

5571
M38



**МАШИНЫ
И АГРЕГАТЫ
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ
ЗАВОДОВ**

1

МАШИНЫ И АГРЕГАТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАВОДОВ

Т о м I

Машины и агрегаты доменных цехов

Издание второе,
переработанное и дополненное

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебника для студентов
металлургических и машиностроительных
специальностей вузов*



МОСКВА «МЕТАЛЛУРГИЯ» 1987

Краматорский
промышленный институт
БИБЛИОТЕКА

А. И. ЦЕЛИКОВ, П. И. ПОЛУХИН, В. М. ГРЕБЕНИК,
Ф. К. ИВАНЧЕНКО, М. А. ТЫЛКИН, А. А. КОРОЛЕВ,
В. П. ПОЛУХИН, Д. А. СТОРОЖИК, Б. А. ПАВЛЕНКО,
А. А. ЦЕЛИКОВ, И. М. ЕЛИНСОН, В. И. ЗЮЗИН

Рецензент — кафедра механического оборудования металлургических заводов
Уральского политехнического института им. С. М. Кирова

Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т. 1.
Машины и агрегаты доменных цехов. Учебник для вузов/Целиков А. И.,
Полухин П. И., Гребеник В. М. и др. 2-е изд., перераб. и доп. — М.:
Металлургия, 1987. 440 с.

Первое издание вышло в 1976 г. В настоящей книге рассмотрены конструкции машин и агрегатов механизированных складов сырья, подготовки шихты, подачи шихтовых материалов к доменной печи, загрузки шихты, для нагрева и подачи дутья в печь, а также для уборки и переработки продуктов доменной плавки. Приведены расчеты основных механизмов и машин и режимы их эксплуатации. Показаны перспективы развития доменного производства и совершенствования машин и агрегатов.

Учебник предназначен для студентов металлургических и машиностроительных вузов и факультетов, обучающихся по специальностям «Механическое оборудование заводов черной металлургии», «Автоматизированные металлургические машины и агрегаты», «Металлургия черных металлов». Может быть полезен инженерно-техническим работникам, занимающимся конструированием, ремонтом и эксплуатацией металлургических машин. Ил. 256. Табл. 2. Библиогр. список: 22 назв.

М 2601020000 — 148 27 — 87
040 (01) — 87

Предисловие	7
Глава I. Металлургические предприятия, машины и агрегаты	8
1. Структура предприятия. Особенности металлургических машин и агрегатов	8
2. Грузопотоки металлургического предприятия	12
3. Грузопотоки, машины и агрегаты доменных цехов	16
Глава II. Машины и комплексы складов металлургического сырья	21
1. Типы и устройство механизированных складов	21
2. Вагоноопрокидыватели	23
Передвижной башенный вагоноопрокидыватель	25
Расчет механизма кантования люльки башенного вагоноопрокидывателя	31
Передвижной роторный вагоноопрокидыватель	39
Стационарный роторный вагоноопрокидыватель	43
Расчет механизма кантования ротора роторного вагоноопрокидывателя	45
3. Перегрузочные грейферные краны	48
Расчет механизмов перегрузочного крана	57
4. Комплексы усреднительных машин	63
Штабелекладчик	63
Двухроторный усреднитель	65
Глава III. Машины и агрегаты для подготовки шихтовых материалов к доменной плавке	67
1. Способы подготовки шихтовых материалов к доменной плавке	67
2. Структура и технологический процесс агломерационных фабрик	69
3. Структура и технологический процесс фабрик по производству окатышей	71
4. Машины для дробления и измельчения материалов, их расчет	72
5. Грохоты	88
6. Питатели и дозаторы	90
7. Ленточные конвейеры	92
8. Барабанные смесители и окомкователи шихты	93
Расчет барабанных смесителей и окомкователей	96
9. Чашевые окомкователи шихты	100
Расчет чашевых окомкователей	102
10. Питатели постели и шихты агломерационных машин	104
11. Устройства для загрузки сырых окатышей на обжиговую машину Качающийся укладчик	106
Роликовый питатель	107
12. Конвейерные агломерационные машины	108
Расчет мощности и производительности агломерационной машины	116
13. Охладители агломерата	119
14. Конвейерные обжиговые машины	121
15. Агрегат «решетка—вращающаяся трубчатая печь—охладитель»	122
16. Фабрики для получения продуктов прямого восстановления железных руд	124
1*	3

Глава IV. Доменный цех. Машины и механизмы для подачи шихтовых материалов к доменному подъемнику	126
1. Основные сведения о доменных цехах	126
Доменная печь	126
Устройство доменных цехов	129
Планы доменных цехов	130
2. Бункерная эстакада	138
3. Системы подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику	139
4. Машины периодического действия системы подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику	144
Рудный перегрузочный вагон	144
Вагон-весы	149
5. Механизмы конвейерной системы подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику	157
Конвейеры для загрузки бункеров	158
Грохот-питатель	159
Пластинчатый конвейер	160
Перекидные лотки и шиберы	161
Воронка-весы	163
6. Подъемник мелочи агломерата	164
7. Системы рассева и подачи кокса в скип	165
Бункера для кокса	166
Грохоты для рассева кокса	168
Взвешивающая воронка	175
Механизмы для уборки коксовой мелочи	177
8. Система подачи шихтовых материалов к конвейерному подъемнику	179
Глава V. Машины для подачи шихтовых материалов к загрузочному устройству доменных печей	182
1. Способы подачи шихтовых материалов	182
2. Скиповый подъемник	183
Наклонный мост	184
Скипы	186
Скиповые лебедки	190
Расчет скипового подъемника	195
3. Конвейерный подъемник	204
Расчет конвейерного подъемника	207
Глава VI. Машины и механизмы колошниковоустройства	210
1. Колошниковое устройство	210
2. Двухконусное загрузочное устройство	213
Особенности распределения шихтовых материалов при загрузке их в доменную печь	215
Приемная воронка и распределитель шихты	217
Засыпной аппарат	226
Привод конусов	237
Вопросы усовершенствования устройства	253
3. Трех- и четырехконусные загрузочные устройства	264
4. Клапанно-конусные загрузочные устройства	267
5. Бесконусные загрузочные устройства	270
6. Клапанные механизмы загрузочных устройств	279
Газоуплотнительные клапаны	280
Уравнительные клапаны	282
Уплотнения разъемных соединений, работающих под давлением газа	288
7. Устройства для контроля уровня и качества распределения шихты на колошнике	291
8. Автоматизация управления работой механизмов системы загрузки	295

