом материала, и вновь переходит на круговой участок пути.

Именно в момент падения отдельных струй материала на нижние слои и при дальнейшем сыпании упавших частиц на участке 3—1 и происходит интенсивное смешивание: чем выше угловая скорость барабана, тем больше размеры получаемой параболы. Чем с большей высоты падают частицы, тем глубже они внедряются в нижний слой и тем выше качество смешивания.

Водопадный режим является оптимальным технологическим режимом барабанных смесителей. Он может возникнуть только в случае перехода материала в верхний квадрант // вращающегося барабана. Кроме скорости вращения барабана, оказывающей решающее влияние на характер движения сыпучего материала, переход материала в верхний квадрант определяется также степенью заполнения. При малой степени заполнения (около 5%) водопадный режим, как правило, не возникает.

Скоростная граница между режимами переката и водопадным по В. И. Коротичу¹ определяется значением частоты вращения n , т. е. максимальной частотой переката $n_{\text{пер}}$, об/мин

$$n_{\text{пер}} = 30 \sqrt{[-\cos(\varphi_d + 0,5\lambda)]/R}, \quad (\text{IX.4})$$

где φ_d — динамический угол естественного откоса материала; λ — центральный угол сегмента поперечного сечения шихты в барабане (рис. IX.4, з); R — внутренний радиус барабана, м.

При пользовании формулой (IX.4) следует иметь в виду, что $90^\circ < (\varphi_d + 0,5\lambda) < 180^\circ$.

Формулу (IX.4) можно преобразовать, введя в нее угловую скорость барабана ω , рад/с:

$$\omega = \pi \sqrt{[-\cos(\varphi_d + 0,5\lambda)]/R}.$$

Центральный угол λ сегмента шихты однозначно определяется относительным заполнением φ . Для барабанных окомкователей агломерационной шихты $\varphi = 10\text{—}20\%$, для окомкователей сырых окатышей $\varphi = 2\text{—}3\%$.

Из геометрических соотношений

$$\varphi = \lambda/360^\circ - \sin \lambda/2\pi,$$

где λ выражен в градусах;

или $\varphi = \lambda/2\pi - \sin \lambda/2\pi$,

где λ выражен в радианах.

Как видно из рис. IX.4, е, аналогично механике измельчающей среды, момент отрыва тела от поверхности барабана определяется равенством центробежной силы $F_{\text{ц}}$ и составляющей веса силы тяжести $G_{\text{в}}$, т. е. $mv^2/R = mg \cos \alpha$, где m — масса тела; R — радиус барабана; v — линейная скорость тела, при отсутствии проскальзывания равная окружной скорости барабана; g — ускорение силы тяжести; α — угол отрыва.

¹ Коротич В. И. Теоретические основы окомкования железобудных материалов. — М.: Металлургия, 1966. 141 с.

Отсюда следует, что частота вращения $n_{\text{отр}}$, при которой начинается отрыв частиц от барабана, об/мин:

$$n_{\text{отр}} = 30 \sqrt{\cos \alpha / R}, \quad (\text{IX.5})$$

где R выражен в метрах.

$$\text{Иначе } \omega_{\text{отр}} = \pi \sqrt{\cos \alpha / R},$$

где $\omega_{\text{отр}}$ — угловая скорость отрыва, рад/с.

Из полученного следует, что точка отрыва частиц от поверхности барабана определяется только частотой вращения барабана и его радиусом и не зависит от массы частиц смешиваемого материала.

Сопоставляя формулы (IX.4) и (IX.5) для каждого сыпучего материала (смеси материалов), свойства которого характеризуются углом динамического естественного откоса, можно определить оптимальный центральный угол сегмента, т. е. оптимальное заполнение барабана.

По мере повышения частоты вращения барабана величина площадки пересыпания $3-1$ уменьшается, и когда она исчезает, наступает *циклический режим* измельчения (см. рис. IX.4, *г*), непригодный для смешивания. По В. И. Коротичу, верхняя скоростная граница водопадного режима

$$n_{\text{вод макс}} = \sqrt{250/R},$$

где R выражен в метрах.

Эта формула получена подстановкой (в IX.5) значения угла отрыва $\alpha = 73^{\circ}50'$, при котором исчезает участок ссыпания для всех падающих потоков.

Для сравнения режимов работы различных барабанных смесителей и окомкователей следует применять обоснованный В. И. Коротичем безразмерный критерий кинематического подобия.

$$B = n^2 R / 900 \text{ или } B = \omega^2 R / 9,87,$$

Для сухих сыпучих материалов значение критерия B , разделяющего режимы переката и водопадный, находится в пределах 0,20—0,45 (в зависимости от сыпучести материала и степени заполнения барабана).

Скорость движения материала v_L вдоль оси вращения барабана является, наряду с относительным заполнением ϕ , второй основной технологической величиной, определяющей время пребывания материала в барабане и его производительность. Теоретических формул для определения скорости пока нет.

Для определения производительности применяют формулу Л. Б. Левенсона (для наклонных вращающихся барабанов, как транспортирующих устройств)

$$Q = 600\rho n (\operatorname{tg} 2\alpha) \sqrt{R^3 h^3}, \quad (\text{IX.6})$$

где Q — производительность, т/ч; ρ — насыпная плотность материала, т/м³; n — об/мин; α — угол наклона барабана, град; h — толщина сегментного слоя, м; R выражен в метрах.

В формуле принято, что угол наклона поверхности материала в барабане от загрузочного торца к разгрузочному по отношению к образующей барабана равен углу наклона оси вращения барабана к горизонту. Поэтому вместо суммы двух углов введен угол 2α . Также применяют формулу Л. Б. Левенсона для скорости v_L , м/с:

$$v_L = \pi R n (\operatorname{tg} 2\alpha) / 30 = 0,105 R n \operatorname{tg} 2\alpha.$$

В. И. Коротич разработал для барабанных окомкователей следующую методику. Представим, что барабан рассечен плоскостью перпендикулярной оси вращения (рис. IX.4, ж). В сечении окажется полоска «скользящего» слоя длиной m и толщиной $h_{\text{сл}}$, м. За 1 мин эта полоска переместится по окружности барабана на расстояние $\pi D n$ и вдоль его оси на расстояние $\pi D n \operatorname{tg} \gamma$, где γ — угол подъема винтовой траектории движения полоски относительно внутренней поверхности барабана.

Через поперечное сечение барабана за 1 ч пройдет количество материала, равное массовой производительности Q , т/ч:

$$Q = 60\pi D n m h_{\text{сл}} \rho \operatorname{tg} \gamma, \quad (\text{IX.7})$$

где ρ — насыпная плотность материала, т/м³.

В. И. Коротич рекомендует формулу для определения $h_{\text{сл}}$, м:

$$h_{\text{сл}} = (0,000636\lambda - 0,0053) D,$$

где λ — центральный угол сегмента, рад; D — внутренний диаметр барабана, м (рис. IX.4, з).

По этой модели можно определить длину пути окомкования s , как гипотенузу прямоугольного треугольника $s = L / \sin \gamma$, где L — длина барабана; γ — определяется из формулы (IX.7) при заданной производительности.

Время пребывания шихты в барабане τ связано со скоростью v_L зависимостью $\tau = s / v_L$.

На хорошо работающих барабанных смесителях и окомкователях $\tau = 2-4$ мин.

Расчет мощности привода барабанного смесителя (окомкователя) выполняют по методике, разработанной З. Б. Канторовичем с дополнениями Д. П. Притыкина, а также Г. Г. Григорьева и Г. И. Свердлика (УЗТМ).

Мощность привода состоит из мощностей расходуемых: N_1 — на подъем материала в барабане до угла статического естественного откоса; N_2 — на окомкование или смешивание материала; N_3 — на преодоление трения в подшипниках опорных роликов; N_4 — на преодоление трения качения бандажей по опорным роликам; N_5 — на преодоление инерции материала — на разгон его после скатывания или падения вниз до скорости барабана; N_6 — на преодоление трения поднимающегося вместе с барабаном нижнего слоя материала о соскальзывающий верхний слой (эта мощность определяется только для окомкователей при работе в режиме переката); N_7 — мощность, расходуемая на срезание излишка налипшего на гарнисаж материала (при наличии очистного устройства).

1. При неподвижном барабане находящийся в нем материал принимает (в поперечном сечении) форму сегмента с центральным углом λ . Сила тяжести материала, постоянно находящегося в барабане, G_m , кН при производительности Q т/ч и времени пребывания материала в барабане τ мин составляет $G_m = Q\tau g/60$, где g — ускорение силы тяжести, м/с².

Площадь сегмента материала S , м², расположенного посредине барабана длиной L м, равна

$$S = G_m / \gamma L,$$

где γ — удельный вес насыпного материала, кН/м³.

Эту же площадь можно определить с учетом относительного заполнения φ барабана, доли единицы:

$$S = \varphi \pi R^2,$$

где R — внутренний радиус барабана (по гарнисажу), м.

Радиус R_0 центра тяжести сегмента (рис. IX.5, а) по известной геометрической формуле, м:

$$R_0 = 2R^3 \sin^3(\lambda/2) / 3S$$

$$\text{или } R_0 = 4R \sin^3(\lambda/2) / 3(\lambda - \sin \lambda),$$

где λ выражен в радианах.

Высоту подема h_0 центра тяжести материала определим из треугольника OBM_1 , м:

$$h_0 = R_0 (1 - \cos \varphi_{ст}),$$

где $\varphi_{ст}$ — угол статического естественного откоса, рад.

Работа A_1 подъема материала, имеющего силу тяжести G_M , на высоту h_0 , кДж:

$$A_1 = G_M h_0 = G_M R_0 (1 - \cos \varphi_{ст}).$$

Мощность N_1 , кВт:

$$N_1 = G_M R_0 (1 - \cos \varphi_{ст}) \omega / \varphi_{ст},$$

где ω — угловая скорость вращения, рад/с.

2. Мощность N_2 можно определить по статическому моменту материала, поднятого до угла динамического естественного откоса φ_d

$$N_2 = G_M R_0 \omega \sin \varphi_d.$$

Эта формула (по З. Б. Канторовичу) выводится на основе следующих соображений. Пусть t , момент, когда

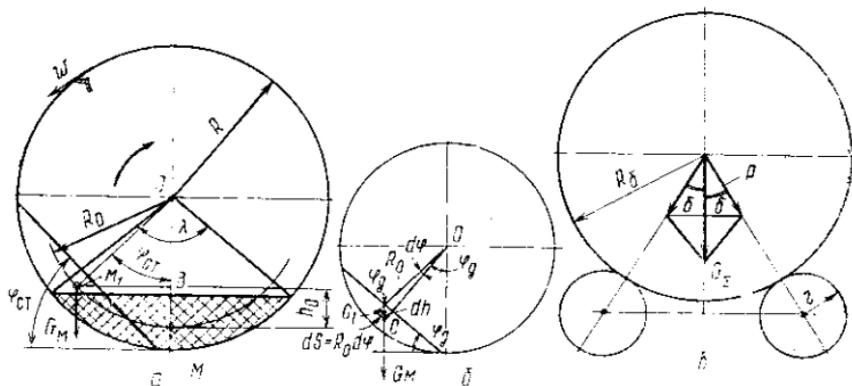


Рис. IX.5. К расчету мощности привода барабанного окомкователя (смесителя)

материал достиг угла φ_d динамического естественного откоса, барабан повернулся на угол $d\varphi$ (см. рис. IX.5, б). Центр тяжести материала поднимется на высоту dh . Приравняв хорду к дуге $dS = R_0 d\varphi$ имеем $dh = dS \sin \varphi_d = R_0 \sin \varphi_d d\varphi$, где $d\varphi$ выражен в радианах.

Работа dA_2 подъема

$$dA_2 = G_M R_0 \sin \varphi_d d\varphi.$$

$$N_2 = dA_2 / dt = G_M R_0 (\sin \varphi_d) d\varphi / dt.$$

Поскольку $d\varphi / dt = \omega$, получим

$$N_2 = G_M R_0 \omega \sin \varphi_d.$$

Эта составляющая мощности является наибольшей.

3. Для определения N_3 необходимо найти нагрузку на опорные ролики (рис. IX.5, в). Усилие P (кН), действующее радиально на один ролик, определим из условия равномерного симметричного распределения нагрузки на все четыре ролика, разлагая общую вертикальную нагрузку G_{Σ} (кН) по параллелограмму сил. Поскольку в данном случае параллелограмм при равных углах δ установки роликов по отношению к вертикали превращается в ромб со взаимно перпендикулярными диагоналями, то

$$P = G_{\Sigma}/4 \cos \delta,$$

где $G_{\Sigma} = G_6 + G_r + G_m$ (G_6 — сила тяжести всех вращающихся с барабаном деталей; G_r — сила тяжести гарнисажа и бетонной футеровки).

Суммируя потери на трение во всех четырех роликах, имеем:

$$N_3 = G_{\Sigma} f R_6 r_{\text{п}} \omega / r \cos \delta,$$

где f — приведенный коэффициент трения скольжения подшипников роликов; R_6 — радиус бандажа, м; $r_{\text{п}}$ — средний радиус сепаратора подшипника, м; r — радиус опорного ролика, м.

4. Для определения N_4 приводим силы трения качения бандажей по роликам к оси барабана

$$N_4 = G_{\Sigma} k (R_6 + r) \omega / r \cos \delta,$$

где k — коэффициент трения качения бандажей по роликам, м.

Трением упорных роликов (качения по бандажу и скольжения в подшипниках) пренебрегаем ввиду его малой величины.

5. Мощность N_5 (кВт) на разгон материала определяем из обоснованного Г. И. Свердликом положения, что за время поворота барабана на угол λ , равный центральному углу сегмента, фазу ускорения должна пройти примерно половина массы материала, соответствующая массе поднимающегося потока, по закону «живой силы»:

$$N_5 = G_m R_6^2 \omega^3 / 4g\lambda,$$

где λ выражен в радианах.

6. Мощность N_6 определим по методике УЗТМ для обеспечения запаса мощности привода при запуске барабана под завалом после аварийных остановок, принимая, что одновременно скользит половина находящегося в барабане материала

$$N_6 = 0,5G_m R_0 f_m \omega \cos \varphi_d,$$

где f_m — коэффициент трения материала о материал.

7. Усилие W сопротивления срезанию излишнего гарнисажа, кН:

$$W = blzq_{\text{рез}},$$

где b — глубина резания (толщина срезаемого слоя), м; l — длина режущей кромки резца (ножа), м; z — число резцов; $q_{\text{рез}}$ — удельное сопротивление резанию налипшего материала, кПа; для мелкой руды и концентрата $q_{\text{рез}} = 200\text{—}300$ кПа.

$$N_7 = WR\omega = blzq_{\text{рез}}R\omega.$$

Окончательно, мощность двигателя N , кВт:

$$N = \sum_{i=1}^7 N_i / \eta_{\Sigma},$$

где η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

§ IX.5. Устранение вибрации барабанных смесителей и окомкователей

Барабанные смесители и окомкователи с открытой зубчатой передачей в силу своих конструктивных особенностей являются возбудителями вибрации. Главные источники вибрации — некачественные зацепления в зубчатой передаче, периодические осыпания шихты, нарушения геометрии опорно-ходовой системы.

С увеличением размеров и массы этих машин, а также в случаях установки смесителей на высоких отметках промышленных зданий вибрации усиливаются. Вибрация неблагоприятно воздействует на здоровье людей, несущие конструкции зданий, а также снижают надежность самих смесителей. Кроме того, вибрация снижает скоростной диапазон, обеспечивающий водопадный режим, препятствует образованию качественных окатышей.

Разработкой конструктивных мер по устранению вибрации барабанных машин занимаются заводы-изготовители и конструкторские организации.

Применяют следующие способы устранения вибрации.

1. Свободная упругая установка барабанного смесителя и привода на резинометаллических виброизоляторах — РМВ (рис. IX.6, а). Этот способ является наиболее рациональным, позволяющим использовать весь агрегат в состоянии

поставки машиностроительным заводом без изменения. С 1963 г. такие смесители работают на аглофабриках металлургических комбинатов «Запорожсталь», «Азовсталь», «Криворожсталь», Макеевского, Череповецкого, Никопольского ФЗ. Вибрация практически ликвидирована, срок

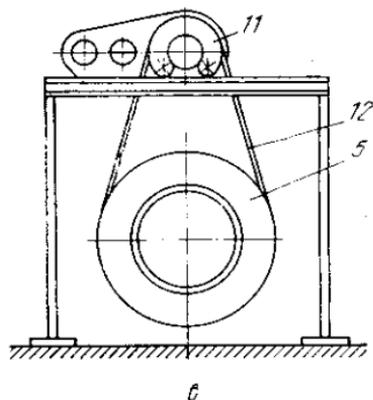
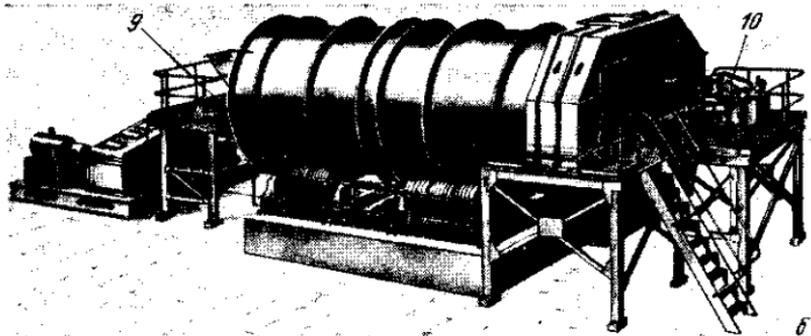
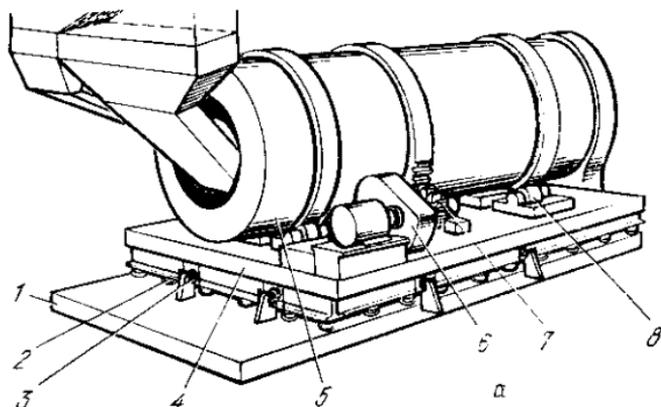


Рис. IX.6. Способы устранения вибрации барабанных смесителей и окомкователей: 1 — нижняя рама (перекрытие здания); 2 — вертикальный опорный резинометаллический виброизолятор; 3 — горизонтальный упорный виброизолятор; 4 — верхняя рама; 5 — барабан; 6 — привод (электродвигатель и редуктор); 7 — открытая зубчатая передача; 8 — опорный стальной ролик; 9 — опорный обрезиненный ролик; 10 — привод очистного устройства; 11 — приводной шкив; 12 — резиноватросовая приводная лента

службы виброизоляторов превышает период между капитальными ремонтами.

2. Установка барабана на обрешиненных опорных роликах с фрикционным приводом от них (рис. IX.6, б). Так, на Чимкентском свинцовом заводе с 1963 г. работает смеситель фирмы «Лурги» диаметром $2,5 \times 8$ м с приводными обрешиненными роликами диаметром 1 м; частота вращения барабана 6 об/мин. Смесители барабанные с фрикционным приводом изготавливает ЮУМЗ (тип СБФ). Совмещение в одной детали функций передачи вращения и амортизации приводит к относительному проскальзыванию барабана и приводных роликов. Эти смесители весьма чувствительны к перекосам роликов. Смесители СБФ работают на Чимкентском свинцовом заводе, на Коммунарском, Усть-Каменогорском свинцово-цинковом, Магнитогорском, Нижнетагильском металлургических и Норильском горно-металлургическом комбинатах.

3. Установка барабана на пневматических приводных автомобильных колесах. В СССР такие смесители были применены в 1967 г. на Высокогорской аглофабрике НТМК. Надежность пневмоколес ниже, чем обрешиненных катков.

4. Упругая подвеска барабана на двух резинотросовых бесконечных лентах к расположенному над барабаном приводному валу с фрикционным приводом от него (см. рис. IX.6, в). Эта конструкция была разработана и внедрена на Новокриворожском ГОКе, но ввиду сложности выполнения и пониженной надежности не получила распространения.

5. Применение безззорной открытой зубчатой передачи с разжимаемым зубчатым венцом. На основном зубчатом венце подвижно (на цилиндрическом кольцевом выступе) установлен узкий зубчатый венец, входящий в зацепление с приводной шестерней. Между двумя венцами установлено 6—8 пружинных упоров, прижимающих зубья узкого венца к нерабочей стороне зубьев приводной шестерни.

Такую конструкцию (разрезной безззорный зубчатый венец из двух зубчаток) применяют в летучих ножницах прокатных цехов с 50-х годов.

Одним из наиболее эффективных путей борьбы с колебаниями строительных конструкций, возбуждаемых динамическими нагрузками от машин, является виброизоляция. Различают активную виброизоляцию для уменьшения возмущающих динамических нагрузок, передаваемых виброактивными машинами на фундаменты и строительные конструкции, и пассивную виброизоляцию для защиты чув-

ствительных к вибрации металлообрабатывающих станков, приборов и машин от колебаний несущих конструкций, на которых они установлены. В цветной металлургии примерами таких агрегатов являются установки вытягивания монокристаллов редких металлов (германия, а также кремния и др.) из расплава методом Чохральского, которые требуют обеспечения минимального уровня вибрации расплава.

Виброизоляцию осуществляют свободной упругой установкой машин на основание под действием силы тяжести в двух вариантах — подвесном и опорном. В качестве виброизоляторов применяют резинометаллические виброизоляторы (РМВ), стальные пружины и канаты, резиноканевые и резинокросовые ленты.

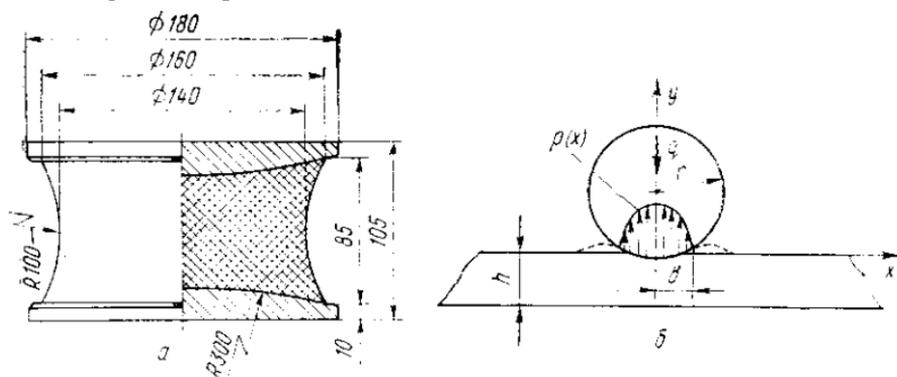


Рис. IX.7. Применение резины для виброизоляции:
 а — одиночный резинометаллический виброизолятор сжатия; б — сжатие обрезиненного опорного ролика поверхностью барабана

Для низкочастотных машин (частотой менее 7 Гц) применяют подвеску на жестких двухшарнирных тягах, так как при резинометаллических или пружинных виброизоляторах трудно получить низкую частоту собственных колебаний.

Опорный вариант проще по исполнению, надежнее и безопаснее.

Так, в 1963 г. впервые в металлургии, барабанный смеситель диаметром 2,5×5 м (см. рис. IX.6, а) аглофабрики комбината «Запорожсталь» общей массой 36 т был установлен на 30 РМВ диаметром 160×85 (рис. IX.7, а). Эта работа выполнена по результатам исследований автора.

Вибрация перекрытия была практически сведена к нулю, долговечность РМВ составляет 5 лет. Позднее все шесть барабанных смесителя были модернизированы до

размера $2,5 \times 7,5$ м и в таком виде при массе 40 т установлены на 40 шт. РМВ диаметром 160×85 . Агрегат смешивания, увлажнения и окомкования шихты вместе с открытой зубчатой передачей, редуктором и электродвигателем свободно установлен на жесткой подвижной раме, в которую для увеличения жесткости и массы залит бетон. К нижней плоскости верхней рамы и верхней плоскости закрепленной в перекрытии нижней рамы приварены кольца, в которые свободно вставлены металлические элементы РМВ. От горизонтального смещения агрегат удерживают горизонтально установленными РМВ. Аналогично выполнена свободная установка барабанных смесителей и охладителей на аглофабриках металлургических комбинатов «Азовсталь» и «Криворожсталь», заводов Енакиевского и Никопольского ферросплавного, Богдановской марганцевой аглофабрики и др.

Смесители барабанные с фрикционным приводом выпускает ЮУМЗ: моделей СБФ1— $2,5 \times 5$; СБФ1— $2,8 \times 6$ и СБФ3— $2,8 \times 8$. Последняя модель при установке под углом к горизонту, равным 2° , обеспечивает производительность 300 т/ч. Частота вращения барабана 7 об/мин, мощность привода 132 кВт, масса смесителя 51 т. Фрикционный привод осуществляется двумя опорными роликами, каждый из которых состоит из 10 обрезиненных колец диаметром 810×185 мм (толщина резинового слоя 50 мм), напрессованных на вал со шпонкой. Модуль упругости резины $E = 6$ МПа.

Исследования О. С. Харченко показали, что при перекосе обрезиненного ролика всего в $0,03^\circ$ касательные напряжения в резине возрастают по сравнению с состоянием без перекоса в 1,6 раза. Поэтому смесители СБФ требуют весьма качественного изготовления обрезиненных роликов, точной установки при монтаже и во время эксплуатации.

Зависимость между полушириной b (м) полосы контакта (см. рис. IX.7, б), интенсивностью сжимающей силы (погонной нагрузкой на единицу ширины обрезиненного ролика q , кН/м) и максимальным контактным напряжением p_0 (МПа) в резине выражена О. С. Харченко формулой $b = 2q/\pi p_0$.

Для расчета контактного взаимодействия обрезиненного ролика как двуслойного цилиндра, введено понятие приведенного модуля упругости $E_{пр}$, позволяющего приближенно считать обрезиненный цилиндр однородным телом. Величина $E_{пр}$ зависит от механических характеристик ре-

зины и геометрических параметров обрешиненного цилиндра и определяется по формуле

$$E_{\text{пр}} = E_p R^2 / (R^2 - r^2),$$

где E_p — модуль упругости резины; R и r — внешний и внутренний радиусы кольцевого слоя резины.

§ IX.6. Чашевые окомкователи

Это сравнительно новый вид оборудования, созданный в 50-е годы вскоре после становления технологии производства железорудных окатышей, так как барабанные окомкователи не в полной мере удовлетворяют требованиям этой технологии. В цветной металлургии окомкователь диаметром 4 м впервые был применен на комбинате «Печенганикель» в 1962 г.

Такой окомкователь предназначен для получения сырых шарообразных окатышей диаметром до 20 мм из тонкоизмельченных рудных концентратов влажностью 8—9,5%.

Окомкователь представляет собой цилиндрическую чашу с плоским днищем и прямым бортом (рис. IX.8, а), наклоненную к горизонту под углом 45—60° и вращающуюся относительно перпендикулярной к днищу оси с частотой 4—9 об/мин.

Чаша представляет собой сварную листовую конструкцию, дно и борт которой футерованы ячеистой (просечно-вытяжной) сталью. Днище чаши прикреплено к жесткому опорному кольцу, ступицей напрессованному на ось. К опорному кольцу присоединен зубчатый венец внутреннего зацепления, через который чаша приводится во вращение.

Ось вращается на роликоподшипниках в трубе опорной рамы, передавая осевое усилие от чаши через упорный подшипник на опору.

Привод установлен на опоре чаши и снабжен тормозом для удержания чаши от обратного вращения при остановках. Своей массой привод уравнивает чашу относительно шарнира соединения опоры со станиной. Нижняя часть опорной рамы шарнирно соединена с механизмом наклона.

В некоторых зарубежных конструкциях верхней опорой чаши является крупногабаритный подшипник.

Конструкция окомкователя предусматривает двойное регулирование угла наклона чаши — предварительное и рабочее. Это обеспечено не стационарной, а подвижной

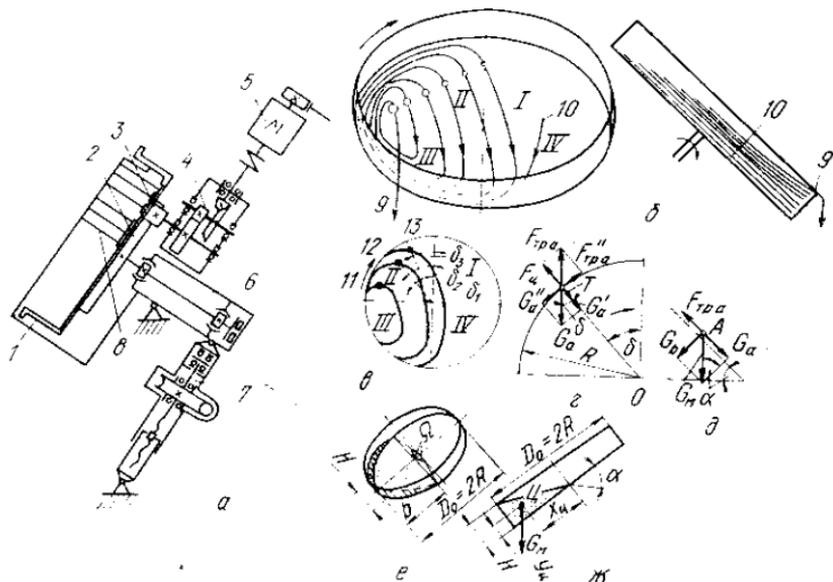
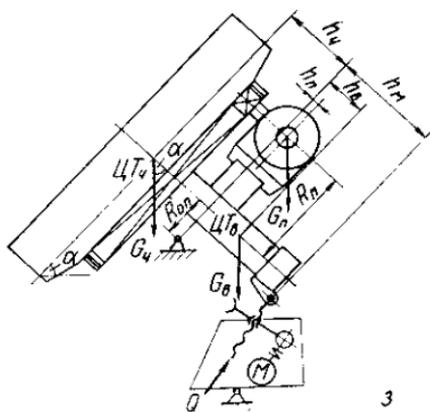


Рис. IX.8. Чашевый окомкователь:
 а — кинематическая схема; б — траектория движения комка; в — режим движения частиц; г — действующие силы на частицу материала у борта; д — то же, на днище; е — к определению массы материала в чаше; ж — то же, центра тяжести; з — к расчету механизма наклона; 1 — чаша; 2 — зубчатый венец; 3 — приводная шестерня; 4 — редуктор вращения чаши; 5 — электродвигатель; 6 — опора чаши; 7 — механизм наклона чаши; 8 — очистное устройство; 9 — выгрузка готовых окатышей; 10 — подача шихты; 11 — крупная частица и ее траектория; 12 — то же, средней частицы; 13 — то же, мелкой частицы; $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ — соответственно углы подъема крупных, средних и мелких частиц; I, II, III, IV — квадранты



установкой станины на стойках фундамента: со стороны чаши станина соединена со стойками шарнирно, а со стороны привода фиксируется под необходимым углом в стойках с рядом вертикальных отверстий. Предварительное регулирование осуществляют посредством электромостового крана, а рабочее подрегулирование в диапазоне $\pm 1^\circ$ — червячно-винтовым механизмом наклона (с двигатель-редуктором) или гидроцилиндром, нижний конец которых шарнирно соединен со станиной.

Для поддержания гарнисажа в технологически оптимальных пределах предназначено очистное устройство с

донными, бортовыми и торцевыми ножами, опирающееся балкой и двумя стойками на опорную раму. Ножи армируют износостойкими материалами (твердыми сплавами, карбидом кремния, карбофрансом).

Окомкователь снабжен также системами увлажнения шихты (с форсунками тонкого распыления) и смазывания узлов трения. Производственным объединением УЗТМ выпускаются три модели окомкователей: ОЧ-5500, ОЧ-7000 и ОЧ-7500 (цифрами обозначен диаметр чаши в миллиметрах).

Наибольший окомкователь ОЧ-7500 имеет высоту борта 650 мм, частоту вращения с плавным регулированием от 3,6 до 6 об/мин, мощность главного привода 75/120 кВт, привода наклона 2,2 кВт, массу 53,6 т и производительность 120—140 т/ч.

Неокомкованную шихту подают на днище чаши (рис. IX.8, б, IV квадрант). При вращении мелкий материал покрывается слоями окатышей и поднимается почти до верхнего края вертикального диаметра (рис. IX.8, в), где под действием силы тяжести, преодолевающей силу трения и центробежную (см. рис. IX.8, г, д), отрывается от борта и скатывается вниз. Во время скатывания образуются начальные комки. При повторном цикле эти мелкие комки отрываются от борта чаши раньше, так как они характеризуются меньшим коэффициентом трения качения, чем исходная неокомкованная шихта. При скатывании по днищу чаши размеры комков увеличиваются вследствие чего при очередном цикле подъема они отрываются от борта чаши на еще меньшей высоте.

Таким образом, траектория элементарного объема материала (а затем комка) напоминает сходящуюся неправильную спираль, приближающуюся к борту чаши. Одновременно происходит удаление растущего окатыша от днища чаши и выход его на поверхность слоя, где собираются самые крупные окатыши. Именно они и сходят с чаши, вытесняясь непрерывно поступающей в окомкователь шихтой.

В этом и заключается основное технологическое преимущество чашевого окомкователя перед барабанным: с чашевого сходят только кондиционные окатыши требуемой крупности, определяемой частотой вращения, размерами и наклоном чаши, свойствами материала. Операция грохочения после чашевого окомкователя не нужна (после барабанного — обязательна), а в барабанном возврат (циркулирующая нагрузка) составляет 300% производитель-

ности по годным окатышам. Поэтому удельная производительность чашевых окомкователей выше, металлоемкость и габариты меньше. Однако для них требуется более тщательная и стабильная подготовка шихты.

Основная технологическая зависимость чашевых окомкователей, по С. В. Базилевичу, следующая:

$$\{\sin(\alpha - \varphi)\} / \cos \varphi = kn^2 D,$$

где α — угол наклона днища чаши к горизонту; φ — угол естественного откоса неокомкованной шихты; k — постоянная безразмерная величина, для каждого материала определяемая экспериментально; для концентрата со средней способностью к окомкованию $k = 0,56 \cdot 10^{-3}$; n — частота вращения чаши, об/мин; D — внутренний диаметр (по гарнисажу) чаши, м.

Производительность окомкователя прямо пропорциональна квадрату диаметра чаши.

Расчет мощности привода вращения чаши ведут по сумме трех моментов сопротивления:

$$M = M_{\text{тр}} + M_{\text{ср}} + M_{\text{м}},$$

где M — суммарный момент; $M_{\text{тр}}$ — момент трения в радиальных и упорном подшипниках опоры; $M_{\text{ср}}$ — момент сопротивления вследствие срезания гарнисажа на днище и борту чаши; $M_{\text{м}}$ — момент, определяемый смещением материала относительно продольной оси вращения чаши.

Ввиду установки оси чаши на подшипниках качения, величина $M_{\text{тр}}$ незначительна по сравнению с технологическими сопротивлениями, в расчеты ее не вводят, учитывая малым уменьшением к.п.д.

$$M_{\text{ср}} = M_{\text{ср.д}} + M_{\text{ср.б}},$$

где $M_{\text{ср.д}}$ — момент сопротивления от срезания гарнисажа с днища чаши, $M_{\text{ср.б}}$ — момент сопротивления от срезания гарнисажа бортовым ножом.

При установке стационарных донных ножей

$$M_{\text{ср.д}} = W(r_1 + r_2 + \dots + r_z) = W \sum_{i=1}^z r_i.$$

Здесь r_i — плечо установки i -того резца от оси вращения чаши; z — число резцов; W — усилие срезания одним резцом; $W = blq_{\text{рез}}$, где b — глубина резания (толщина срезаемого слоя); l — длина режущей кромки резца (ножа); $q_{\text{рез}}$ — удельное сопротивление гарнисажа резанию, $q_{\text{рез}} =$

= 200—300 кПа в зависимости от свойств материала. Тогда

$$M_{\text{ср.д}} = blq_{\text{рез}} \sum_{i=1}^z r_i; \quad M_{\text{ср.б}} = bHq_{\text{рез}}R,$$

где R — внутренний радиус чаши (по обрезанному гарнисажу); H — высота борта.

Суммарный момент сопротивления от срезания гарнисажа

$$M_{\text{ср}} = q_{\text{рез}} b \left(l \sum_{i=1}^z r_i + HR \right).$$

Окомковываемый материал в чаше занимает объем в виде «копыта» (дольки апельсина), ограниченного цилиндрическим бортом чаши, плоским днищем и сверху плоскостью, наклоненной под углом динамического естественного откоса материала. В частном случае, если хорда копыта совпадает с диаметром чаши (рис. IX.8, *e*), то силу тяжести материала G_m в чаше подсчитывают по формуле

$$G_m = 2R^2 H \gamma / 3,$$

где γ — удельный вес материала. В этом случае координаты центра тяжести материала (см. рис. IX.8, *ж*).

$$x_{\text{ц}} = 3\pi R / 16; \quad y_{\text{ц}} = 3\pi H / 32.$$

В общем случае сила тяжести материала в чаше (см. рис. XI.8, *e*) определяется из выражения

$$G_m = \frac{HR^3}{b} \left(\sin \Omega - \frac{\sin^3 \Omega}{3} - \Omega \cos \Omega \right) \gamma,$$

где b — стрела сегмента; Ω — половина центрального угла сегмента, рад.