Глава VII. Машины и механизмы литейного двора	298
1. Типы и устройство литейных дворов	298
2. Летки для выпуска чугуна и шлака	304
3. Машины для вскрытия чугунной летки	306
Подвесная стационарная сверлильная машина	308
Поворотная сверлильная машина	310
Расчет механизмов сверлильной машины	312
4. Пушки для забивки чугунной летки	313
Расчет механизмов электропушки	318
5. Шлаковый стопор	322
6. Одноосковая разливка чугуна и шлака	324
Поворотные желоба	324
Расчет механизма поворота желоба	326
Качающиеся желоба	327
7. Тележечный толкатель	328
8. Мостовые грузоподъемные краны	328
Глава VIII. Машины и устройства для уборки и переработки жидких продуктов доменной плавки	332
1. Способы уборки и переработки жидких продуктов	332
2. Чугуновозы	334
Чугуновозы с грушевидным ковшом	335
Расчет моментов при кантовании ковша чугуновоза	337
Передвижные миксеры	341
3. Шлаковозы	346
Шлаковоз с винтовым механизмом кантования чаши	347
Шлаковоз с зубчатым механизмом кантования чаши	353
4. Отделение разливки чугуна	355
Разливочные машины	356
Расчет разливочной машины	364
5. Устройства для кантования чугуновозных ковшей	366
Кантовальная тележка	367
Кантовальное устройство	370
Расчет кантовального устройства	374
6. Агрегаты грануляции чугуна	380
7. Агрегаты грануляции шлака	380
Глава IX. Агрегаты и устройства для подачи дутья в доменную печь	382
1. Способы подачи дутья в доменную печь	382
2. Комплекс воздухонагревательных сооружений доменной печи	383
Воздушные и газовые тракты доменной печи	383
Комплекс воздухонагревателей доменной печи	386
3. Воздухонагреватели	389
4. Оборудование нагревательного тракта	390
Газовые горелки	390
Дроссельные клапаны для газа и воздуха	393
Перепускной клапан тарельчатого типа	396
Дымовой клапан тарельчатого типа	397
Клапаны других типов	399
5. Оборудование тракта холодного дутья	399
Воздушно-разгрузочный клапан дроссельного типа	399
Отсечной клапан шибера типа	401
Дроссельные клапаны	402
Отделительный клапан шибера типа	403
6. Оборудование тракта горячего дутья	403
Отсечной клапан горячего дутья	403
Фурменный прибор	407

Глава X. Агрегаты очистки и устройства для повышения давления доменного газа	409
1. Способы очистки доменного газа	409
2. Комплекс газоочистки доменной печи	410
Атмосферный клапан	412
3. Пылеуловители	412
Типы пылеуловителей	413
Отсекающий клапан тарельчатого типа	414
Винтовой конвейер	416
4. Скрубберы и трубы-распылители	418
5. Дезинтеграторы и электрофилтры	418
6. Задвижки газопроводов	419
7. Система повышения давления доменного газа	423
8. Приводы клапанов и их расчет	424
Перспективы развития доменного производства, совершенствования машин и агрегатов	429
Рекомендательный библиографический список	436
Предметный указатель	437

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года намечается перейти от производства отдельных машин в основном к созданию технологических линий и комплексов с высокой степенью автоматизации. Существенно увеличить выпуск металлургического оборудования. Создать и освоить производство агломерационных машин с площадью спекания до 650 м².

Со времени выхода первого издания первого тома (1976 г.) произошли значительные изменения в технологии подготовки сырых материалов и доменной плавки, что привело к совершенствованию существующих и созданию новых машин и агрегатов. В связи с этим учебник существенно переработан и дополнен. В него включены новые материалы, отражающие достижения в этой области, исключены устаревшие данные.

Учебник содержит 10 глав вместо 15, имеющих в первом издании. Объединение некоторых глав позволило более компактно и во взаимосвязи изложить материал, что будет способствовать лучшему его усвоению. Изменена архитектура учебника.

Весьма существенно обновлена и расширена глава по фабрикам окускования. Приведены новые машины для дробления и измельчения материалов, питатели и дозаторы, смесители и окомкователи, устройства для укладки шихты на агломерационные машины и загрузки сырых окатышей на обжиговые машины. Включен новый раздел по фабрикам для получения продуктов прямого восстановления железных руд.

Обновлены данные по системам подачи шихтовых материалов к доменному подъемнику. Рассмотрена новая система конвейерной подачи материалов на колошник доменной печи. Особое внимание уделено новым и перспективным загрузочным устройствам, которые являются основным узлом доменной печи. Обновлено содержание глав по машинам и устройствам литейных дворов, по уборке продуктов плавки, подаче дутья в доменную печь и очистке доменного газа. Включены новые методы расчета машин и механизмов.