При определении момента смещения материала полагают, что материал в чаше расположен хордой «копыта» по ее диаметру. По мере поворота чаши за счет сцепления материала с днищем и бортом он поднимается до определенного угла δ (см. рис. IX.8, *з*), пока не начнут скатываться наиболее мелкие частицы, т. е. хорда «копыта» совпадет с линией скатывания. В этом случае момент смещения материала относительно оси вращения чаши

$$M_m = k_n G_a h,$$

где k_n — коэффициент, учитывающий изменение количества материала в чаше в зависимости от скорости вращения

$k_n = 50/n^2$ (здесь n — частота вращения, об/мин); G_a — скатывающая составляющая силы тяжести G_m в плоскости, параллельной плоскости днища (см. рис. IX.8, д); $G_a = G_m \sin \alpha$, (α — угол наклона чаши); h — смещение центра тяжести материала от оси вращения чаши; $h = x_{ц} \sin \beta$, β — угол подъема центра тяжести материала, равный $\beta = 90^\circ - \delta$ или

$$\beta = 90^\circ - \arccos \frac{Rn^2}{900(\sin \alpha - f \cos \alpha)},$$

где f — коэффициент трения материала о днище чаши (0,4—0,5).

После подстановок и преобразований получим

$$M_m = 0,125 k_n \pi R^3 H \gamma \sin \alpha \sin \beta.$$

Окончательно мощность привода

$$N = M\omega / \eta_{\Sigma},$$

где ω — угловая скорость чаши; η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

Для приближенных расчетов можно пользоваться эмпирической формулой УЗТМ

$$N = kD^2,$$

где $k = 1,5—1,8$.

Расчет развиваемого механизмом наклона чаши усилия Q и мощности привода выполняют (рис. XI.8, з) на основе условия равновесия окомкователя, т. е. равенства моментов всех нагрузок моменту механизма наклона относительно оси шарнира опорной стойки.

На схеме приняты следующие обозначения: $ЦТ_ч$ — центр тяжести чаши; $G_ч$ — сила тяжести чаши с зубчатым венцом; $R_{оп}$ — расстояние от оси шарнира опорной стойки до оси вала чаши; $h_ч$ — расстояние от центра тяжести чаши до шарнира опоры (по оси вала); $G_{пр}$ — вес привода вращения чаши, приложенный в его центре тяжести; $R_{пр}$ — расстояние от центра тяжести привода вращения чаши до оси вала чаши; $h_{пр}$ — расстояние от центра тяжести привода вращения до шарнира опоры (по оси вала чаши); $ЦТ_в$ — центр тяжести вала чаши; $h_в$ — расстояние от центра тяжести вала до шарнира опоры (по оси вала); $G_в$ — сила тяжести вала и вращающихся с ним деталей; h_m — плечо действия усилия механизма наклона относительно шарнира опоры.

Влиянием силы тяжести механизма наклона, за малостью, можно пренебречь. Тогда

$$Qh_m = G_b(R_{оп} \cos \alpha + h_b \sin \alpha) + \\ + G_n(R_{оп} \cos \alpha + R_n \cos \alpha + h_n \sin \alpha) - \\ - G_q(h_q \sin \alpha - R_{оп} \cos \alpha).$$

Крутящий момент на винтовой паре определим из выражения

$$M_{в.п} = Q \frac{d_p}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta_p + \varphi_1) + f_2 \frac{d_{ср}}{d_p} \right],$$

где d_p — средний диаметр резьбы; β_p — угол подъема резьбы; φ_1 — угол трения в винтовой паре; f_2 — коэффициент трения в упорном подшипнике гайки; $d_{ср}$ — средний диаметр упорного подшипника гайки.

Момент M_n привода механизма наклона

$$M_n = M_{в.п} / u_q \eta_{\Sigma},$$

где u_q — передаточное число червячного редуктора; η_{Σ} — полный к.п.д. всех передач.

При конструировании чашевого окомкователя стремятся уравновесить чашу, главным образом, приводом вращения чаши.

§ IX.7. Специальные смесители для пастообразных материалов

В некоторых производствах цветной металлургии необходимо смешивать вязкопластические пастообразные материалы, например, шихту для брикетирования и последующего коксования брикетов титаншлака.

Для этой цели применяют специальные смесители периодического и непрерывного действия. Одни из наиболее крупных смесителей типа СМБ-2000ПН и Анод-4 имеют рабочий объем 2 м³ при геометрическом объеме 3 м³ (рис. IX.9). Они отличаются от обычных смесителей наличием рубашки, обогреваемой паром или горячей водой, для подогрева перемешиваемой шихты. Рабочими органами служат два Z-образных ротора, вращающихся в противоположные стороны с различной угловой скоростью. Профиль корпуса и форма рабочих поверхностей роторов обеспечивают интенсивное перемешивание всей загруженной порции шихты. Роторы приводятся от разных валов одного

редуктора так, что передний вращается в 1,6—1,7 раза быстрее заднего. Так, например, у смесителя СМБ-2000 ПН частота вращения переднего ротора 22,4 об/мин, заднего 12,9 об/мин; у смесителя Анод-4 частота вращения переднего и заднего роторов составляет соответственно 19 и 12 об/мин.

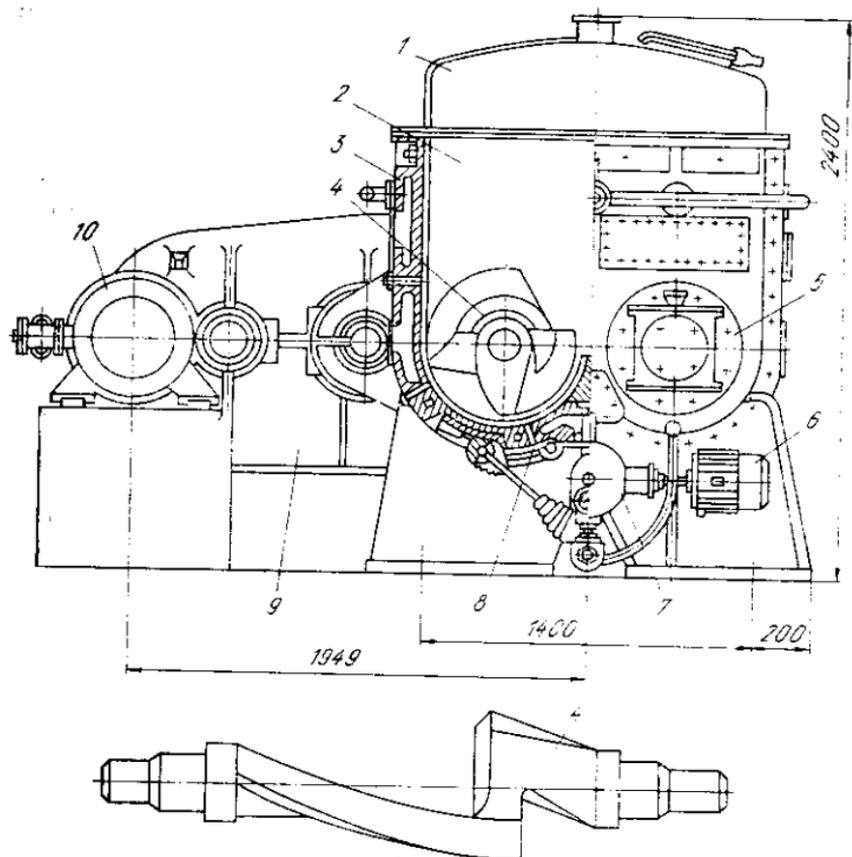


Рис. IX.9. Смеситель периодического действия типа СМБ-2000ПН для пастообразных материалов:

1 — верхняя крышка; 2 — боковая крышка; 3 — корпус; 4 — ротор; 5 — подшипник; 6 — электродвигатель механизма открывания люков; 7 — редукторный механизм открывания люков; 8 — разгрузочные люки; 9 — главный редуктор; 10 — главный электродвигатель.

Готовую смесь разгружают через нижние люки с механическим или гидравлическим приводом.

Мощность привода Z-образного смесителя можно рассчитать по методике дополнительной мощности лопастного смесителя, описанной в § IX.2, отдельно для каждого ро-

тора, условно представляя каждый ротор в виде двух лопастей.

Перспективы развития смесителей и окомкователей связаны прежде всего с машинами непрерывного действия, с повышением их технологической эффективности (например, замена барабанных окомкователей чашевыми), производительности, более широким применением усреднительного смешивания пульпы мешалками (так называемой «репульпации»).

Глава X ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОКУСКОВАНИЯ

§ X.1. Общие сведения

Окускование — это процесс превращения материалов в куски с заданными свойствами, обеспечивающими эффективность последующей металлургической переработки.

Существует три вида окускования: брикетирование, агломерация, окомкование.

Брикетирование — процесс обработки сыпучих материалов прессованием и получение кусков правильной и однообразной (в течение всего процесса) формы (брикетов)¹. Форма брикетов весьма разнообразна: орех, шар, яйцо, цилиндр, конус, капля, подушка, таблетка, параллелепипед, шестиугольная призма. Масса брикетов достигает 2 кг. Процесс развивался применительно к угольной мелочи. Первый валковый пресс был изобретен еще в 1865 г. Он стал прототипом различных конструкций, широко применяемых в настоящее время.

Брикетированию подвергают окисленные никелевые руды, медные, цинковые руды, шихту для производства силумина, кадмия, сурьмы, титан-шлака, фторсоли для электролиза алюминия. Брикетирование — наименее энергоемкий и самый дешевый способ окусковывания. Выполненные в институте «Гипроникель» сравнительные расчеты по уральским никелевым комбинатам, использующим окисленные никелевые руды, показали, что затраты на окускование 1 т руды брикетированием с подсушкой руды составляют 0,67, а агломерацией — 5,08 руб.²

¹ Briquette (фр.) — брикет, кирпич.

² Яхосва Л. Л., Резник И. Д., Рождественская М. П. // Цветные металлы, 1979. № 4. С. 49—51.

*Агломерация*¹ — спекание мелких руд и концентратов в твердые пористые куски с использованием тепла от вводимого в шихту твердого топлива, содержащейся в ней серы, или газового топлива. Спекание с одновременной частичной десульфурацией в цветной металлургии называют агломерирующим обжигом.

Агломерация впервые была применена в цветной металлургии для спекания сульфидных медных, а также свинцовых и цинковых руд. Она развивалась по двум направлениям: продувкой или просасыванием воздуха через шихту (дутьевые или вакуумные агломерационные машины). В середине XIX в. в меднолитейной промышленности для спекания мелкой фракции сульфидных руд применяли «котлы» с подачей воздуха снизу. Позднее использовали малые чаши с продувкой воздухом.

Возможность утилизации отходов доменного производства (колошниковой пыли) и мелких фракций железных руд для производства чугуна привела к разработке новых методов агломерации и оборудования для их проведения.

Промышленное спекание пиритных огарков с продувкой воздуха осуществлено в 1892 г. в прямоугольных чашах 1,2×1,8 м. В 1905 г. было внедрено спекание мелкой свинцово-сернистой руды с подачей дутья снизу в чашах с колосниковой решеткой 2,7×3,4 м. Также была освоена агломерация в крупных съемных чашах.

В 1906 г. Дуайт и Ллойд разработали конструкцию ленточной агломерационной машины для непрерывного спекания и в 1907 г. две таких машины площадью 2,9 м² были применены для спекания сернистых руд. К 1911 г. площадь их возросла до 6,5 м².

Позже были разработаны барабанная и круглая агломашины.

Ленточная агломашина с прямолинейным движением спекательных тележек с начала XX в. и по настоящее время является основным оборудованием для агломерации.

В СССР первая агломашина площадью 6,5 м² была применена в цветной металлургии и установлена в 1928 г. на Лениногорском свинцовом заводе. В 30-е годы ленточные агломашины применяли в черной металлургии на заводах в Керчи (1930 г., 27 м²), Днепродзержинске, Макеевке, на Урале. Первая отечественная агломашина выпущена УЗТМ в 1934 г. Вначале стандартными были агломашины 30 и 50 м², с 1954 г. — 75 м². С 1954 г. СССР за-

¹ Agglomerо (лат.) — присоединяю, накапливаю.

нимает первое место в мире по производству агломерата, главным образом железорудного (в 1986 г.— 151 млн. т).

В 1958—1963 гг. на УЗТМ были созданы и установлены на Новолипецком металлургическом заводе (НЛМЗ) крупнейшие в мире в то время агломашины (312 м²). На базе спекательной тележки шириной 6 м ПО УЗТМ разработаны более мощные агломашины (600—750 м²). Агломашины 600 м² работают за рубежом с 1976 г. Главным образом применяют вакуумные агломашины.

В цветной металлургии применяют агломашины меньшей площади (50 и 75 м²), вакуумные и дутьевые. Впервые в мире агломерация в производстве никеля применена в СССР — на комбинате «Южуралникель» (Орск), Норильском ГМК. Агломерацию в производстве свинца применяют на Усть-Каменогорском свинцово-цинковом комбинате, Чимкентском свинцовом заводе, на заводах «Укрцинк» (Константиновка), «Электроцинк» (Орджоникидзе), Беловском цинковом; в производстве меди — на Иртышском ПМК. В основном используют вакуумные машины. В 1963 г. на ЧСЗ пущена дутьевая агломашина, позднее — вторая, обе—75 м². Такая же машина работает на УКСЦК.

В значительно меньшем объеме для агломерации применяют другие агрегаты. В 1977 г. на Кировоградском медеплавильном комбинате внедрена агломерация оборотной цинксодержащей пыли во вращающейся трубчатой печи (2,2×22 м).

Окомкование — это процесс получения гранул сферической формы, подвергаемых дальнейшему упрочнению. Это самый молодой и интенсивно развивающийся способ окускования. Он был предложен шведским изобретателем Андерсеном в 1912 г., но промышленное внедрение началось только после истощения запасов богатых кусковых железных руд и перехода на глубокое обогащение бедных руд с получением тонкоизмельченных концентратов, непригодных для агломерации из-за низкой газопроницаемости. Первая промышленная обжиговая прямолинейная конвейерная машина (71 м²) пущена в 1954 г. в США; в настоящее время в СССР и за рубежом работают обжиговые машины площадью 552 м², а за рубежом есть машины и больше (708 м²). В СССР первая машина площадью 108 м² была изготовлена в 1963 г. на УЗТМ, и с 1964 г. такие машины работают на Соколовско-Сарбайском ГОК. Машины 306 м² были пущены в 1974 г., а созданные на УЗТМ крупнейшие в то время машины 520 м² работают с 1976 г.

ПО УЗТМ разработало проект машины площадью 780—810 м².

В цветной металлургии, впервые в производстве никеля, было внедрено окатывание и обжиг никелевого концентрата на комбинатах «Североникель» (21 м²) и «Печенганикель» (72 м²) с 1957 г.

Применение окатышей расширяется. Окатывают железотитановые концентраты и упрочняют их на конвейерном сушиле.

На Балхашском ГМК окомковывают вместе медный концентрат и оборотную пыль из конвертеров и отражательных печей, окатыши сушат в печи с наклонной решеткой, после чего загружают в конвертеры (40% массы заливаемого штейна). С 1973 г. на медеплавильном заводе Джезказганского ГМК окатыши, подсушенные в печи кипящего слоя, плавят в мощных электропечах, а также в конвертерах.

Обжиг окатышей в цветной металлургии проводят в основном в агрегатах трех типов: шахтные печи, прямолинейные конвейерные машины и комбинированные установки (цепная решетка — вращающаяся печь — кольцевой охладитель). На решетке происходит сушка окатышей, в печи — обжиг. Хотя обжиг окатышей был освоен впервые в шахтных печах, они не получили широкого распространения из-за низкой прочности сырых окатышей и спекания их в крупные гроздья. Конвейерные машины являются доминирующим агрегатом, на них по данным на 1984 г. обжигается 65% мирового производства окатышей. На комбинированных установках получают 30% окатышей. Применение этих установок со времени создания (1960 г.) растет, так как качество окатышей получается более высоким, удельные расходы тепла, электроэнергии и металлоемкость — меньшими.

В черной металлургии с 1967 г. работает кольцевая обжиговая опытно-промышленная машина.

§ X.2. Брикетные прессы

По характеру рабочего процесса эти прессы могут быть периодического и непрерывного действия; по конструкции это прессы столовые, штемпельные, рычажные, валковые, ленточно-вакуумные, кольцевые. По принципу прессования различают прессы с односторонним и двусторонним обжатием материала; по температуре прессуемого материала — прессы холодного и горячего (до 1050 °С) брикетирования.

При холодном брикетировании в состав шихты вводят связующие вещества, при горячем — не вводят.

Как указывалось в § X.1, наиболее распространены *валковые прессы*. Конструктивно они сходны с двухвалковыми дробилками. На поверхности валков выполнены ячейки в виде различных симметричных полуформ брикетов. Подготовленная к прессованию шихта подается в пространство между валками, заполняя ячейки, которые при вращении валков точно совпадают друг с другом, осуществляя таким образом прессование шихты. За зоной контакта полуформ (ячеек) готовые брикеты выпадают из ячеек.

При выполнении полуформ на двух валках обеспечивается двустороннее сжатие материала. Применяют конструкции с ячейками только на одном валке (второй валок гладкий или желобчатый). В таких прессах происходит одностороннее обжатие материала.

Реже применяют валки цельные, чаще — составные со сплошными кольцевыми бандажами или из отдельных сегментов (рис. X.1, *а*). Ячейки расположены линейно (в каждом ряду они размещены на одной линии, параллельной оси вращения) или в шахматном порядке (в соседних рядах они смещены на полшага). Число рядов ячеек — от одного до девяти, число пар валков — одна или две.

Для привода пресса характерно наличие синхронизирующей зубчатой передачи, открытой или закрытой (см. рис. X.1, *б, в*). Применение закрытого раздаточного редуктора с универсальными шпинделями повышает надежность пресса. Известны конструкции с отдельными приводами каждого валка, причем синхронизирующая передача связывает редукторы этих приводов.

Прижатие валков обеспечивается либо жесткостью станины при стационарной установке обоих валков, либо подвижной установкой одного из валков с гидравлическим или (реже) пружинным прижатием. Разработаны конструкции бесстанинных прессов. У них несущими элементами являются корпуса подшипников рабочих валков, соединенные между собой посредством колонн и четырех гидравлических цилиндров в единый узел, установленный на фундаментной раме.

При прессовании уплотнение материала достигает 75%, поэтому разработаны различные системы питателей-подпрессовщиков, конструкция которых определяется свойствами и состоянием шихты. Наибольшее распространение получил конический винтовой питатель-подпрессовщик (см.

рис. X.1, *з*). Применение винта с переменным уменьшающимся шагом улучшает подпрессовку.

Теоретические расчеты показывают¹, что с помощью винтового подпрессовщика можно создать давление подпрессовки 0,007—0,7 МПа и давление прессования, в зависимости от качества шихты,— до 690 МПа. Применяют также гладковалковые центробежные, щековые и вибрационные уплотнители шихты.