При изложении материала авторы стремились отразить требования перестройки высшей школы, направленной на повышение качества подготовки специалистов, усиление творческой самостоятельной работы студентов для овладения последними достижениями науки и техники в своей области.

При подготовке второго издания учебника были использованы новые данные проектных и научно-исследовательских организаций, ведущих металлургических и машиностроительных заводов, отечественная и зарубежная литература, а также работы, выполненные авторами.

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЕ ПРЕДПРИЯТИЯ, МАШИНЫ И АГРЕГАТЫ

1. СТРУКТУРА ПРЕДПРИЯТИЯ. ОСОБЕННОСТИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН И АГРЕГАТОВ

Современное металлургическое предприятие с полным циклом, включает все основные металлургические производства: доменное, сталеплавильное и прокатное. Готовая продукция выпускается в виде проката (листовых и сортовых профилей, труб и профилей специального назначения), а также полуфабрикатов (твердого чугуна в чушках, стальных слитков, непрерывнолитых или катаных заготовок). Полуфабрикаты направляются на заводы, не имеющие полного цикла переделов.

Основными цехами металлургического предприятия являются: доменные, сталеплавильные, прокатные и трубопрокатные. В состав многих предприятий входят также дробильно-сортировочные, коксохимические, агломерационные цехи и цехи по производству окатышей, которые, хотя и относятся к основным цехам, но играют подсобную роль; как правило, их мощность и структура определяются производительностью доменного цеха. Существуют также металлургические предприятия, которые имеют большое и сложное хозяйство по обогащению руды и угля, а иногда и по добыче руды.

Вспомогательные цехи предназначены для обслуживания основных цехов и обеспечения их бесперебойной работы. В эту группу входят энергетические, огнеупорные, транспортные, ремонтные и другие цехи.

Исходным сырьем металлургического предприятия являются: железная руда, добытая на рудниках и прошедшая предварительную обработку и обогащение на обогатительных фабриках (или горно-обогатительных комбинатах); каменный уголь, извлеченный в шахтах и прошедший также предварительную обработку; флюсы (известняк и доломит), добытые в карьерах и подвергнутые предварительной обработке (дроблению и сортировке).

Производство чугуна состоит из двух основных этапов: подготовки шихтовых материалов к доменной плавке и собственно выплавки в доменном цехе.

Шихтовыми материалами (шихтой) доменной плавки являются железосодержащие материалы (руда, агломерат, окатыши и металлодобавки), кокс и флюсы.

Показателями качества железосодержащих материалов являются: содержание железа, состав и свойства пустой породы, содержание вредных примесей, химический состав, восстановимость, кусковатость, прочность, пористость и влажность; объемная масса железных руд находится в пределах 1,2—3,6 т/м³, угол

естественного откоса — в пределах 30—50 град в зависимости от размера кусков и содержания железа.

Руду, как правило, обогащают, получая при этом тонкоизмельченный железорудный концентрат, который вместе с мелкокусковыми и пылеватыми рудами подвергают усреднению, а затем окускованию с получением агломерата или окатышей. В доменной плавке используют агломерат крупностью 5—50 мм, а окатыши крупностью 10—15 мм; объемная масса агломерата и окатышей составляет соответственно 1,6—1,7 и 2,1—2,2 т/м³, а угол естественного откоса около 45 град.

Окускование сырья способствует повышению газопроницаемости столба шихтовых материалов в доменной печи, улучшению восстановительной способности газового потока, ровному ходу печи, уменьшению расхода топлива, удалению серы, уменьшению выноса газовым потоком мелких фракций шихты из доменной печи. В результате окускования сырья значительно увеличивается производительность доменных печей, сокращается расход кокса и повышается качество чугуна.

Неизбежной примесью руд является пустая порода, состоящая из кремнезема, глинозема, извести и магнезии. При выплавке чугуна эта порода образует шлак. Примеси руд делят на полезные (марганец, хром, никель, ванадий, вольфрам, молибден и др.) и вредные (серу, фосфор, мышьяк, цинк, свинец и др.).

Для ведения доменной плавки используют кокс, который является топливом и восстановителем. Качество кокса определяется химическим составом и физико-механическими свойствами и зависит от свойств исходных углей и технологии коксования. Кокс должен иметь куски не менее 20—40 мм. Объемная масса кокса 0,43—0,48 т/м³, а угол естественного откоса 35—50 град.

Флюсы, применяемые в доменной плавке, служат для придания легкоплавкости пустой породе руды, ошлаковывания золы кокса и получения жидкоподвижного шлака с высокой серопоглотительной способностью. В качестве флюса обычно применяют известняки. Флюсы содержатся в офлюсованном агломерате и окатышах. Флюс может вводиться и непосредственно в доменную печь. В зависимости от способа введения флюсов в плавку к ним предъявляют различные требования по прочности и кусковатости. Так, для агломерации необходим мелкий (<3 мм) непрочный флюс, а для доменной плавки — кусковой и высокопрочный. Флюсы составляют 3—6 % от массы шихты.

Для ускорения восстановительных процессов, протекающих в печи, а также с целью снижения расхода дорогостоящего и дефицитного кокса наряду с улучшением качества подготовки материалов к плавке используют высокотемпературный нагрев дутья в сочетании с обогащением дутья кислородом и вдуванием в горн печи различных видов топлива (природного газа, мазута или тонкоизмельченного угля), а также повышенное давление газа под колошником печи.

Продуктами доменной плавки являются жидкие чугуны (переплавный или литейный) и шлак, а также доменный (колошниковый) газ. Переплавный чугун идет на переработку в сталь, литейный — для получения литых деталей, шлак — на переработку в различные строительные материалы, а газ после очистки используют в качестве топлива в цехах металлургического предприятия, в том числе и в доменном цехе.

В зависимости от сортамента выпускаемой прокатной продукции различают предприятия с листовой, сортовой и смешанной специализацией. Как правило, производительность металлургических предприятий оценивается по выпуску стали в миллионах тонн в год; производительность крупных современных предприятий достигает 5—10 млн. т стали в год и более. Производственная площадь предприятий достигает 600—900 га, а обслуживают предприятия нередко несколько десятков тысяч человек.

Выбор места строительства металлургического предприятия определяется многими факторами; часто это связывают с близостью расположения источников сырья (руды и каменного угля), водоемов, производства электроэнергии и др. Открытие новых больших месторождений железной руды в приморских районах и снижение транспортных расходов при использовании морских судов большого водоизмещения побудили многие страны мира (Японию, Францию, Англию и др.) размещать свои металлургические предприятия вдоль морского побережья.

При выплавке стали используют жидкий чугун, а также стальную лом (скрап), флюсы, раскислители и другие металлодобавки. Жидкую сталь разливают в изложницы или на машинах непрерывного литья заготовок. Полученные слитки (заготовки) являются исходной продукцией при производстве проката.

Особенности современного металлургического производства: массовость — завод в сутки перерабатывает несколько тысяч вагонов материалов и выдает десятки тысяч тонн продукции; непрерывность работы металлургических агрегатов, например простой, связанные с проведением ремонтов, составляют в доменных цехах 0,5—1,5 % календарного времени;

тесная связь между смежными цехами — продукция и отходы одного производства служат сырьем или топливом для другого; высокая степень механизации и автоматизации;

тяжелые условия работы оборудования, связанные с высокими температурами, скоростями, запыленностью и динамическими нагрузками.

Эти особенности определяют общие требования, предъявляемые к металлургическому оборудованию: надежная, безаварийная работа; высокая производительность и долговечность; возможность удобного обслуживания; проведение скоростных ремонтов; максимально возможная автоматизация.

Характерным для металлургического оборудования является его индивидуальность, а нередко и уникальность большинства

его видов, высокая интенсивность работы в тяжелых эксплуатационных условиях; а также необходимость автоматического управления многими типами машин и агрегатов в связи со специфическими условиями их работы.

Чем сложнее рабочий металлургический процесс, выполняемый машиной или агрегатом, и чем больше производительность и размеры агрегата, тем более необходимой становится автоматизация. Неточности в управлении могут привести к большим потерям готового металла. Таким образом, управлять современным металлургическим оборудованием должны автоматические системы, способные задать наивыгоднейший режим работы агрегатов и поддерживать все требуемые параметры конечной продукции.

Автоматизация металлургических машин и агрегатов включает в себя оснащение их целым комплексом довольно сложных устройств. Это многочисленные приборы: собирающие и передающие информацию о ходе технологического процесса и параметрах обрабатываемого металла; различные средства автоматизации, сигнализирующие о положении металла, положении механизмов и характере их перемещения, системы автоматического управления, включая управляющие вычислительные машины — компьютеры, обрабатывающие поступающую информацию и выдающие команды для управляющего воздействия на механизмы агрегата.

Автоматические системы для управления машиной или агрегатом в целом должны состоять из ряда объединенных локальных автоматических систем для управления всем ходом технологического процесса, начиная от подачи исходного материала на склад и со склада и кончая поступлением проката на склад готовой продукции.

Несомненно, в ближайшем будущем автоматизация металлургических машин и агрегатов и выполняемых ими технологических процессов получит еще большее развитие, каждая машина или агрегат должны иметь для своего управления компьютер или систему компьютеров.

Было бы, однако, неправильно думать, что применением компьютеров решаются все проблемы автоматизации. Основой успешной работы системы автоматизации является надежный датчик. Если нет надежно работающего этого первого звена автоматической системы, то компьютер не в состоянии этому помочь. Оснащение машин и агрегатов всеми необходимыми приборами, которые бы работали с достаточной степенью точности в условиях металлургического производства, следовательно, является первоочередной задачей автоматизации.

Автоматизация металлургических машин и агрегатов будет успешной только в том случае, если технологический процесс, выполняемый ими, и их конструкции разработаны одновременно с автоматизацией, т. е. когда все эти три основные составные части слиты в единое целое. Нарушение принципа совместной работы конструктора и автоматчика над созданием машины или агрегата

может привести к тому, что отдельные механизмы по своей конструкции или качеству не будут соответствовать современным требованиям автоматического управления.

Важной задачей является создание надежных и долговечных металлургических машин и агрегатов, особенно в связи с интенсификацией технологических процессов, повышением производительности. Несовершенство некоторых видов машин и механизмов, низкое их качество, значительный расход ремонтного металла, большая численность ремонтного персонала, малая продолжительность межремонтных периодов существенно снижают эффективность металлургического производства.

При создании новых машин часто приходится решать две противоположные задачи: повышение надежности и эффективности их работы и снижение затрат. Во многих случаях принимают компромиссные решения, когда в качестве определяющего критерия выбирают экономическую целесообразность принимаемых решений, учитывающих в первую очередь интересы завода — заказчика, эксплуатирующего машины, а также завода — изготовителя.

Условия эксплуатации весьма существенно влияют на работоспособность машин. Конструктор должен, по возможности, учесть все последствия отрицательного влияния условий эксплуатации и стремиться устранить их.