Для изготовления бандажей валков применяют низкоуглеродистую сталь с цементацией на глубину не менее 1,5 мм с последующей закалкой до твердости *HRC* 55—64. Также применяют абразивостойкие легированные стали 40ХНМЛ, Х12Ф1Л, а для прессов горячего брикетирования жаро- и абразивостойкие стали. Нарботка бандажей со-

¹ Равич Б. М. Брикетирование руд.— М.: Недра, 1982. 183 с.

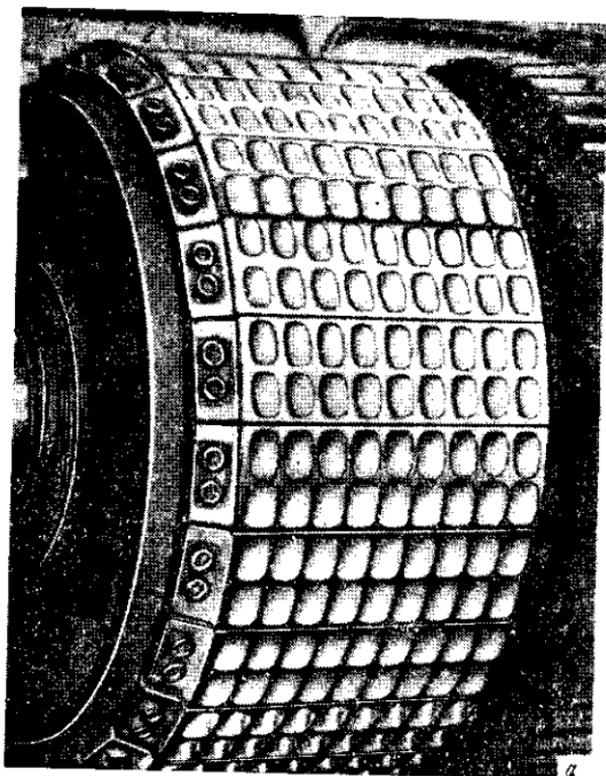
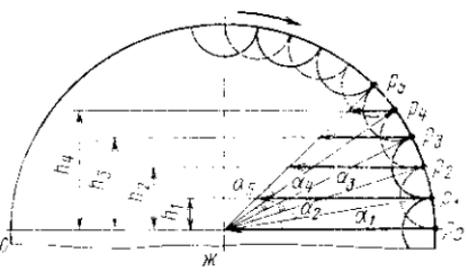
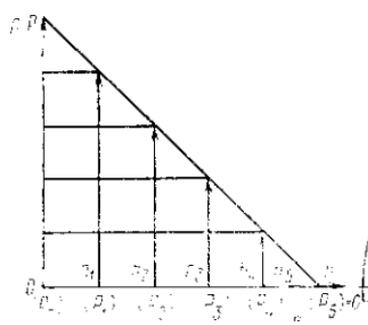
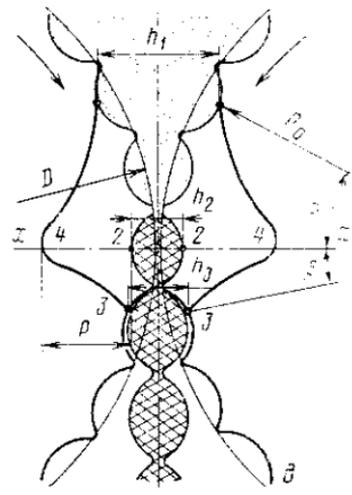
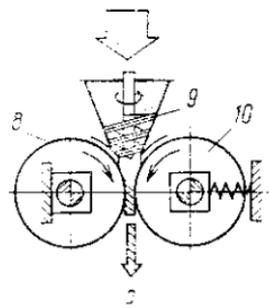
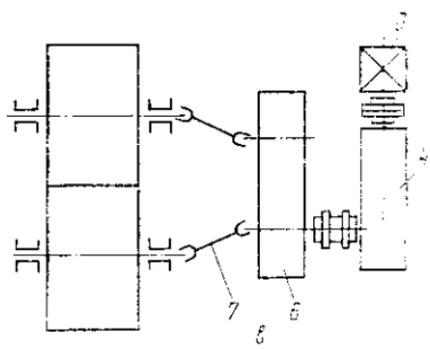
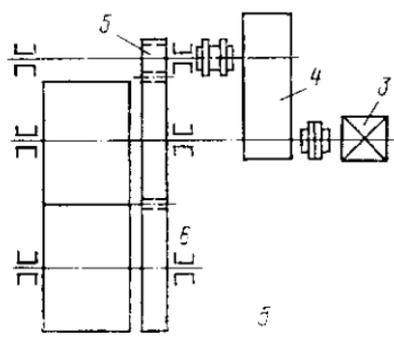


Рис. X.1. Валковые брикетные прессы:

а — валок с девятирядным линейным расположением ячеек и сегментным бандажом передач открытого исполнения; *в* — то же, закрытого исполнения; *г* — винтовой величин давления и распорного усилия от высоты ячейки над линией центров; *д* — бандаж; *е* — двигатель; *ж* — редуктор; *з* — открытая зубчатая передача; *и* — валок; *к* — конический винт; *л* — неподвижный валок; *м* — шихта; *н* — брикет.



пресса фирмы «Лурги Гумбольдт» (ФРГ); б — привод с синхронизирующей зубчатой питатель-подпрессовщик; д — схема прессования; е — график линейной зависимости; ж — схема действия распорных усилий на валок; 1 — ступица; 2 — формирующий сегзакрытый раздаточный редуктор; 7 — универсальный люнцель; 8 — стационарный

ставляет не менее 30 тыс. т брикетов при холодном брикетировании и 20 тыс. т — при горячем.

Наибольшие из валковых брикетных прессов имеют диаметр валков 1400 мм, ширину валков до 1500 мм, окружную скорость валков до 1 м/с, частоту вращения 4—40 об/мин, производительность до 200 т/ч при объеме брикета 200 см³ и его плотности 2,5 т/м³. Мощность привода достигает 670 кВт, масса прессов — до 80 т. Допустимый зазор между валками — не более 1,0—1,5 мм.

Теория прессования в валковых прессах непрерывного действия близка к теории прокатки. В представленной на рис. X.1, *д* схеме прессования показана эпюра давления прессования 1—4—3 и выделены две зоны: между точками 1—2 — зона обжатия шихты и брикета; между точками 2—3 — зона упругого расширения брикета; α — угол захвата; β — угол упругого расширения брикетов; h_1 — начальная толщина слоя брикетируемой шихты, определяемая углом захвата; h_2 — толщина брикета по линии центров; h_3 — конечная толщина брикета на выходе из валков; p — максимальное давление прессования, соответствующее номинальному усилию пресса; D — диаметр валков; R_0 — условный радиус окружности ячеек.

В современных валковых прессах давление прессования достигает 160 МПа, номинальное усилие пресса 10 МН.

Основным фактором, определяющим условия захвата материала в валковых прессах, является диаметр валков: чем он больше, тем выше давление прессования. Однако при этом растет необходимая мощность привода, усилие пресса, расход энергии, износ валков.

Упругое расширение брикетов после снятия давления прессования снижает их прочность, так как при этом на брикет действуют распирающие усилия. Для повышения остаточной прочности брикета стремятся увеличить время нахождения материала под давлением, ограничивая частоту вращения валков.

Осуществляемое обоими валками обжатие шихты $\Delta h = h_1 - h_2 = 2R_0(1 - \cos \alpha)$. Время обжатия (прессования) $t_{пр} = \alpha/\omega$, где ω — угловая скорость, рад/с. В современных прессах $t_{пр} \geq 0,5$ с.

Скорость прессования $v_{пр}$ — основной параметр, характеризующий динамику процесса уплотнения. Для двухвалкового пресса это — проекция окружной скорости ω на ось X; значение $v_{пр}$ находят из выражения

$$v_{пр} = 2R_0\omega \sin \alpha.$$

Скорость деформации v_d как отношение обжатия (пути) ко времени прессования, определяется из выражения $v_d = \Delta h / t_{\text{пр}} = 2R_0 (1 - \cos \alpha) \omega / \alpha$.

Прочностью брикетов определяется возможность и эффективность последующего их применения. Ее величина (усилие раздавливания) возрастает с уменьшением скорости прессования и деформации. Это и определяет ограничения, налагаемые на диаметр валков и частоту их вращения.

Производительность валкового пресса определяют по формуле, т/ч:

$$Q = 0,06 k_r m_{\text{бр}} i t z n,$$

где k_r — коэффициент выхода годного (0,9—0,95); $m_{\text{бр}}$ — масса одного брикета, кг; i — число рядов ячеек на валке; t — число ячеек в одном ряду; z — число пар валков (1 или 2); n — частота вращения валков, об/мин.

Расчет мощности привода валкового брикетного пресса ведут, исходя из предположения о линейной зависимости давления прессования и распорного усилия от высоты ячеек над линией центров (в пределах зоны обжатия): максимальное давление p и максимальное распорное усилие P — имеют место на линии центров; нулевое давление p_5 и нулевое распорное усилие P_5 наблюдаются в точках на верхней границе зоны обжатия, при $\alpha = \alpha_5$ (рис. X.1, е, ж). На приведенных схемах принято шахматное расположение ячеек и заполнение зоны обжатия тремя ячейками каждого ряда.

Отсюда $P_i = p_i A q_i \cos \alpha_i$,

где P_i — распорное усилие на i -том плече; p_i — давление прессования на i -том плече; A — площадь сечения брикета, перпендикулярная линии центров; q_i — число ячеек на i -том горизонте (при шахматном расположении ячеек оно отличается на смежных горизонтах на одну ячейку, при линейном — одинаково для всех горизонтов); α_i — угол между радиусом рассматриваемой точки и линией центров.

Распределение давлений по ячейкам можно получить графическим построением, зная номинальное усилие прессы. Момент M_1 технологических сопротивлений шихты прессованию для преодоления распорных усилий на одном валке найдем по формуле

$$M_1 = 2z \sum_1^l P_i h_i,$$

где 2 — число валков в паре; z — число пар валков; i — число одновременно прессующих горизонтов прессующих ячеек (в приведенной расчетной схеме — 5); h_i — плечо распорного усилия относительно оси валка на i -том горизонте.

Момент M_2 для преодоления сил трения в подшипниках валков определим, пренебрегая силой тяжести валков (много меньшей распорных усилий)

$$M_2 = 2z f r \sum_1^i P_i / \cos \alpha_i,$$

где f — приведенный коэффициент трения в подшипниках валков; r — средний радиус подшипника.

Окончательно мощность привода пресса

$$N = k_3 (M_1 + M_2) \omega / \eta_{\Sigma},$$

где k_3 — коэффициент запаса мощности (1,2—1,4); ω — угловая скорость валков; η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

Кольцевые брикетные прессы были созданы в 60-е годы для прессования труднобрикетируемых бурых углей и других аналогичных материалов¹. В них давление прессования достигает 300 МПа.

В прессе конструкции фирмы Лурги—Гумбольдт (ФРГ) формовочный узел (рис. X.2, а) состоит из приводного кольца и расположенного эксцентрично внутри него прессующего диска. На окружности диска имеется кольцевой гребенчатый выступ, который входит во внутренний паз кольца и образует вместе с ним два параллельных кольцевых канала, в которых прессуется шихта (рис. X.2, б, в).

Прессование осуществляется непрерывной прокаткой шихты между двумя цилиндрическими поверхностями: внутренней (каналов прессового кольца) и наружной (формовочных деталей прессующего диска). Диск приводится во вращение силами трения, возникающими между ним и брикетными лентами. При вращении прессового кольца от привода брикетируемая шихта, заброшенная с уплотнением в формовочные каналы центробежным питателем-уплотнителем, движется вместе с кольцом и втягивается под прессующий диск, где в клиновидном сужающемся пространстве между кольцом и диском происходит прессование шихты. На наружной поверхности формовочной детали выполнены выступы треугольного сечения, де-

¹ Крохин В. Н. Брикетирование углей: Учебник для техникумов.— М.: Недра, 1981. 224 с.

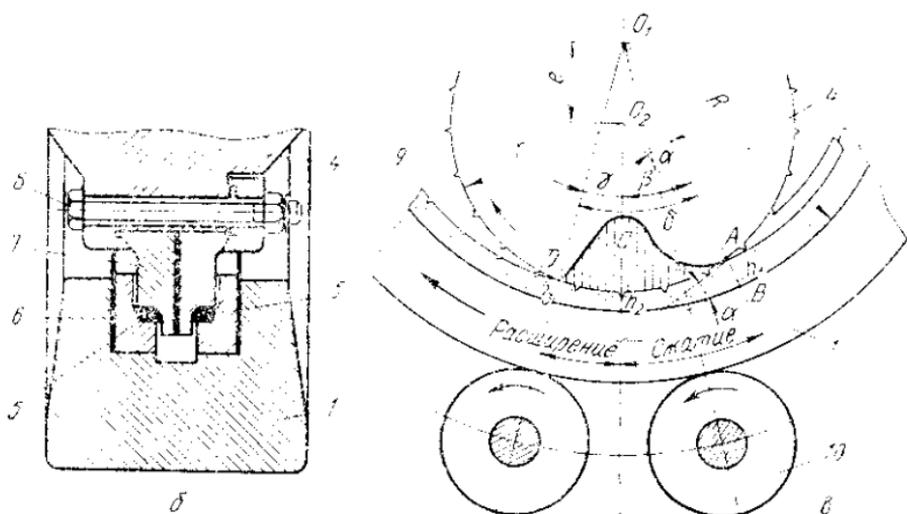
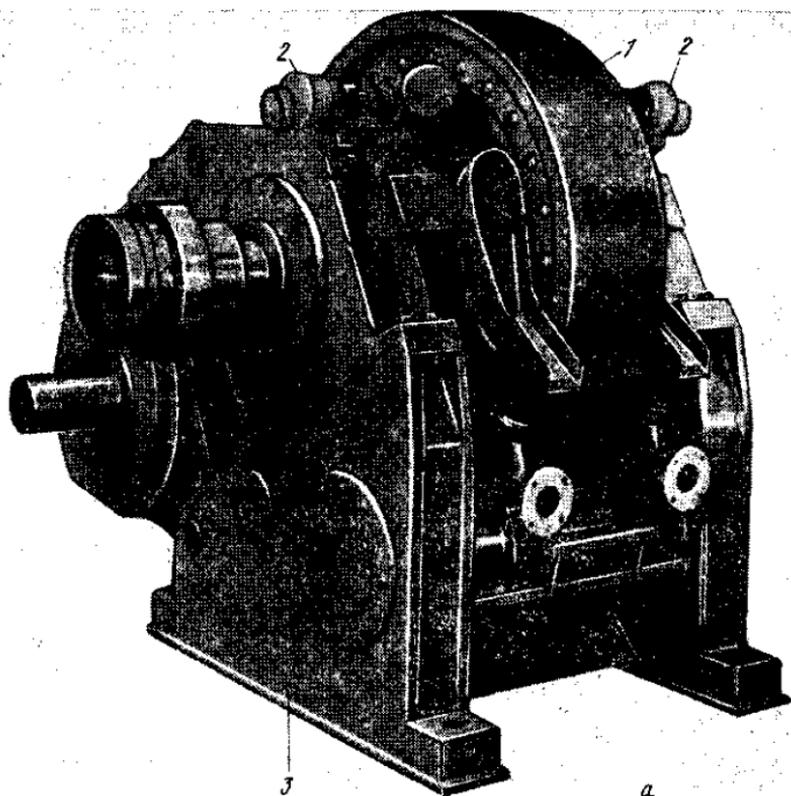


Рис. X.2. Кольцевой брикетный пресс:

a — общий вид пресса фирмы «Лурги Гумбольдт» (ФРГ); *б* — формовочный узел; *в* — схема прессования; 1 — прессовое кольцо; 2 — загрузочное устройство; 3 — станина; 4 — прессующий диск; 5 — формовочный канал прессового кольца; 6 — сменная формовочная вставка прессового кольца (из двух половин); 7 — сменная формовочная деталь прессующего диска; 8 — крепление сменных деталей к диску; 9 — брикетная лента

лающие на поверхности брикетной ленты насечки, облегчающие ее разламывание на брикеты при выходе из пресса.

Прижатие диска к кольцу обеспечивает гидравлическое пружинно-рычажное нажимное устройство, передающее усилие через подшипники оси прессующего диска.

Брикетные ленты поднимаются вверх по разгрузочным шинам к разламывающему устройству, затем брикеты по желобу поступают на отводящий конвейер.

На схеме (см. рис. X.2, в) выделена зона прессования шихты с углом прессования δ : она состоит из зоны обжатия с углом обжатия β и зоны упругого расширения брикетной ленты с углом γ упругого расширения брикетов; h_1 — начальная толщина слоя брикетируемой шихты; h_2 — толщина брикетной ленты на линии центров; h_3 — конечная толщина брикета после упругого расширения; $\delta = \beta + \gamma$. Касательные к окружностям диска и кольца в точках $A + B$ образуют угол захвата α . На показанной эпюре давления прессования ACD видно, как давление растет, начиная от сечения AB , достигая наибольшей величины на линии центров; за которой оно падает и в точке D принимает нулевое значение. Точка O_1 — центр прессового кольца с внутренним радиусом R ; точка O_2 — центр прессующего диска с наружным радиусом r , эксцентриситет O_1O_2 $e = R - r - h_2$. У наибольшей модели кольцевого пресса $R = 1300$, $r = 900$ мм.

Эта модель имеет внешний диаметр прессового кольца 3,3 м, массу кольца 20 т, частоту вращения кольца 4—8 об/мин. Масса узла прессующего диска со всеми вращающимися деталями составляет 22 т, номинальное усилие прессования 4,2 МН, давление прессования 220 МПа, производительность пресса 22 т/ч, мощность привода 264 кВт.

Производительность Q кольцевого пресса определяют по формуле, т/ч:

$$Q = 3600 k_r i A v \rho,$$

где k_r — коэффициент выхода годного (0,9—0,95); i — число формовочных каналов (обычно 2); A — площадь поперечного сечения брикетной ленты, м², обычно $A = (11—25) \cdot 10^{-4}$ м²; v — линейная скорость движения брикетной ленты, м/с ($v = 0,35—1,1$ м/с); ρ — плотность брикета, т/м³.

Благодаря высокому давлению прессования кольцевые прессы являются перспективными для цветной металлургии.

§ X.3. Агломерационные конвейерные машины

В цветной металлургии работает около 40 агломашин, в основном площадью 50 и 75 м². По размерам и количеству агломашин цветная металлургия существенно отстает от черной. Это вызвано различиями в уровне производства и технологии. Но тенденция увеличения единичной производительности и мощности машин, общая для всех отраслей народного хозяйства, требует применения более крупных агломашин и в цветной металлургии в тех производствах, где сохраняется агломерация. Агломашины составляют 70% всего аглооборудования.