Задачи создания высокоэффективных машин решаются на трех стадиях: при проектировании (закладываются основные показатели машин), изготовлении (обеспечивается их качество) и при эксплуатации (устраняются недостатки, совершенствуются).

2. ГРУЗОПОТОКИ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Обобщенная схема грузопотоков современного металлургического предприятия с полным металлургическим циклом показана на рис. 1.1.

Железорудные материалы (руда, концентрат) могут поступать на металлургическое предприятие по железной дороге со станции прибытия I или непосредственно с горно-обогатительного комбината II. Флюсы (известняк) подают из карьеров на станцию I и затем в подготовительное отделение 4 аглофабрики или через склад шихтовых материалов 2. Уголь поступает в цех углеподготовки III и затем в коксохимический цех IV. Прибывающие в вагонах сырые материалы, кроме кокса, разгружают вагоноопрокидывателем 1. С помощью перегрузочных кранов или штабелеукладчиков формируют штабеля на складе материалов 2. Со склада посредством перегрузочных кранов, вагонов 3 (или заборщиков шихты) и системы конвейеров материалы подают в подготовительное (шихтовое) отделение 4 и затем в спекательное отделение 5 аглофабрики. Материалы в подготовительное отделение могут также поступать непосредственно со станции прибы-

тия I (или с горно-обогатительного комбината II). Из коксохимического цеха IV мелкий кокс конвейерами (или в железнодорожных вагонах) также подают в подготовительное отделение 4 аглофабрики.

Агломерат из спекательного отделения 5 аглофабрики транспортируют ленточными конвейерами (или в саморазгружающихся вагонах) к приемным бункерам эстакады 6 доменного цеха. Из коксохимического цеха IV крупный кокс подают конвейерами в коксовый силос и затем загружают в коксовые бункера эстакады конвейерами (или коксовым передаточным вагоном). Агломерат (окатыши) подают непосредственно в бункера бункерной эстакады 6. Возможна также подача материалов со склада 2 перегрузочным краном в передаточные вагоны и ими в бункера эстакады 6.

Из этих бункеров шихтовые материалы направляют к скиповым подъемникам 7 (или ленточным конвейерам), подают на колошник доменной печи 8, а затем с помощью загрузочного устройства загружают их в печь.

В процессе транспортирования агломерата, окатышей и кокса образуется мелочь, которую перед загрузкой в скипы отделяют и направляют в подготовительное отделение аглофабрики, куда поступает также возврат из спекательного отделения фабрики.

С воздуходувной станции V подают под давлением воздух (дутье), который перед вдуванием в доменную печь нагревают в воздухонагревателях 9. Для интенсификации доменного процесса дутье обогащают кислородом, поступающим с кислородной станции VI, а из газораспределителей подстанции VII в печь подают природный газ. Выходящий из печи доменный газ очищают от пыли в агрегатах 10 и затем направляют потребителю. Уловленную пыль подают в подготовительное отделение аглофабрики для спекания.

На литейных дворах 11 доменных печей располагают желоба для выпуска из печи чугуна и шлака, а также машины для обслуживания шлаковых и чугуновых леток. Шлак перерабатывают либо непосредственно у печей на агрегатах грануляции 12, либо за пределами доменного цеха на агрегатах 13, куда его подают в шлаковозах, а затем отгружают потребителям. Выпускаемый из печи жидкий чугун по желобам направляют в ковши чугуновозов, транспортирующих чугун к миксерам 15 сталеплавильных цехов, либо к разливочным машинам 14 для получения товарного (твердого) чугуна в чушках.

Из миксера чугун выливают в ковши чугуновозов, которые перемещаются вдоль рабочих площадок 18 сталеплавильных цехов, и затем заливают с помощью мостовых кранов в сталеплавильные агрегаты (конвертеры 19, мартеновские печи 20). Твердую (металлическую) часть шихты (скрап, добавки и др.) подают на рабочую площадку 18 из шихтового отделения 17 и загружают в сталеплавильные агрегаты.

Металлический лом подготавливают на скрапоразделочных базах 16. Сталь, получаемую в конвертах 19, мартеновских 20 и электрических 21 печах, выпускают в сталеразливочные ковши и разливают в изложницы на тележках в разливочном пролете 22 цеха или подают в ковшах к машинам непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) 23.

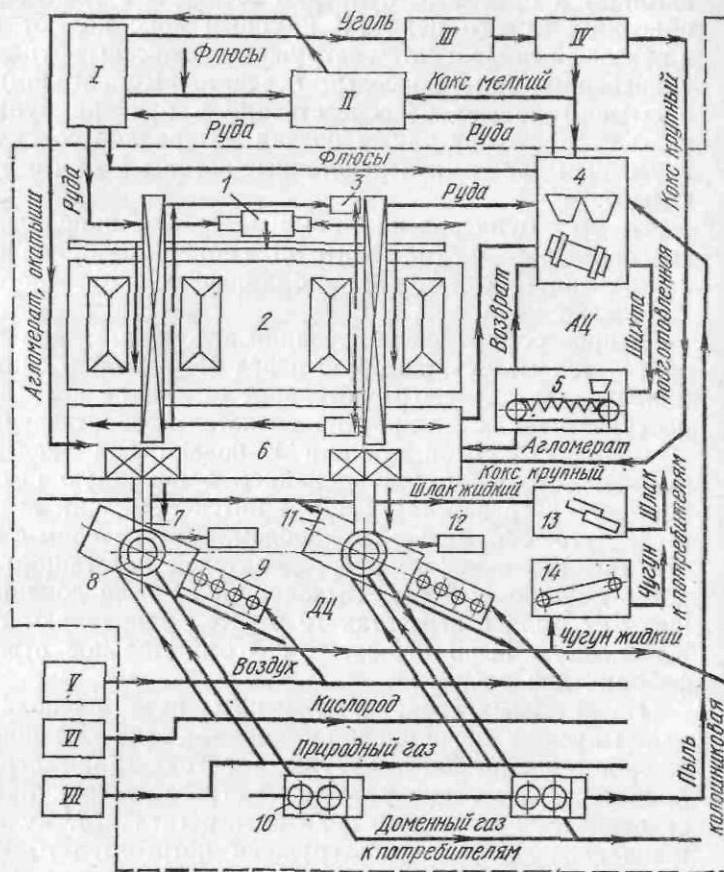
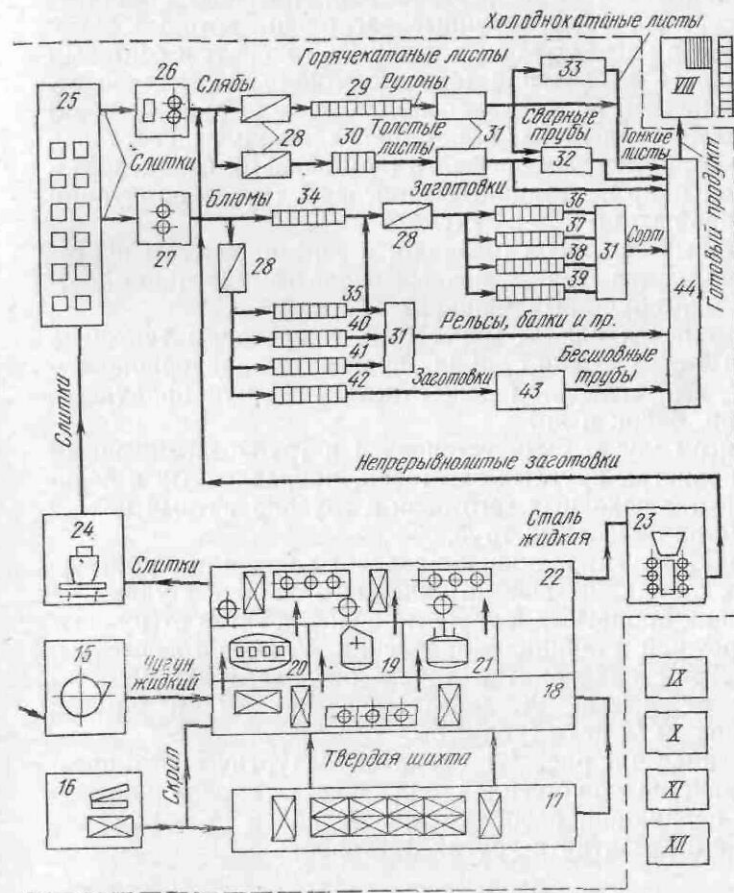


Рис. 1.1. Обобщенная схема грузопотоков современного металлургического комбината

Застывшие слитки в изложницах подают к отделению раздевания 24, где со слитков снимают изложницы, и на тележках направляют слитки в обжимной прокатный цех для нагрева в нагревательных колодцах 25 и прокатки на слябинге 26 или блюминге 27 в заготовки, т. е. соответственно в слябы — заготовки прямоугольного сечения или в блюмы — заготовки квадратного сечения.

Катаные слябы после огневой зачистки и резки на ножницах, а также непрерывнолитые слябы, полученные на МНЛЗ, снова

нагревают в нагревательных печах 28 и подают на дальнейшую прокатку к широкополосному стану 29 для производства полос в рулонах либо к толстолистовому стану 30 для получения толстых листов мерной длины. Эта продукция листопрокатного производства после отделки на специализированных агрегатах 31



может быть как готовой продукцией, так и полупродуктом для дальнейшего передела в спиральношовные и прямошовные сварные трубы в трубных цехах 32, в сварные широкополочные балки и др.

Кроме того, горячекатаная широкополосовая сталь является исходной продукцией цехов холодной прокатки 33 для производства листов, жести и ленты. В этих цехах, оснащенных станами холодной прокатки, агрегатами подготовки горячекатаных полос

к холодной прокатке, термическими средствами и агрегатами нанесения покрытий на поверхность холоднокатаных полос и отделки листов производится готовая продукция различного назначения.

Блюмы после огневой зачистки в потоке стана и порезки на ножницах прокатывают на непрерывных заготовочных станах 34 (или крупносортовых 35) в крупные заготовки, которые затем снова нагревают в нагревательных печах 28 и подают к сортовым станам различного назначения (среднесортному 38, мелкосортному 37, проволочному 36 или узкополосовому — штрипсовому 39) и далее в отделения отделки 31 этих станов для получения готовой продукции — строительных профилей (двутавровых балок, швеллеров, уголков и пр.), катанки, штрипсов и другой продукции в прутках мерной длины или в бунтах.

Кроме катаных заготовок (блюмов), в сортопрокатном производстве используются также непрерывнолитые заготовки, отливаемые на многоручьевых машинах 23.

Нагретые в печах блюмы могут быть направлены также на рельсобалочный стан 40 или стан для производства широкополочных балок 41, выпускающие (после отделки) готовую продукцию в виде рельсов, балок и др.

За блюмингом может быть установлен и трубнозаготовочный стан 42 для прокатки круглых заготовок, направляемых в дальнейшем в качестве исходных заготовок в трубопрокатный цех 43 для производства бесшовных труб.

Готовую прокатную продукцию различных видов, полученную на прокатных станах, подают на склады готовой продукции 44 соответствующих прокатных и трубных цехов, а затем отгружают с железнодорожной станции отправления VIII потребителям.