В цветной металлургии применяют вакуумные (рис. X.3, а, б) и дутьевые агломашин, которых пока нет в черной металлургии.

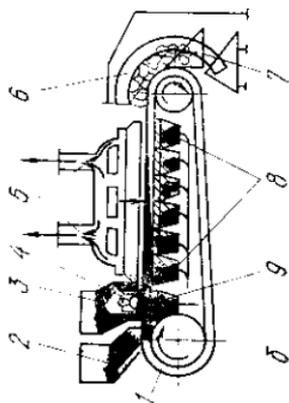
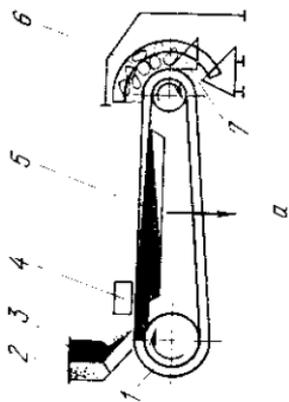
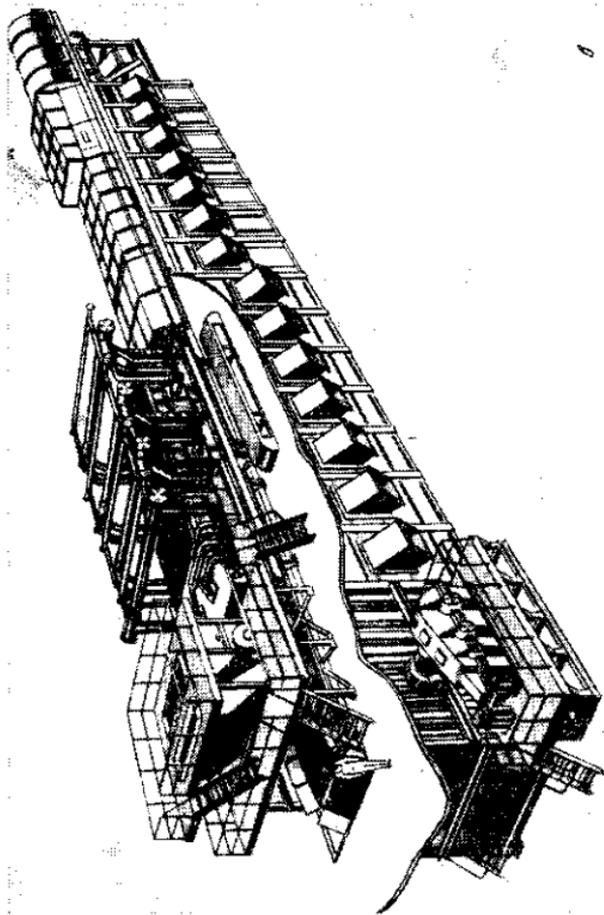
Обогащенное кислородом дутье было применено впервые в 1965 г. на Чимкентском свинцовом заводе.

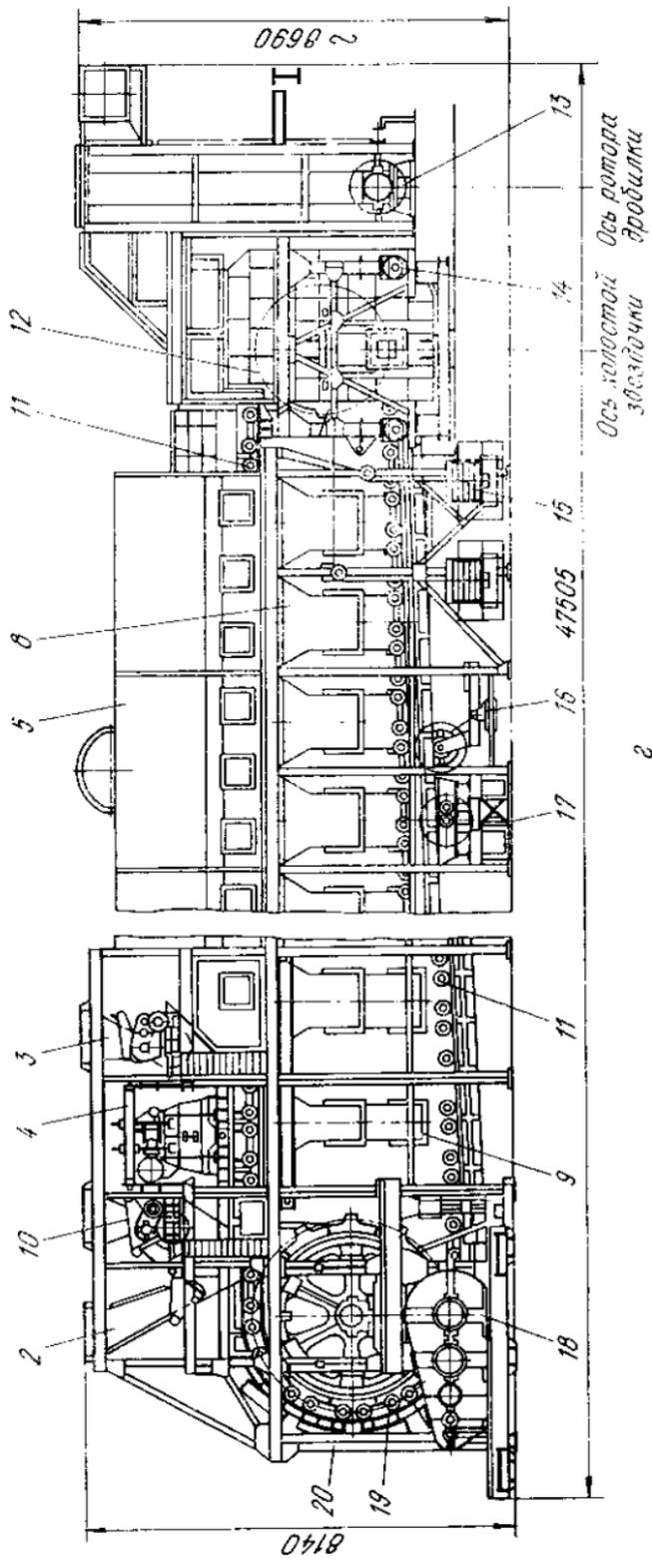
Прямолинейные конвейерные агломерационные машины являются наиболее производительным оборудованием для окускования. Это объясняется следующими их преимуществами: полная механизация технологического процесса, начиная с загрузки шихты и кончая разгрузкой готового продукта; приспособленность конструкции к работе в автоматическом режиме; непрерывность работы; сравнительно простое устройство.

Прямолинейная конвейерная агломашин представляет собой агрегат (см. рис. X.3, в, г, д), состоящий из собственно ленточной прямолинейной агломашин — аглоленты со спекательными тележками (основы агрегата), загрузочного устройства, зажигательного устройства для воспламенения присутствующего в шихте твердого топлива или серы; газоотвода с уплотнениями, входящего в состав газоотводящей системы; отсекающего устройства для снятия пригоревшего к колосникам агломерата, устройства для очистки колосников от пригоревших частиц агломерата.

В комплект поставки агломашин входят дробилка агломерата, устройства для автоматического смазывания роликов спекательных тележек на ходу и остальных узлов трения, устройство для выкатки спекательных тележек.

Конструкция агломашин в значительной степени определяется принятым способом спекания — прососом воздуха сверху вниз через слой шихты или продувкой снизу вверх. Предпочитают второй способ, так как при этом меньше влияние газопроницаемости шихты, облегчаются условия службы тягодутьевых средств и рабочих узлов агломашин.





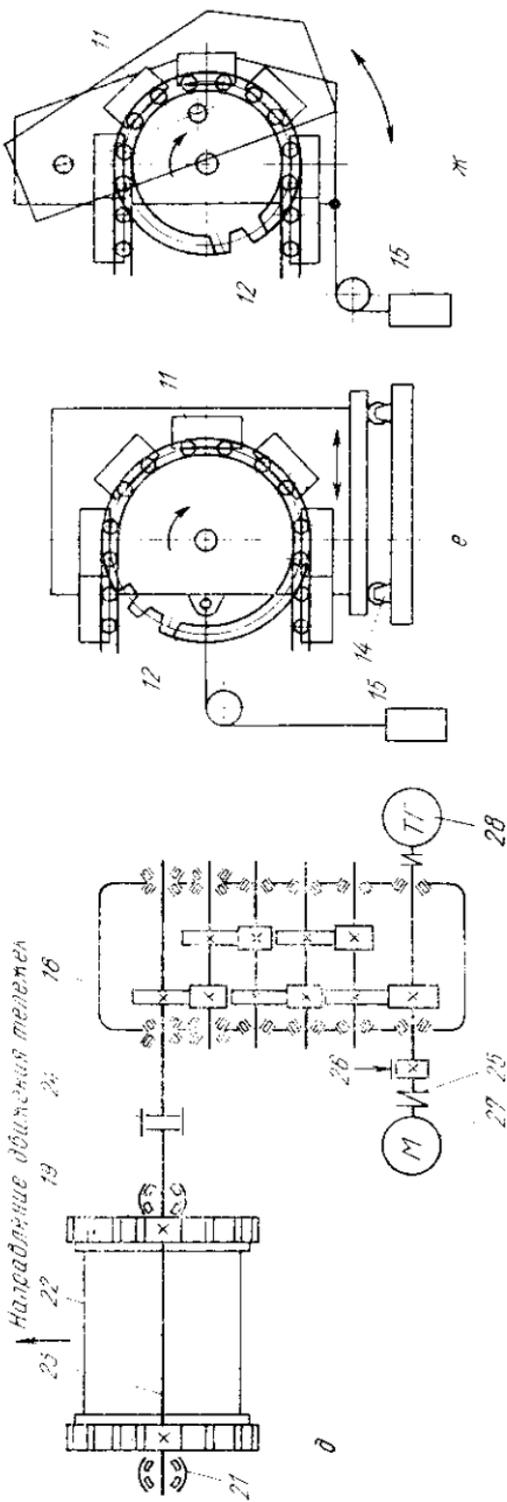


Рис. X.3. Агломерационные конвейерные машины
 а — вакуумная; б — дутьевая; в — общий вид вакуумной машины АКМ-75 с газогорелочным устройством; г — машина с нижним дутьем АКМНДЗ-73; д — кинематическая схема привода головных звездочек АКМ-75; е — продольно-подвижная разгрузочная часть с грузовым прижатием; ж — маятниковая подвеска разгрузочной части с грузовым прижатием; 1 — направляющие движущиеся паллеты; 2 — грузовые постели; 3 — питатель шихты; 4 — зажигательный горн; 5 — газотводящая система; 6 — разгрузочная часть; 7 — отсекающее устройство для агломерата; 8 — дутьевые камеры; 9 — вакуум-камера под зажигательным горном; 10 — питатель зажига-тельного слоя; 11 — спекательная тележка; 12 — продольно-подвижная разгрузочная звездочка непрерывная; 13 — дробилка горячего агломерата; 14 — каток подвижной разгрузочной части; 15 — груз; 16 — барабан шевеления колосников; 17 — механизм об-стуживания колосников; 18 — редуктор; 19 — приводная (толовая) звездочка; 20 — каркас машины; 21 — роликоподшипник; 22 — ба-рабан соединения звездочек; 23 — коренной вал; 24 — зубчатая муфта; 25 — упругая муфта; 26 — тормоз; 27 — электродвигатель; 28 — тахогенератор

ны (тележек, колосников), через которые проходит холодный воздух вместо запыленного горячего аглогаза.

Основой агломерационной машины является укрепленный на каркасе замкнутый рельсовый путь, верхняя (рабочая) ветвь которого горизонтальна, нижняя (холостая) — наклонна. Головная и разгрузочная части рельсового пути образованы дугами окружностей. Спекание агломерата происходит на колосниковой решетке, образованной колосниками отдельных, не соединенных друг с другом спекательных тележек (паллет).

Тележки передвигаются по рабочей ветви вплотную одна за другой за счет усилия толкания приводных звездочек. В начале рабочей ветви на колосники загружается тонкий (до 30 мм) слой постели, закрывающей щели между колосниками, затем основная шихта слоем до 500 мм, после чего тележки проходят под зажигательным горном, где начинается процесс спекания. Воздух, проходящий через слой шихты, поступает из атмосферы. В момент окончания спекания всего слоя шихты паллеты подходят к разгрузочной части, где они переворачиваются колосниками книзу, и агломерат разгружается с паллет. По холостой ветви паллеты спускаются под действием собственной силы тяжести. В головной части приводные звездочки поднимают паллеты, захватывая их за специальные кулачки на корпусах или грузовые ролики и проталкивая их по рабочей ветви до разгрузочной части.

Начиная с 60-х годов, крупные агломашинны строят с горизонтальной холостой ветвью: это уменьшает диаметр приводных звездочек и строительную высоту корпуса агломерации.

При работе машины спекательные тележки нагреваются, поэтому при стационарной установке разгрузочной части приходится даже для сравнительно короткой машины (длиной 25 м) оставлять «разрыв» порядка 200 мм между последней паллетой, находящейся на рабочей ветви, и первой паллетой, движущейся по разгрузочной части. Но удары паллет при таком зазоре приводят к износу их торцевых поверхностей, нарушению плотности машины. Поэтому применяют разгрузочные звездочки, бесприводные или с тормозным приводом, что позволяет уменьшить этот зазор.

Наилучшим решением является подвижная установка разгрузочной части, когда удлиняющиеся при нагреве паллеты сами отодвигают разгрузочную часть на необходимую величину (до 700 мм).

Разгрузочная часть выполняется при этом либо продольно-подвижной по оси машины (см. рис. X.3, *г, е*), либо поворотно-подвесной («маятниковой», см. рис. X.3, *ж*, лучше с верхней осью подвеса), но в обоих вариантах прижатие разгрузочной части к неподвижной средней части машины осуществляется грузами (самое надежное и простое устройство).

Привод звездочек головной части агломашины выполняют в основном односторонним (см. рис. X.3, *д*), это упрощает размещение агломашины в здании, реже применяют двусторонний привод (например, первые модели машин площадью 312 м²). Такое решение повышает надежность машины и снижает нагрузку на барабан звездочек, но возникает необходимость синхронизации приводов.

Привод звездочек разгрузочной части — тормозной, имеет значительно меньшую мощность, чем привод головных звездочек. Его назначение — обеспечить безударный перевод спекательных тележек с рабочей ветви на холостую.

Спекательные тележки (ГОСТ 18609—73*) являются технологически очень важной частью агломашины. Они подвержены знакопеременному тепловому, химическому и механическому износу. Их масса составляет более 50% массы всей машины.

Спекательная тележка (паллета) (рис. X.4) представляет собой прямоугольный стальной литой корпус, опирающийся по углам на четыре ходовых ролика. Паллеты машин, имеющих разгрузочные звездочки, снабжены также и грузовыми роликами, с которыми входят в зацепление зубья головных и разгрузочных звездочек. Паллеты без грузовых роликов поднимаются головными звездочками за ниши боковых стенок корпуса.

По ГОСТу тележки спекательные — без грузовых роликов обозначаются буквами ТС, с грузовыми роликами — ТСГ, с грузовыми роликами и нижним дутьем — ТСГН, затем через тире указывают цифрами ширину в метрах. Обычно ширина тележек $L=1$ м, кроме ТСГ-4, у которой $L=1,5$ м. Ширина колосниковой решетки 2020—4000 мм, щель решетки 5 мм (у ТСГ-4 щель составляет 6 мм). Так, например, тележки машин площадью 105 и 160 м² обозначают ТСГ-2,5, а площадью 75 м² — ТС-2,5.

У паллеты бóльшим размером является ширина, определяющая рабочую ширину агломашины.

Донная поверхность образована быстросменными колосниками, уложенными в корпус. Боковые стороны пал-

леты ограничены съемными бортами. Борты — литые (из жаропрочного чугуна или стали), у малых машин — цельные, у больших — составные (по высоте) двурядные. Их изготавливают также из горячекатаной стальной полосы спе-

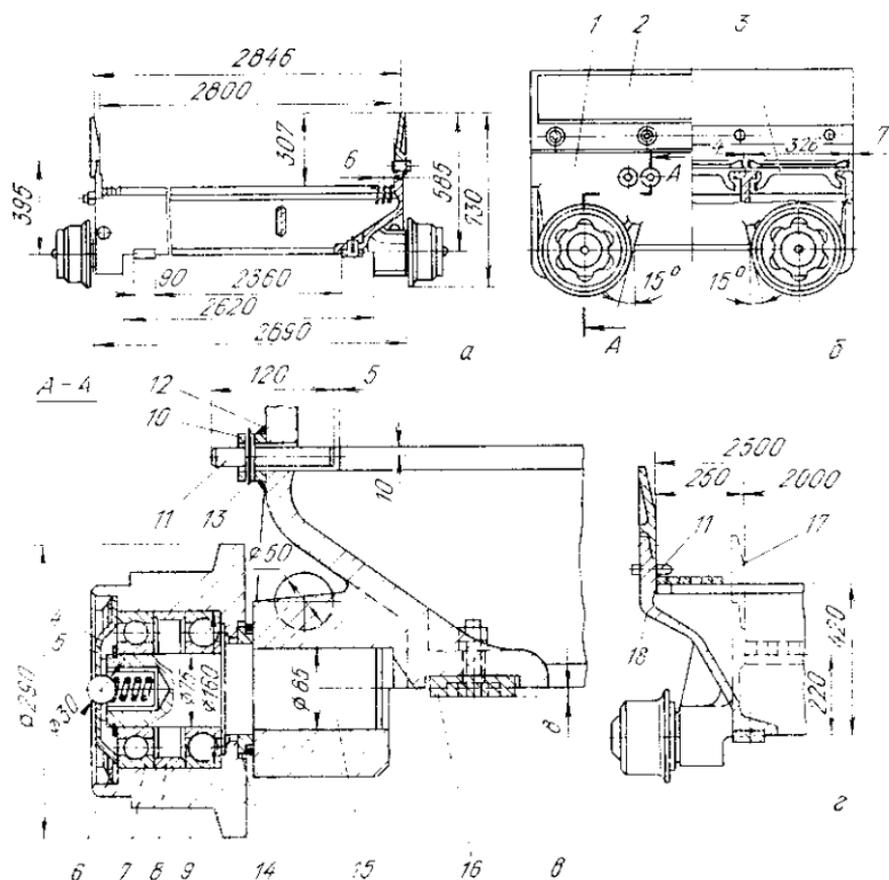


Рис. X.4. Спекательные тележки агломашины:

a — общий вид тележки ТС-2,8; *б* — вид сбоку; *в* — разрез А-А; *г* — схема модернизации тележки шириной 2 м до ширины 2,5 м; 1 — боковины составного корпуса из трех частей; 2 — борт; 3 — колосник; 4 — стопорное пружинное кольцо подшипника; 5 — крышка; 6 — пружинное кольцо крепления крышки; 7 — шарикоподшипник; 8 — дистанционное кольцо; 9 — ходовой ролик; 10 — приварная бобышка; 11 — стопор колосников; 12 — сварочный шов приварки бобышки к боковине; 13 — шплинт; 14 — уплотнение; 15 — ось ролика; 16 — подвижная пластина продольного уплотнения; 17 — контур тележки шириной 2 м; 18 — тележка шириной 2,5 м

циального профиля (Коммунарский меткомбинат), срок службы повышается с 3—6 мес до 3—5 лет.