На территории предприятия также располагаются механические IX, ремонтные X, энергетические XI и другие вспомогательные XII цехи и службы.

Представленная на рис. I.1 схема металлургического предприятия не является единственной, она зависит от видов и объема выпускаемой продукции, расположения рудной и угольной баз, особенностей его развития и других факторов.

3. ГРУЗОПОТОКИ, МАШИНЫ И АГРЕГАТЫ ДОМЕННЫХ ЦЕХОВ

В доменных цехах существуют различные системы грузопотоков шихтовых материалов, подаваемых к доменной печи с фабрик окискования и с коксохимического завода, а также продуктов доменной плавки, направляемых: чугун — в сталеплавильный цех или на разливочную машину; шлак — к агрегатам грануляции либо в отвал; доменный газ — к различным потребителям.

Наиболее распространенной является система подачи шихтовых материалов к бункерам доменной печи, представленная на

рис. I.2. В ней предусмотрены две независимые линии подачи: железосодержащей части шихты и известняка I и топлива (кокса) II.

Материалы в вагонах 1 подают на склад (рудный двор), где их толкателем 2 задают в передвижной вагонопрокидыватель башенного 3а или роторного типа 3б, а затем разгружают в траншею 4, расположенную вдоль склада. В случаях установки стационарных вагонопрокидывателей 3в материалы из приемных бункеров 5б вагонопрокидывателя питателями 5а выдают последовательно на конвейеры 5в, 5г и 5д и разгружают в траншею 4. Из

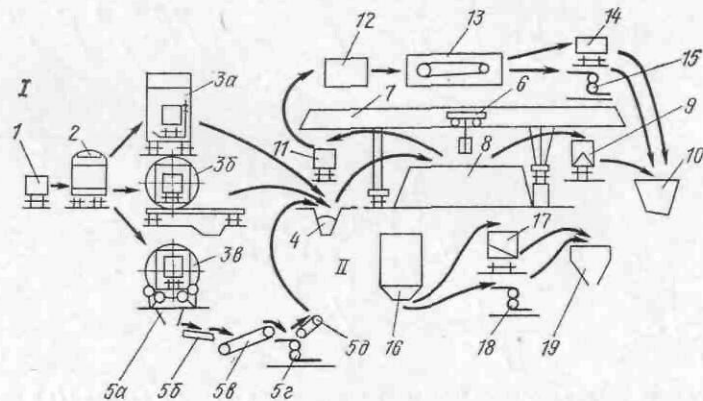


Рис. I.2. Схема подачи железосодержащих компонентов шихты и флюсов (I) и кокса (II) в бункера доменной печи с использованием перегрузочного крана и машин периодического действия

траншеи материал забирают грейферной тележкой 6 перегрузочного крана 7, которая, перемещаясь с консольной части моста на среднюю, разгружает материал в штабеля 8 путем послойной его укладки с целью усреднения. Материал из штабелей 8 передают грейфером в рудный перегрузочный вагон 9, перемещающийся по бункерной эстакаде, и разгружают в бункера 10.

Предусмотрена погрузка материалов из штабелей 8 в вагоны 11 для подачи их в подготовительное 12 и спекательное 13 отделения аглофабрики. Для этого консоль крана перекрывает не только путь вагонопрокидывателя, но и путь вагонов 11.

Вагоны можно подавать также на бункерную эстакаду для непосредственной разгрузки материалов в бункера 10. Готовый агломерат с аглофабрики подают в бункера 10 в хопперах 14 или конвейерами 15.

Кокс из силоса 16 (см. рис. I.2) передают коксовым передаточным вагоном 17 или конвейером 18 в коксовые бункера 19, расположенные непосредственно у скиповой ямы.

Система подачи шихты в бункера доменной печи с применением усреднительного комплекса машин и конвейеров (рис. I.3) имеет принципиальные отличия от рассмотренной выше.

Крестовский
Индустриальный институт
БИБЛИОТЕКА 17

Прибывающие железнодорожные вагоны 1 с шихтовыми материалами (концентратами, рудой, флюсами и пр.) задают толкателем 2 в стационарный роторный вагонопрокидыватель 3, который разгружает материалы в приемные бункера 4. Из них материалы выдают питателями 5 на конвейер 6 и затем в случае необходимости в дробильно-сортировочное отделение 7.

Конвейерами 8 из дробильно-сортировочного отделения или непосредственно от вагонопрокидывателя материалы подают конвейерами 6 и 8 на укладчики шихты 9. С конвейера 8 материалы подают в распределительную воронку укладчика 10 и затем на

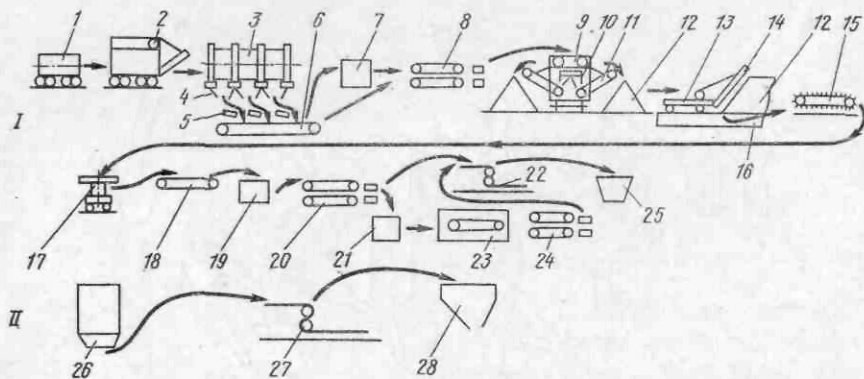


Рис. 1.3. Схема подачи железосодержащих компонентов шихты и флюсов (I) и кокса (II) в бункера доменной печи с использованием комплекса усреднительных машин и конвейеров