Корпуса обычно состоят из трех частей: двух одинаковых боковин, к которым крепятся ролики, симметричной средней части — рамы, несущей основную массу колосни-

ков. Рама выполнена выпуклой со стрелой прогиба до 20 мм, так как со временем она прогибается вниз. Когда паллета начнет задевать за межкамерные плиты, ее разбирают, переворачивают среднюю часть, после чего паллета работает следующую кампанию. Эту операцию можно повторять до 4—6 раз. Раму и боковины отливают из стали 20ХМЛ.

Известно применение цельных корпусов из чугуна с шаровидным графитом.

В производственных условиях ищут резервы повышения производительности агломашин. На комбинате «Запорожсталь» в 1958 г. разработано и осуществлено увеличение ширины паллет с 2 м до 2,5 без изменения конструкции звездочек, вакуум-камер и направляющих (см. рис. X.4, з), что дало возможность посредством небольших переделок увеличить площадь агломашин с 50 до 62,5 м². По такому способу в СССР была реконструирована основная часть агломашин площадью 50 м².

Показания на рис. X.4, а, б, в тележка ТС-2,8 производства Южуралмашзавода аналогичным способом приспособлена для установки на типовые машины шириной 2,5 м, благодаря чему площадь значительной части типовых машин увеличена с 75 до 84 м². В этой паллете применены не требующие регулирования шариковые подшипники вместо конических роликовых, а также безболтовое крепление крышек роликов, что упрощает обслуживание.

Колосники спекательных тележек на рабочей ветви нагреваются до 650—700 °С, затем охлаждаются на холостой ветви, в результате чего выходят из строя вследствие термической усталости¹. Их отливают из жаростойкого хромистого чугуна ЖЧХ и жаростойких сталей 75Х28ТЛ, 75Х28Н2ГСЛ, 75Х25ГСЛ, 75Х28Л, а также штампуют из стали 12Х17. Технически вполне возможно получать колосники периодической прокаткой.

Колосник должен быть подвижным для улучшения очистки его при разгрузке агломерата и иметь зазор для температурного удлинения. В то же время он не должен выпадать при опрокидывании тележки. Типовым способом крепления является заведение колосников впадинами за ребра тавровых балок корпуса и крепление крайних (замковых) колосников стопорами сверху (см. рис. X.4. з). Известны колосники, имеющие боковые выступы, которые

¹ Арист Л. М., Тылкин М. А. Модернизация и долговечность агломерационного и доменного оборудования.— М.: Металлургия, 1973. 448 с.

входят в соответствующие впадины соседнего колосника, создавая тем самым дополнительное соединение.

На Западно-Сибирском металлургическом комбинате применили нижнее крепление колосника, при котором стопор удаляется из зоны спекания в подколосниковую зону (см. рис. X.4, в). Это типовое крепление повышает надежность крепления колосников, освобождает рабочую поверхность.

Расход колосников зависит от их материала, конструкции, крепления и технологии агломерации. Он колеблется от 20 до 200 г/т агломерата при средней величине 75 г/т. ВНИИмехчерметом унифицированы колосники агломаши-
шин. При этом все многообразие конструкций сведено к

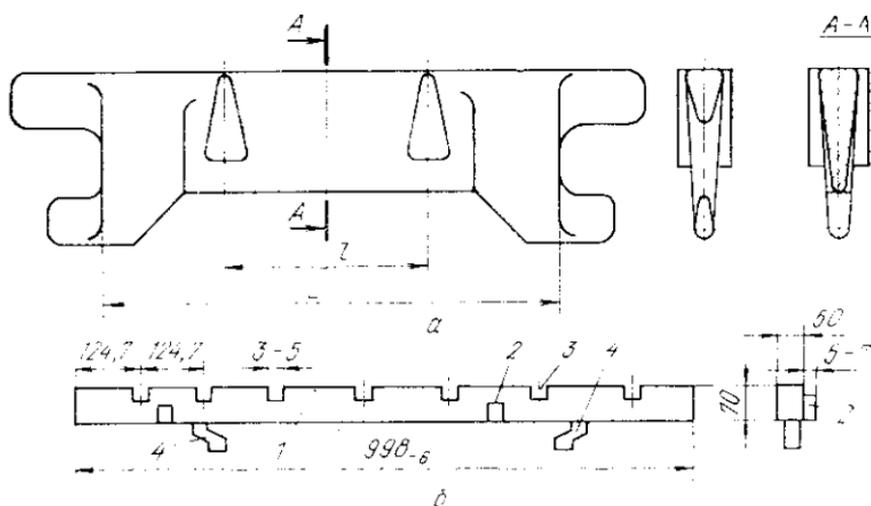


Рис. X.5. Колосники агломашин:

1 — тело колосника; 2 — разделительные выступы; 3 — тепловой компенсатор-разрез; 4 — зацепы (крюки)

двум деталям — для паллет длиной 1,0 и 1,5 м. По ТУ 14-12-44—75 их отливают централизованно из сталей 75Х28Л и 75Х24ТЛ.

Типовые колосники имеют трапецеидальное сечение устанавливаются по три штуки в линию один за другим. Процентное отношение ширины щели к общей толщине колосника называют «живым сечением». Для решеток с типовыми колосниками оно составляет около 15%.

При спекании шихт, содержащих много легкоплавких соединений, жидкая расплавленная фаза заливает межколосниковые зазоры, образуя после остывания стойкую «приварку», которая не всегда удаляется даже очистителя-

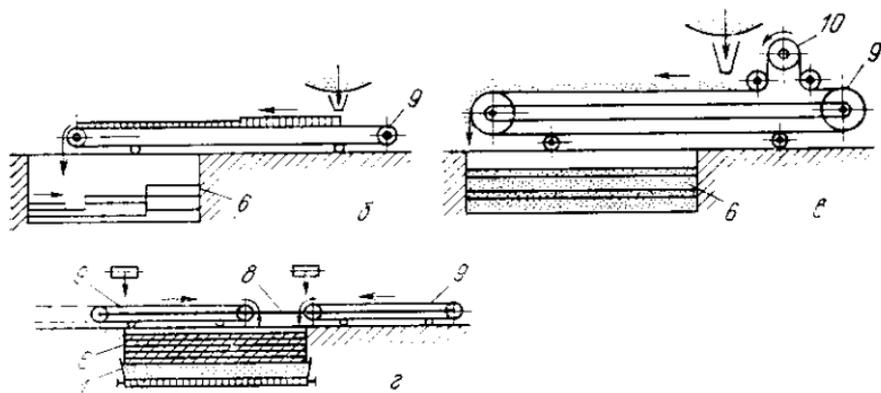


Рис. X.6. Загрузочные устройства агломашин:

а — барабанный питатель с загрузкой бункера челноковым и маятниковым распределителями; *б* — неравномерность загрузки челноковым распределителем; *в* — схема челнокового распределителя со стационарным приводом ленты; *г* — схема загрузки двумя челноковыми распределителями; *д* — установка электровибрационного питателя вместо барабанного; 1 — спекательная тележка; 2 — гладилка; 3 — загрузочный лоток; 4 — барабанный питатель; 5 — секторная регулировочная задвижка; 6 — промежуточный бункер; 7 — рельс; 8 — тележка челноковая; 9 — ленточный питатель; 10 — привод движения ленты; 11 — совмещенная разгрузочная воронка вторичного смесителя-окомкователя барабанного с промежуточным бункером; 12 — электровибропривод; 13 — резинометаллический виброизолятор; 14 — короб электровибропитателя; 15 — каркас агломашин

ми ударного действия. Разработана конструкция самоочищающегося колосника треугольного сечения со смещенными к середине треугольными разделительными выступами и с треугольными замковыми частями (рис. X.5, *а*).

Сотрудниками ЮУМЗ и ВНИИМТ разработаны и с 1975 г. широко внедряются удлиненные (до 995 мм) колосники, устанавливаемые на всю длину паллет шириной 1 м. Благодаря увеличенной массе (28 кг) они хорошо самоочищаются. На верхней части выполнены тепловые компенсаторы-разрезы (рис. X.5, *б*).

Срок службы удлиненных колосников в 2,5 раза больше срока службы коротких типовых.

Наиболее распространены *загрузочные устройства с барабанными питателями*.

Слой материала («постель») крупностью 6—10 мм, служащий для защиты колосников от воздействия тепла и предотвращения просыпи шихты в щели, можно подавать и безбарабанным питателем по принципу самодозирования. Он состоит в том, что движущиеся спекательные тележки выносят на себе слой постели, толщина которого определяется открытием затвора питателя и скоростью тележек. При работе с прососом загрузочное устройство с

двумя барабанными питателями шихты осуществляет двухслойную загрузку шихты, обеспечивая экономию твердого топлива, так как в нижний слой шихты подается меньшее его количество, а используется тепло продуктов сгорания, образовавшихся в верхнем слое.

Равномерное распределение шихты по ширине агломашины — важная технологическая задача. Применяемые маятниковый или челноковый катучий нереверсивный питатели-распределители (рис. X.6, а) не обеспечивают равномерного распределения вследствие передвижения тележки (рис. X.6, б).

В. И. Коротичем предложена схема со стационарным приводом ленты, полностью устраняющая неравномерность распределения шихты (рис. X.6, в). Питание широких агломашинок рекомендуется подавать двумя соединенными челноковыми распределителями (рис. X.6, г). При скорости движения тележки, вдвое меньшей скорости ленты, расстоянии между барабанами, равном $\frac{1}{3}$ ширины агломашины, и ходе тележки, составляющем $\frac{2}{3}$ ширины агломашины, достигается равномерное распределение материала.

Установка электровибрационного питателя с зубчатым краем короба вместо барабанного обеспечивает загрузку шихты равномерную по ширине. Это мероприятие разработано на комбинате «Запорожсталь» в 1973 г.: вибропитатель с шириной лотка 2,7 м и мощностью привода 8 кВт загружает 180 т/ч шихты на паллеты шириной 2,5 м, обеспечивая работу машины площадью 62,5 м², действуя безотказно в течение межремонтного периода 4 мес (рис. X.6, д). Этот опыт использован на аглофабриках Магнитогорского и Макеевского металлургических комбинатов.

Важное значение имеет уплотнение верхней части газоотвода: оно должно обеспечить герметичность в местах контакта движущихся паллет и неподвижных вакуум-камер. Установлено, что 50—60% воздуха, просасываемого эксгаустером, проходит не через шихту, а через неплотности газоотвода.

Схемы уплотняемых участков даны на рис. X.7, а. Поперечные торцовые уплотнения (рис. X.7, б, в) устанавливаются перед первой вакуум-камерой и после последней, а продольные — вдоль ленты по обе ее стороны (рис. X.7, а). Существуют уплотнения различных конструкций. Торцовое уплотнение ЮУМЗ состоит из нескольких элементов шириной 400 мм, установленных по ширине машины. Разрезное исполнение уплотнения обеспечивает плотное прилегание плит, даже к паллете с прогнувшимся корпусом,

вследствие их некоторого разворота на пружинящих рычагах или поворота на опоре.

Продольное боковое уплотнение конструкции ЮУМЗ (рис. X.7, з) обеспечивается скользящим контактом горизонтальных пластин паллеты и Г-образных пластин, прижимаемых пружинами. На эти плоскости (на рис. обозначены буквой Г) подается пластичный смазочный материал. Вертикальная сторона Г-образной пластины атмосферным давлением прижимается к прямоугольной направляющей по плоскости В и устраняет вредный подсос. Все Г-образные пластины соединены между собой и образуют шарнирную цепь с каждой стороны машины.

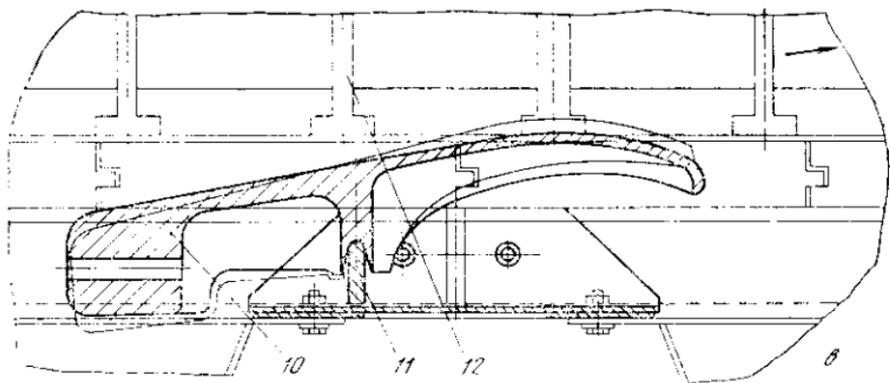
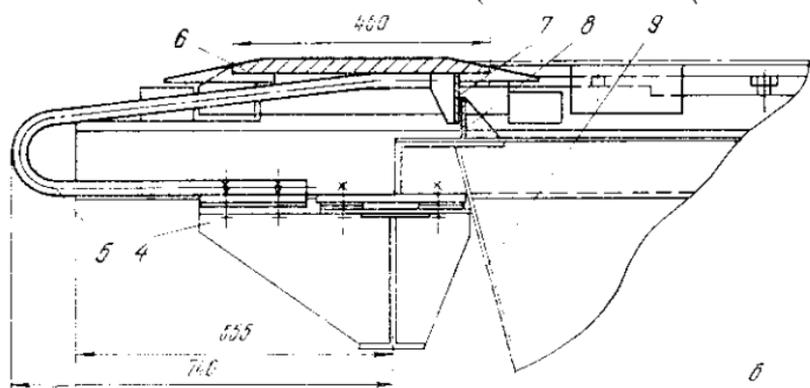
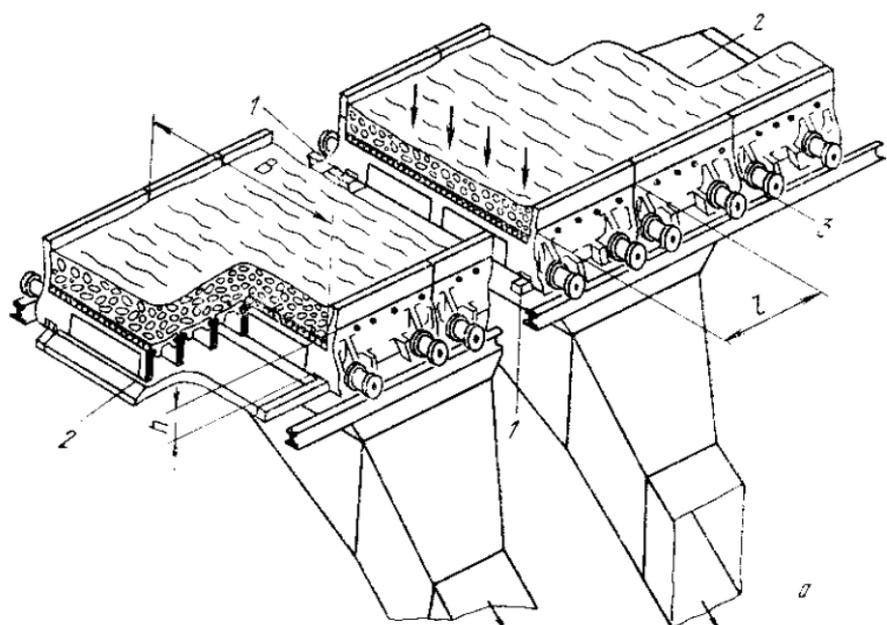
Уплотнение, выпускаемое фирмой Лурги (ФРГ), состоит из установленных на каждой паллете подвижных уплотнительных пластин с винтовой пружиной и ограничителем. Оно имеет более высокую ремонтпригодность, так как для его ремонта достаточно заменить паллету (рис. X.7, д).

Содержание торцовых поверхностей паллет в исправном состоянии особенно важно для машин, не имеющих разгрузочных звездочек, так как при деформации в местах соприкосновения с соседними паллетами происходит просос воздуха.

Для дутьевых агломашин продольное уплотнение тоже является важным элементом. Здесь применено шинное уплотнение с полной передачей на него силы тяжести паллет и шихты. В этом случае рабочая ветвь машины не имеет ходовых рельсов, паллеты скользят по уплотнительным шинам. Это сравнительно старый способ уплотнения хоть и приводит к увеличению расхода энергии на трение и требует систематического смазывания шин, но прост и обеспечивает надежное уплотнение.

В СССР агломашин выпускают на ЮУМЗ и УЗТМ. Так, на ЮУМЗ изготовляют вакуумные машины МАК-28; АКМ-75; АКМ-85/160; АКМ-105 и дутьевую АКМНД4-75; на УЗТМ — АКМ-312. Крупнейшая из работающих в СССР машин АКМ-312 имеет ширину 4 м, скорость движения тележек 1—6 м/мин, мощность привода 70 кВт, производительность до 540 т/ч, массу 2170 т.

В случае отклонений от правильного режима спекания агломерат «приваривается» к колосникам, и его приходится отделять от них. Для этого применяют отсекающее устройство, работающее в тяжелых условиях теплового и абразивного воздействия на его детали (см. рис. X.3, а, б). При традиционной установке, когда вершина зуба направ-



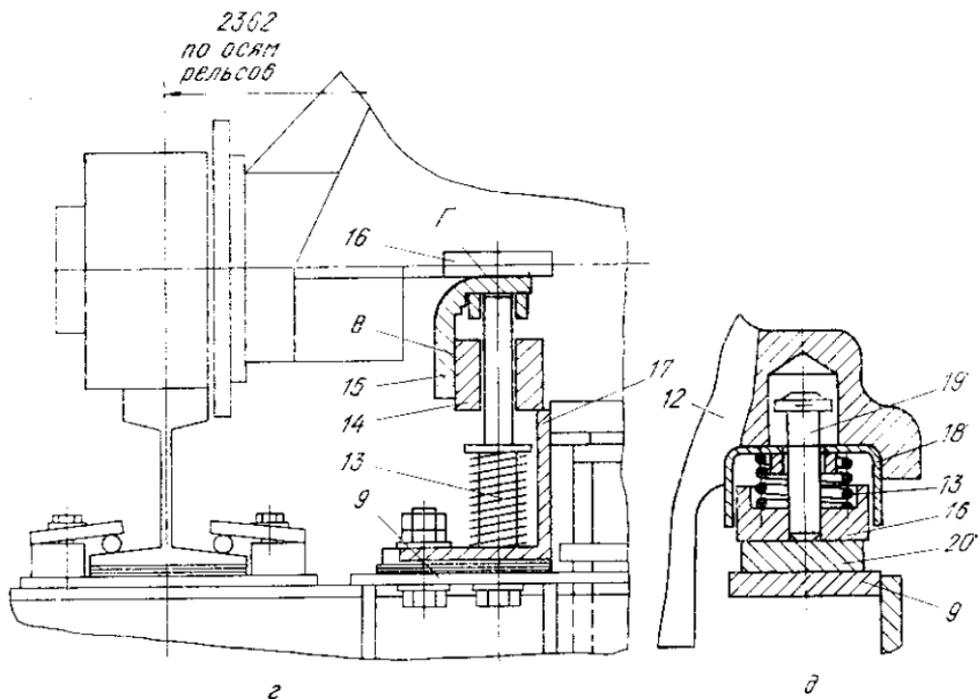


Рис. X.7. Устройство уплотнения газотопровода агломашины.

1 — торцы; 2 — боковые неплотности; 3 — стыки паллет; 4 — кронштейн; 5 — пружинящий рычаг; 6 — уплотнительная торцовая плита; 7 — подвижный поперечный козырек; 8 — неподвижный поперечный уголок; 9 — вакуум-камера; 10 — качающийся сегмент; 11 — опора; 12 — спекательная тележка; 13 — винтовая пружина; 14 — неподвижная направляющая; 15 — вертикально подвижная Г-образная уплотнительная пластина; 16 — уплотнительная пластина спекательной тележки; 17 — балка продольного уплотнения; 18 — желоб; 19 — стержень-ограничитель; 20 — уплотнительная пластина вакуумкамеры; В, Г — соответственно вертикальные и горизонтальные уплотняемые плоскости

лена по касательной к траектории движения паллет, срок службы зубьев не превышает 1,5 мес. Это объясняется воздействием на зубья всей массы разгружаемого агломерата. Установка отсекающего устройства на 0,5 м ниже средней плоскости, разработанная на МК «Запорожсталь», обеспечивает долговечность зубьев 9 мес. При этом на зубья действуют только приварившиеся куски агломерата.

Зубья отливают из стали 70ХЛ, подвергают отжигу и затем закалывают (с отпуском) до твердости *HВ* 480—600.

Прямоугольные брусья, устанавливаемые за зубьями на корпусе отсекающего устройства, на которые падает и по которым скользит горячий агломерат, отливаются тоже из стали 70ХЛ и подвергаются объемной закалке до твердости *HВ* 280—350. Их долговечность достигает четырех лет.

Распорные балки щековин разгрузочной части расположены над слоем раскаленного агломерата, что приводит к их короблению и нарушает работу агломашин. Замена двутавровых балок полыми трубчатыми водоохлаждаемыми существенно повышает надежность машины.

При работе конвейерных (агломерационных и обжиговых) машин действуют не только статические сопротивления трения, но и динамические нагрузки, вызываемые взаимодействием звездочек и тележек. Исследованиями В. Н. Сокола установлено, что у машин с приводными разгрузочными звездочками и тормозным приводом динамические усилия и моменты составляют 150% статических. С этой точки зрения применение неприводных разгрузочных звездочек с грузовым прижимом предпочтительнее.

Возникающие на конвейерных машинах задевания и заклинивания тележек за элементы неподвижных конструкций вызывают кратковременные пиковые нагрузки, превышающие статические в 2,5—3,0 раза. Следует учесть, что приводы машин развивают значительные толкающие усилия на зубьях звездочек. Например, в АКМ-312 может действовать (при номинальной мощности двигателя) усилие 38 кН.

Одной из предохранительных мер, предотвращающих разрушение агломашин при заклинивании, является превращение зубчатой муфты привода головных звездочек в предохранительную срезную за счет установки вместо соединительных болтов зубчатого корпуса муфты срезных болтов с уменьшением их числа. Такая конструкция была внедрена автором в 1958 г. Болты подрезают под углом 45° до половины диаметра.

Эффективность этой меры определяется также большим передаточным числом привода агломашин (1514—1992).

Производительность конвейерной агломашин как транспортного средства определяют из выражения, т/ч:

$$Q = 60hBv\rho k_r,$$

где h — высота слоя шихты, м; B — ширина машины, м; v — скорость движения паллет, м/мин; ρ — масса сыпного слоя шихты, т/м³; k_r — коэффициент выхода годного $k_r = 0,6—0,8$.

Исходя из условий завершения процесса спекания при подходе паллеты к последней вакуум-камере, найдем производительность агломашин как технологического агрегата, т/ч:

$$Q = 60 S c p k_r,$$

где S — площадь спекания, m^2 ; c — вертикальная скорость спекания, $c=0,01-0,04$ м/мин.

Расчет мощности привода конвейерной машины (агломерационной и обжиговой) проводят по методике Д. А. Сторожика.

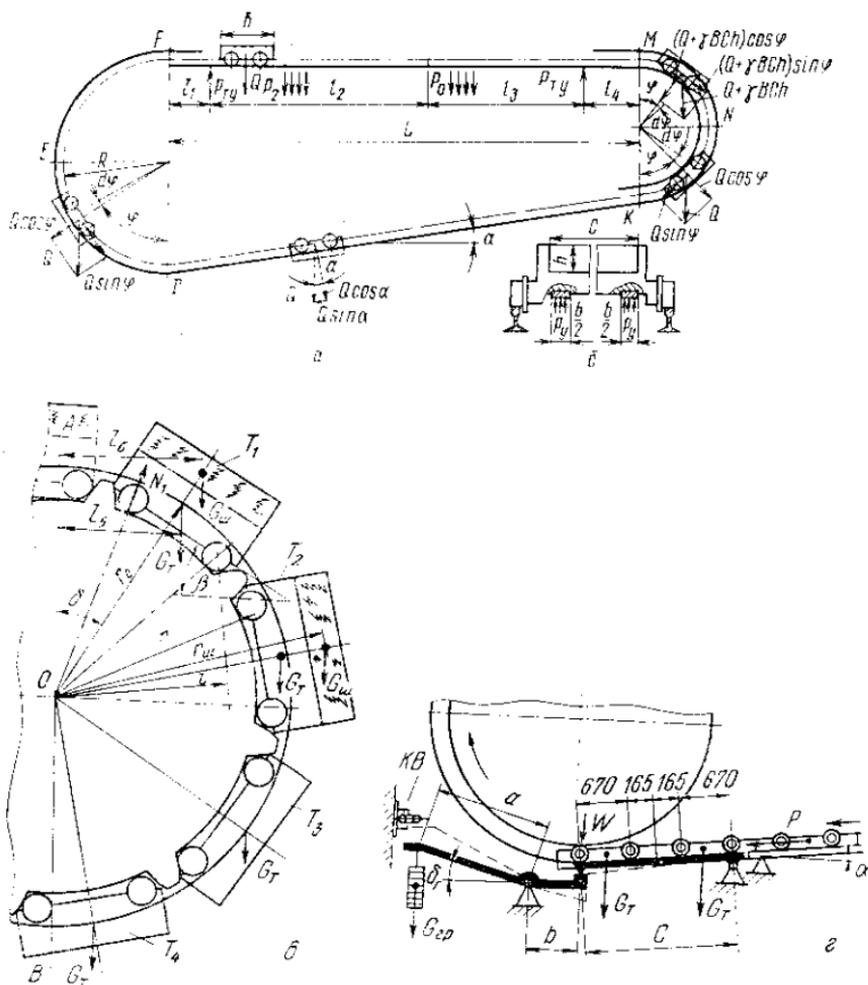


Рис. X.8. К расчету агломашины:

a — работа перемещения одной спекательной тележки по замкнутому контуру направляющих (по Д. А. Сторожика); $б$ — давление в уплотнениях (расчет по Д. А. Сторожика); $в$ — тормозной привод разгрузочных звездочек (расчет по Л. М. Фейгиу); $г$ — определение веса грузов рычажно-предохранительного устройства

Поскольку привод ленты агломашины является непрерывно действующим механизмом с практически равномерной нагрузкой, мощность N электродвигателя определяют

как отношение работы, затрачиваемой на перемещение всех тележек по контуру агломашины (рис. X.8, а), ко времени перемещения с учетом к.п.д. привода:

$$N = k_3 A z / t \eta_{\Sigma}$$

Здесь k_3 — коэффициент запаса мощности, учитывающий возрастание мощности из-за неравномерности зацепления головных и разгрузочных звездочек с паллетой, необходимости пуска загруженной машины, периодического проталкивания приводом паллет с приваренным агломератом через отсекающее устройство ($k_3 = 1,3—1,5$); A — работа, производимая приводом при перемещении одной паллеты по контуру агломашины $DEFMNKD$ (рис. X.8, а) с учетом подъема паллет приводными звездочками, преодоления сил трения на прямолинейных горизонтальном (рабочем) и наклонном (холостом), криволинейных разгрузочном и разгрузочном участках, а также энергии, отдаваемой приводу при опускании тележек на разгрузочном и холостом участках; z — число паллет на всем контуре машины (на машине К-50 $z = 70$, на машине АКМ-312 $z = 135$); t — время передвижения одной паллеты по замкнутому контуру, $t = s/v$ (s — длина контура по оси роликов паллет; v — максимальная скорость передвижения паллет); η_{Σ} — полный к.п.д. привода. При пятиступенчатом редукторе и к.п.д. зацепления звездочек с паллетами, равному 0,93,

$$\eta_{\Sigma} = 0,985^5 \cdot 0,93 = 0,86; s = \pi(R + r) + L(1 + 1/\cos \alpha),$$

где R и r — радиусы траектории движения оси роликов паллет на участках подъема и разгрузки тележек соответственно; для упрощения и создания запаса мощности примем их равными радиусу делительных окружностей звездочек (или среднему радиусу разгрузочной части без звездочек); L — длина горизонтального участка контура, практически равная межосевому расстоянию между центрами головной и разгрузочной частей; α — угол наклона холостой ветви агломашины, $\alpha = \text{arctg}(R - r)/L$.

Работа A перемещения одной паллеты по контуру состоит из алгебраической суммы работ

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4,$$

где A_1 — на участке подъема; A_2 — на горизонтальном рабочем участке; A_3 — на разгрузочном участке; A_4 — на наклонном участке.

Работа перемещения одной паллеты при подъеме на

участке DEF с учетом сил трения о направляющие на участке DE

$$A_1 = G_{\text{п}} 2R + \int_0^{0,5\pi} G_{\text{п}} R \omega \cos \varphi d\varphi = G_{\text{п}} R (2 + \omega), \quad (\text{X.1})$$

где $G_{\text{п}}$ — сила тяжести паллеты; ω — коэффициент удельного сопротивления передвижению паллеты; φ — угол между прямой, соединяющей центр тяжести паллеты с осью вращения, и вертикалью в рассматриваемом положении. Интегрирование по криволинейному контуру и является особенностью методики Д. А. Сторожики.

$$\omega = k_{\text{доп}}(fd + 2k)/d_p,$$

где f — приведенный коэффициент трения в подшипниках качения роликов (принимаемый $f=0,01$); d — средний диаметр сепаратора подшипника; k — коэффициент трения качения роликов по криволинейным направляющим, $k=0,0005$ м; $k_{\text{доп}}$ — коэффициент учета дополнительного трения в ребордах и уплотнениях роликов, $k_{\text{доп}}=1,25-1,4$; d_p — диаметр ходового ролика.

$$A_2 = [G_{\text{п}} l_1 + (G_{\text{п}} + G_{\text{ш}} + p_c BC - p_y b B) l_2 + (G_{\text{п}} + G_{\text{ш}} + p_o BC - p_y b B) l_3 - 2P_{\text{т.у}} B + (G_{\text{п}} + G_{\text{ш}}) l_4] \omega + p_y b B f_y (l_2 + l_3) + 2P_{\text{т.у}} B f_{\text{т.у}},$$

где l_1, l_2, l_3, l_4 — соответственно длина пути: незагруженной паллеты по горизонтальному участку, загруженной над вакуум-камерами спекания и охлаждения, загруженных после вакуум-камер охлаждения; p_c, p_o — разрежение в вакуум-камерах спекания и охлаждения соответственно; p_y — давление пластин продольного уплотнения на уплотнительные пластины паллет (рис. X.8, б); b — суммарная ширина уплотнительных пластин с обеих сторон паллеты. Во всех уплотнениях, $p_y \geq 1,5 p_c$ или $p_y \geq 1,5 p_o$; для уплотнения с винтовыми пружинами при длине паллеты 1 м $p_y b = P_{\text{пр}} z_{\text{пр}} - G_{\text{пл}}$, где $P_{\text{пр}}$ — максимальное усилие прижатия, создаваемое одной пружиной; $z_{\text{пр}}$ — число пружин, действующих на одну паллету с обеих сторон; $G_{\text{пл}}$ — общий вес вертикально подвижных пластин уплотнения, контактирующих с одной паллетой с обеих сторон; f_y — коэффициент трения в продольном уплотнении, принимаем для гарантии $f_y=0,15$ (трение стали по стали в условиях плохого смазывания и попадания пыли); $P_{\text{т.у}}$ — усилие одного торцевого уплотнения, действующего на паллету; $f_{\text{т.у}}$ —

коэффициент трения в торцовом уплотнении, принимаем для стали по стали без смазывания и при наличии пыли $f_{т.у}=0,2$; $G_{ш}$ — вес шихты на одной паллете.

$$G_{ш} = BCh\gamma,$$

где B , C , h — длина, ширина и высота слоя шихты на паллете соответственно (C принимаем равным межосевому расстоянию уплотнения); γ — удельный вес насыпной шихты (принимаем равным γ агломерата).

При определении A_3 принимаем для упрощения, что полная разгрузка агломерата с паллеты происходит в вертикальном ее положении¹.

$$A_3 = \int_0^{0,5\pi} (G_n + G_{ш}) r \omega \cos \varphi d\varphi + \int_0^{0,5\pi} G_n r \omega \cos \varphi d\varphi - (G_n + G_{ш}) r - G_n r = (2G_n + G_{ш}) r (\omega - 1). \quad (X.2)$$

Следует подчеркнуть, что A_3 — величина отрицательная ($\omega \approx 0,01$); равна возвращаемой части энергии, затраченной приводом машины на подъем незагруженных паллет на высоту $2r$, и энергии, затраченной другим приводом (шихтового конвейера) на подъем шихты на высоту r . Трение в данном случае уменьшает энергию, возвращаемую приводом машины. Это видно из сравнения формул (X.1) и (X.2).

Аналогично соотношение для определения A_4 :

$$A_4 = G_n (\omega \cos \alpha - \sin \alpha) L / \cos \alpha = G_n L (\omega - \operatorname{tg} \alpha), \quad (X.3)$$

где α — угол наклона рельсов холостой ветви к горизонту.

Из формулы (X.3) можно определить величину минимального угла наклона для гарантированного скатывания самоходом порожних паллет к приводным звездочкам. Для этого должно выполняться условие $\operatorname{tg} \alpha_{\min} > \omega$ или $\alpha_{\min} > \operatorname{arctg} \omega$.

Обычно минимальный угол наклона холостой ветви принимают равным $1,5^\circ$. Отсюда видно, что для конвейерных машин, особенно длинных, с наклонной холостой ветвью увеличение угла α приводит к возрастанию диаметра приводной звездочки, общей высоты машины, высоты здания и т. д. и не позволяет унифицировать узлы машин: приводные и разгрузочные звездочки, вакуумные и дутьевые камеры и др.

¹ В действительности при нормальном ведении процесса спекания агломерат сходит при угле наклона колосников паллеты $45\text{--}60^\circ$ к горизонту, поэтому принятое допущение снижает (на 13%) расчетную мощность привода.

Суммируя составляющие и преобразуя выражения, получаем

$$A = \omega \{ G_{\text{п}}(R + 2r + 2L + l_1) + B [C (p_c l_2 + p_o l_3) - - 2P_{\text{т.у}} - p_y b (l_2 + l_3)] \} + G_{\text{ш}} [(r + L - l_1) \omega - r] + + p_y b B f_y (l_2 + l_3) + 2P_{\text{п.у}} B f_{\text{т.у}}.$$

Приведенная методика пригодна для расчета машин без зоны охлаждения, с тормозным разгрузочным приводом и с горизонтальной холостой ветвью, если учесть соответствующие отличительные особенности. Аналогично рассчитывают и приводы обжиговых конвейерных машин.

Расчет мощности тормозного привода разгрузочной части конвейерной машины проводят по методике Л. М. Фейгина.

Момент M_p сопротивления на валу разгрузочной звездочки (без учета потерь на трение) равен

$$M_p = M_{\text{п}} + M_{\text{ш}},$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{ш}}$ — соответственно моменты сопротивлений силы тяжести паллет и шихты (агломерата или окатышей). Из условия равновесия паллеты T_1 относительно центра вращения O (рис. X.8, в) можно записать

$$M_1 = Fl = G_{\text{п}} l_5 + G_{\text{ш}} l_6 = (G_{\text{п}} r_0 + G_{\text{ш}} r_{\text{ш}}) \sin \delta,$$

где $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{ш}}$ — соответственно вес порожней паллеты и шихты на ней; r_0 и $r_{\text{ш}}$ — радиусы вращения центров тяжести паллет и шихты; δ — угол между вертикальной осью и радиусом, проведенным через центры тяжести паллеты T_1 и шихты.

Для тележки T_2 получим

$$M_2 = (G_{\text{п}} r_0 + G_{\text{ш}} r_{\text{ш}}) \sin \left(\frac{\pi}{z_p} + \delta \right),$$

где z_p — число паллет, размещенных на полуокружности разгрузочной части.

В целом для z_p паллет

$$M_p G_{\text{п}} r_0 \sum_{i=1}^{i=z_p} \sin \left[\frac{\pi}{z_p} (i-1) + \delta \right] + + G_{\text{ш}} r_{\text{ш}} \sum_{i=1}^{i=z_{\text{ш}}} \sin \left[\frac{\pi}{z_{\text{ш}}} (i-1) + \delta \right], \quad (\text{X.4})$$

где $z_{\text{ш}}$ — количество паллет с шихтой; i — порядковые но-

мера паллет, участвующих в создании момента сопротивления M_p .

Нумерацию паллет принимают от вертикальной оси звездочки по направлению вращения. Углы δ и β равны, показанная пунктиром паллета не участвует в создании момента сопротивления.

Функция $M_p = f(\delta)$ является периодической с периодом π/z_p . Значения момента повторяются, когда последующая по ходу паллета занимает место предыдущей. Заменяя переменные величины в формуле (X.4) на $y_0 = f(\delta)$ и $y_{ш} = f(\delta)$, запишем

$$M_p = G_n r_0 y_0 + G_{ш} r_{ш} y_{ш}.$$

Исследование функции $y_0 = f(\delta)$ на экстремум показывает, что $y_{0\max}$ будет при $\delta = \pi/z_p$, $y_{0\min}$ будет при $\delta = 0$. Следовательно, можно записать

$$M_{p\max} = G_n r_0 \sum_{i=1}^{i=z_p} \sin\left(\frac{\pi}{z_p} - 0,5\right);$$

$$M_{p\min} = G_n r_0 \sum_{i=1}^{i=z_p} \sin\left(\frac{\pi}{z_p} - 1\right).$$

Для приближенных расчетов применяют следующие зависимости: для агломашин при угле схода агломерата 60° :

$$M_p = 0,635 G_n r_0 z_p + 0,16 G_{ш} r_{ш} z_p;$$

для обжиговых машин при угле схода окатышей 40° :

$$M_p = 0,635 G_n r_0 z_p + 0,08 G_{ш} r_{ш} z_p.$$

Из-за особенностей зацепления звездочки с тележками в реальных условиях угловая скорость звездочки циклически меняется. Поэтому на валу разгрузочных звездочек помимо статического момента действует динамический момент $M_{дин} = J\epsilon$, резко переменный как по величине, так и по направлению. Исследования НИИтяжмаш—УЗТМ показали, что расчетная величина пика $M_{дин}$ у машин АКМ-312 близка к величине среднего статического момента опускания тележки. Этот пик преодолевается приводом головной части. В расчете тормозного привода учитывают $M_{дин}$ при замедлении звездочек, составляющий обычно 10—20% статического момента опускания звездочек. Момент инерции вращающихся масс, приведенный к валу тормозного двигателя, в 2,0—2,5 раза превышает момент инерции самого двигателя.

Для нормальной работы конвейерной машины тормозной момент должен примерно на 10% превышать момент сопротивления в режиме опускания тележек, поэтому в формулу для определения мощности N_p тормозного двигателя разгрузочной части введен коэффициент запаса $k_3 = 1,1$

$$N_p = k_3 (M_n + M_{ш} + M_{дин}) \omega_p / \eta_{\Sigma},$$

где ω_p — угловая скорость разгрузочной звездочки, η_{Σ} — полный к.п.д. привода.

Для синхронизации работы приводов головной и разгрузочной частей необходимо соблюдать условие $\omega_p r = \omega_r R$, где ω_r и R — соответственно угловая скорость и радиус звездочек головной части.

Головная часть машин площадью 50 и 75 м², где зубья головных звездочек зацепляют тележки за ниши корпусов и возможны нарушения этого зацепления, снабжена рычажно-грузовым предохранительным устройством (рис. X.8, з), предупреждающим поломки при нарушении правильности зацепления звездочек и паллет (в этом случае возрастает сила давления на качающийся рельс c и плечо a грузового рычага воздействует на конечный выключатель, останавливая привод). Устройство состоит из двух независимых частей — с каждой стороны машины.

Определение силы тяжести грузов рычажно-предохранительного устройства начинают с нахождения усилия P , создаваемого паллетами на наклонный холостой ветви:

$$P = G_n z_x \{ \sin \alpha k_{дон} [(fd + 2k)/d_p] \cos \alpha \},$$

где z_x — число паллет на холостой наклонной ветви; остальные обозначения см. в расчете мощности привода головной части.

При указанном на схеме размещении двух паллет на качающемся рельсе найдем вертикальное усилие, действующее на конец короткого плеча b грузового рычага:

$$W = 0,5G_n + 0,25P \sin \alpha + 0,5G_k,$$

где G_k — сила тяжести качающегося рельса.

Соответственно сила тяжести груза на каждом грузовом рычаге

$$G_{rp} = k_3 W b / a \cos \delta_r,$$

где k_3 — коэффициент запаса, $k_3 \approx 1,5$, учитывающий подпор паллет с разгрузочной части и трение в опорах; a — длинное плечо грузового рычага; δ_r — угол наклона грузового рычага.

В перспективе до 2000 года прямолинейные агломашины будут развиваться в качественном и количественном отношении. Реальностью станет осуществление технологического процесса на обеих горизонтальных ветвях. Ведь в существующих конструкциях машин используют одновременно только 36% площади колосникового поля на верхней рабочей ветви.

Поэтому конструкторов продолжает привлекать идея кольцевой конвейерной агломашины, где одновременно используется 85% площади колосников.

Так, для обжига окатышей разработаны конструкции промышленных конвейерных кольцевых машин с наружным диаметром до 92 м и производительностью до 6 млн. т/год. Следует ожидать более широкого внедрения дутьевых агломашин. В дальнейшем развитии оборудования для окускования предусмотрено применение агрегатов увеличенной единичной мощности площадью свыше 1000 м², а также комбинированных установок.

* * *

Решениями XXVII съезда КПСС определены пути совершенствования оборудования и технологии цветной металлургии. В перспективе развития отрасли должна быть реализована обоснованная программа ускорения научно-технического прогресса, коренным образом пересмотрена инвестиционная политика.

Стержневой проблемой обновления производства становится его техническое перевооружение, вывод из эксплуатации агрегатов и оборудования, морально и физически устаревших. На это предполагается израсходовать половину капиталовложений в металлургию¹.

Намечено создание новых безотходных высокоэффективных и экологически безвредных технологических процессов и оборудования для их осуществления, а также улучшение действующих технологий и машин.

Предполагается разработать новые технические средства для подготовки сырья, топлива, шихты, полупродуктов, особенно с целью выравнивания состава, и стабилизировать на этой основе все последующие технологические процессы¹.

Намечено преимущественное применение непрерывных технологических процессов и агрегатов непрерывного действия (АНД), для чего например, руднорейферные усред-

¹ Ванчиков В. А. // Металлург. 1987. № 1.— С. 6—7; Дурасов В. А. Там же, с. 4—5; Колпаков С. В. Там же, с. 2—3.

нителю будут заменены конвейерными, а также создание агрегатов непрерывного конвертирования (АНК), непрерывно действующих плавильных и электролизных агрегатов, совмещенных агрегатов непрерывного литья и прокатки.

Существуют два основных пути повышения эффективности использования техники: экстенсивный и интенсивный; экстенсивный позволяет максимально увеличить использование техники во времени (сократить сроки монтажа, освоения проектной мощности, уменьшить время простоев), интенсификация обеспечивает значительное повышение производительности труда.

В настоящее время резервы экстенсификации в основном исчерпаны.

Различают три способа интенсификации: увеличение скорости процессов и параметров движения машин (скорости, амплитуды, частоты), увеличение воздействия (силы, давления, температуры) и комбинирование этих способов.

Увеличение скорости и одновременное усиление воздействия — общая тенденция развития металлургического оборудования.

В социалистическом обществе механизация производства всегда диктовалась решением двух взаимнообусловленных и дополняющих друг друга задач: экономической (повышение эффективности) и социальной (ликвидация тяжелых и опасных для здоровья трудящихся работ, облегчение условий труда, улучшение общей культуры производства).

Сегодня механизированы основные процессы технологии (кроме контроля, обслуживания и ремонта).

Главное направление механизации труда — комплексный подход, предусматривающий изменение технологического процесса, выбор оптимальных конструкций машин и механизмов при минимальном их количестве, обеспечивающий сокращение трудовых затрат.

Комплексная механизация — одна из современных тенденций развития металлургического оборудования.

В металлургическом оборудовании широко внедряют гидропривод, линейные электродвигатели, безредукторный привод (особенно с асинхронными электродвигателями и статическими преобразователями частоты на полупроводниковых элементах), зацепление Новикова, волновые передачи, детали из спеченных материалов.

Механизация и автоматизация — две стороны двуединого процесса. Сначала надо надежно механизировать опе-

рацию, убедиться в пригодности машины к автоматизации («автоматизируемости»), и только тогда автоматизировать. При создании новых машин обе стороны этого процесса осуществляются одновременно. Например, для автоматизации дозирования шихты тарельчатые питатели объемного дозирования оказываются непригодными, а весовые дозаторы с электровибрационными питателями легко поддаются автоматизации.

Как подчеркнул Н. И. Рыжков, «Чтобы ускорение стало устойчивой закономерностью экономического роста, мы должны в полной мере овладеть его долговременными факторами, и в первую очередь достижениями научно-технического прогресса»¹.

Эти задачи и предстоит решать инженерам-механикам цветной металлургии в XII пятилетке и последующие годы.

Студенты, изучающие по этому учебнику механическое оборудование цветной металлургии, станут инженерами XXI века, и от них во многом будет зависеть технический уровень отрасли в целом и механизации — в частности.

¹ Рыжков Н. И. Ленинизм — основа теории и политики перестройки: Доклад на торжественном собрании, посвященном 117-й годовщине со дня рождения В. И. Ленина (22 апр. 1987) // Правда, 1987. 23 апр. С. 2.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

- Материалы XXVII съезда КПСС.— М.: Политиздат, 1986.— С. 352.
- Агломерационное и обжиговое оборудование: Каталог 18—1—81.— М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981.— 32 с.
- Агломерационное и обжиговое оборудование: Отраслевой каталог 18—1—86.— М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1986.— 124 с.
- Андреев С. Е., Перов В. А., Зверевич В. В.* Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых: Учебник для вузов.— М.: Недра, 1980.— 415 с.
- Басов А. И.* Механическое оборудование обогатительных фабрик и заводов тяжелых цветных металлов: Учебник для техникумов.— М.: Металлургия, 1984.— 352 с.
- Басов А. И., Ельцев Ф. П.* Справочник механика заводов цветной металлургии.— М.: Металлургия, 1981.— 496 с.
- Бедрань Н. Г.* Машины для обогащения полезных ископаемых: Учеб. пособие для вузов.— Киев—Донецк: Выща школа, 1980.— 416 с.
- Бессараб В. И.* Проектирование и эксплуатация оборудования фабрик окомкования: Справочник.— М.: Металлургия, 1986.— 158 с.
- Гребеник В. М., Арист Л. М., Городецкий А. Н.* Механизация работ в черной металлургии. Механизация работ в агломерационном и доменном производствах: Учеб. пособие для вузов.— Киев: Выща школа, 1984.— 272 с.
- Донченко А. С., Донченко В. А.* Справочник механика рудообогатительной фабрики.— 2-е изд., перераб и доп.— М.: Недра, 1986.— 543 с.
- Дробильно-размольное оборудование: Отраслевой каталог. 18—4—86.— М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1986.— 77 с.
- Епифанцев Ю. А.* Механическое оборудование для обогащения руд: Конспект лекций для вузов.— Кемерово: КПИ, 1978.— 52 с.
- Капралов Е. П., Крупна П. И., Алексеев Н. А.* Альбом резиновых и резинометаллических деталей, применяемых на предприятиях цветной металлургии.— Л.: Механобр, 1985.— 75 с.
- Конструирование и расчет машин химических производств: Учебник для вузов / Под ред. *Э. Э. Кольмана-Иванова*.— М.: Машиностроение, 1985.— 408 с.
- Кохан Л. С., Навроцкий А. Г.* Механическое оборудование цехов по производству цветных металлов: Учеб. пособие для вузов.— М.: Металлургия, 1985.— 312 с.
- Ловчинский Э. В.* Механическое оборудование фабрик для окускования железорудного сырья.— М.: Металлургия, 1977.— 256 с.
- Мартынов В. Д., Сергеев В. П.* Строительные машины: Учеб. пособие для вузов.— М.: Высшая школа, 1970.— 304 с.
- Машины и агрегаты металлургических заводов: Учебник для вузов. Т. I. Машины и агрегаты доменных цехов / *Целиков А. И., Полухин П. И., Гребеник В. М.* и др. М.: Металлургия, 1987.— 440 с.
- Машины химических производств: Атлас конструкций: Учеб. пособие для вузов / Под ред. *Э. Э. Кольмана-Иванова*.— М.: Машиностроение, 1981. 118 с.
- Механическое оборудование металлургических заводов. Механическое оборудование фабрик окускования и доменных цехов: Учебник для вузов / *Гребеник В. М., Сторожик Д. А., Демьянец Л. А.* и др.— Киев: Выща школа, 1985.— 312 с.
- Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций / *В. А. Бауман, Б. В. Клушанцев, В. Д. Мартынов* и др.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1981.— 324 с.

Обогатительное оборудование: Отраслевой каталог. 18—2—87.— М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1987.— 149 с.

Основы металлургии. Т. 7. Технологическое оборудование предприятий цветной металлургии / Под ред. *И. А. Стригина, А. И. Басова, Ф. П. Ельцева* и др.— М.: Металлургия, 1975.—1008 с.

Правила технической эксплуатации механического оборудования агломерационных фабрик / *Г. П. Пиньжаков, А. С. Суетин, Б. Л. Офштейн* и др. / НПО «Черметмеханизация». М.: Металлургия, 1986.—144 с.

Правила технической эксплуатации механического оборудования цехов окомкования металлургических предприятий / *А. Б. Фрейдлин, А. С. Суетин, М. Д. Артемьева* и др. / ВНИИмехчермет.— М.: Металлургия, 1985.— 120 с.

Правила технической эксплуатации технологического оборудования обогатительных фабрик цветной металлургии / *П. И. Круппа, Н. А. Алексеев, Ю. С. Иванов* и др.— М.: Недра, 1978.—120 с.

Притыкин Д. П. Надежность, ремонт и монтаж металлургического оборудования: Учебник для вузов.— М.: Металлургия, 1985.—370 с.

Притыкин Д. П., Тылкин М. А. Ремонт механического оборудования для производства агломерата и окатышей в черной металлургии.— М.: Металлургия, 1976.—88 с.

Притыкин Д. П., Тылкин М. А. Ремонт оборудования для подготовки шихтовых материалов в цветной металлургии.— М.: Металлургия, 1977.—96 с.

Протопопов Л. Н. Золотое звено.— М.: Недра, 1972.—120 с.

Руководящие указания по смазке оборудования агломерационных, доменных, мартеновских, конвертерных и электросталеплавильных цехов предприятий черной металлургии СССР / *В. И. Митрофанов, Е. Н. Кухаренко, А. С. Джой* и др. / НПО «Черметмеханизация».— М.: Металлургия, 1986.—46 с.

Справочник по обогащению руд. Основные процессы. / Под ред. *О. С. Богданова*.— М.: Недра, 1983.— 381 с.

Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы. / Под ред. *О. С. Богданова, В. А. Олевского*.— М.: Недра, 1982.—366 с.

Справочник по обогащению руд. Специальные и вспомогательные процессы, испытания обогатимости, контроль и автоматика. / Под ред. *О. С. Богданова, В. И. Резнищева*.— М.: Недра, 1983.— 384 с.

Справочник по обогащению руд черных металлов. / Под ред. *С. Ф. Шинкоренко*.— М.: Недра, 1980.—527 с.

Стогов В. Н., Плюхин Д. С., Ефимов Г. П. Погрузочно-разгрузочные машины.— М.: Транспорт, 1970.—272 с.

Сторожик Д. А., Демьянец Л. А., Леонова А. В. Агломерационное оборудование. Сборник задач: Учеб. пособие для вузов.— Киев: Выща школа, 1975.—160 с.

Титиевский Е. М., Красноовец А. В. Слесарь по ремонту оборудования обогатительной фабрики.— М.: Недра, 1982.—320 с.

Фастовский М. Х., Дакалов Г. В., Носовский А. А. Механическое и транспортное оборудование агломерационных фабрик.— М.: Металлургия, 1983.—264 с.

Целиков А. И. Металлургические машины и агрегаты. Настоящее и будущее.— М.: Металлургия, 1979.—142 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Абразивность 12
Бофорта шкала 43
Бункеры 75
— затворы 78
— — расчеты 84
Вагоноопрокидыватели 13, 16
— расчеты 23
Вакуум-фильтры 287
— барабанные 292
— дисковые 287
— карусельные 296
— ленточные 296
— тарельчатые 296
Гидроциклоны 135
Грейферы 46
Грохоты 112
— барабанные 122
— валковые 124
— гирационные 118
— дисковые 124
— надежность 127
— расчеты 131
— резонансные 121
— роликовые 124
— самобалансные 119
— самосинхронизирующиеся 120
— электровибрационные 104, 107, 125
— — питатели 104
— — — расчеты 107
Дробилки:
валковые 185
вибрация 183
высокотемпературные 207
инерционные 154, 155, 169
— конусные 169
— щековые 155
конусные 165
молотковые 196
надежность 210
прочие 216
роторные 190
ударно-щековые 153
щековые 149
Железоотделители 207
Захват рельсовый 41
Классификаторы 138
Крепости коэффициент 13, 146, 176
Машины агломерационные 363
— — надежность 378
— — уплотнение 374
— отсадочные 267
— промывочные 265
— флотационные 257
Мельницы барабанные 219
— подшипники 235
— самоизмельчения 233
— стержневые 228
— трубные 229
— футеровка 244
— шум 245
Мооса шкала 12
Окомкователи барабанные 326
— — конструкция 326
— чашевые 343
— — конструкция 343
— — назначение 343
Паллета 368
Перегрузатели рудогрейферные 37
Печи вращающиеся 305
— кипящего слоя 314
— трубчатые 305
Питатели 92
— барабанные 99
— вибрационные 104
— дисковые 95
— золотниковые 99
— качающиеся 94
— ленточные 93
— лопастные 101
— пластинчатые 93
— цепные 94
— электровибрационные 104
— — настройка 107
Подвеска трамвайная 45
Прессы брикетные 354
Протодьяконова шкала 13, 146
Режущая способность 12
Реклеймер (см. штабелеразгрузчик) 59
Сгустители 273
— пластинчатые 278
— с приводом периферийным 275
— — — центральным 276
Сепараторы магнитные 250
— радиометрические 254
— тяжелосредние 269
— электрические 255
Силосы 77
Сито дуговое 112
Смесители барабанные 326
— — вибрация 338
— винтовые 318
— роторные 323
— специальные 349
Стекер-реклеймер 68

Судоперегрузжатели 273
Сушилки распылительные 303
Сыпучесть, восстановление 34
Сыпучие:
— истечение 85
— гидравлическое 85
— нормальное 85
— принудительное 86
склады 8
характеристики 10
Труба-сушилка 303
Угол естественного откоса 12

Усреднители 56
— расчеты 70
— универсальные 68
Устройство противоугонное 41
Фильтр-прессы 298
Центрифуги 282
Штабелеразгрузчики 59
консольные роторные 59
мостовые роторные 59
— элеваторные 59
Штабелеукладчики 56
Янсеа формула 83

УЧЕБНИК

Механическое оборудование заводов цветной металлургии в 3-х частях

Часть 1

Данил Петрович ПРИТЫКИН

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Редактор Штейнберг Л. С.

Редактор издательства М. Р. Лановская
Художественный редактор Ю. И. Смурыгин
Технический редактор Э. А. Кулакова
Корректоры Ю. И. Королева, Г. Ф. Лобанова, И. М. Мартынова
ИБ № 2781, 2832

Сдано в набор 13.11.87. Подписано в печать 02.03.88. Т-04374. Формат бумаги 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 20,58. Усл. кр.-отт. 20,58. Уч.-изд. л. 22,82. Тираж 4500 экз. Заказ № 339. Цена 1 р. 10 к. Изд. № 1101

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Металлургия»,
119034, Москва, Г-34, 2-й Обыденский пер., д. 14

Областная книжная типография,
320091, Диспропетровск, ул. Горького, 20