консольные конвейеры 11. При перемещении укладчика шихта, сыпавшаяся с консольных конвейеров, образует штабеля 12 с послойной укладкой. Материалы из штабелей забирают усреднительной машиной 13 при помощи бороны 14, совершающей возвратно-поступательное движение поперек штабеля материала с одновременным перемещением усреднителя на штабель. В нижней части усреднителя, куда сыпается материал из-под бороны, расположен скребковый конвейер 15, который выдает материал на лопастной питатель 17, перемещающийся вдоль галереи 16. Питатель укладывает материалы на уборочный конвейер 18, расположенный вдоль галереи 16 у каждого штабеля материалов. Уборочные конвейеры 18 выдают материалы через перегрузочную станцию 19 на конвейеры 20.

Имеются усреднительные машины роторного типа, рассмотренные в гл. II.

Далее возможны два грузопотока материалов:

1. Материалы подают конвейерами 20 в подготовительное 21 и в спекательное 23 отделения фабрики окискования, откуда их системой конвейеров 24 передают на конвейер 22. Этим конвейером материалы распределяют по бункерам 25 эстакады.

2. Материалы подают непосредственно на конвейеры 22, расположенные на бункерной эстакаде.

Кокс из силоса 26 подают в коксовые бункера 28 конвейером 27.

На рис. 1.4 приведены схемы подачи сырых материалов I и кокса II из бункеров бункерной эстакады к скиповому подъем-

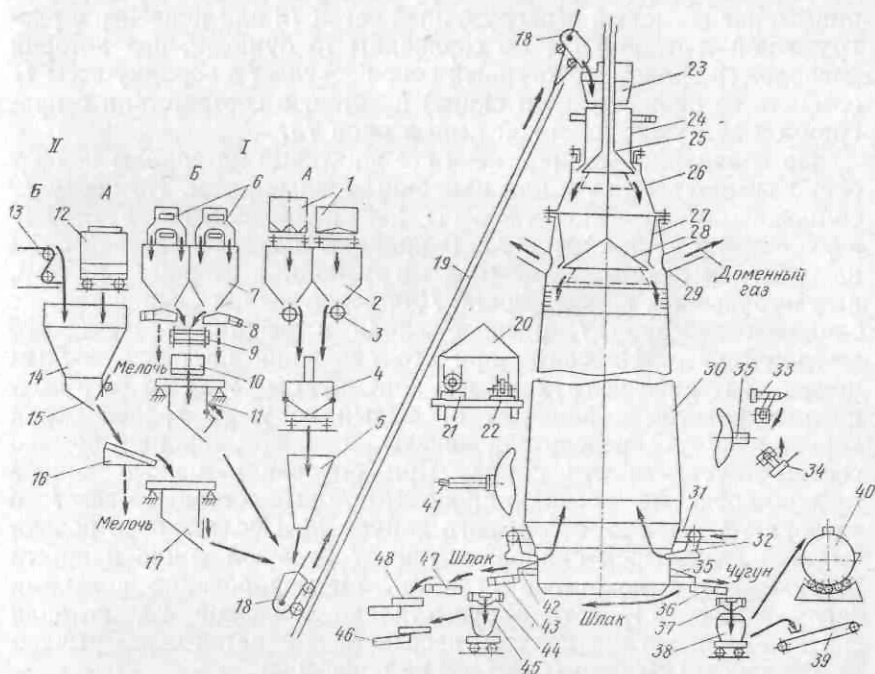


Рис. 1.4. Схема подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику и в доменную печь, уборки продуктов плавки

нику, на колошник и в доменную печь, а также уборки чугуна и шлака от доменной печи.

Возможны два основных варианта подачи сырых материалов в скип. В случае использования машин периодического действия (вариант А) материалы из перегрузочного вагона или саморазгружающихся вагонов 1, перемещающихся по верху бункерной эстакады, разгружают в рудные бункера 2. С помощью барабанных затворов 3 шихтовые материалы из бункеров в соответствии с программой загрузки доменной печи выдают в два кармана (емкость каждого кармана равна емкости скипа) вагон-весов 4, которые подают их к скиповой яме и через воронку 5 выгружают в скип 18.

В варианте Б применены машины непрерывного действия. Конвейеры 6 с разгрузочными тележками (или реверсивные конвейеры) распределяют шихтовые материалы по рудным бункерам 7. Затворами бункеров служат грохоты 8, которые отсеивают мелочь,

а крупную фракцию выдают на конвейер 9. Каждая доменная печь имеет два конвейера 9, расположенные симметрично относительно оси подъемника. Для направления материалов из конвейера в любую из двух воронок-весов 11 служит подвижный (или поворотный) лоток 10. Из воронок-весов, имеющих емкость скипа, материалы выдают в скип 18.

В линии подачи кокса для загрузки двух коксовых бункеров 14 применяют коксовый перегрузочный вагон 12 или конвейер с разгрузочной тележкой 13. Из горловины 15 бункера, под которой расположен грохот 16, крупный кокс поступает в воронку-весы 17 (емкость ее равна емкости скипа) и затем, в соответствии с программой загрузки доменной печи в скип 18.

На колошник доменной печи все шихтовые материалы подают скиповым подъемником или наклонным конвейером. На мосту 19 скипового подъемника уложены два параллельных пути для перемещения двух скипов 18. В крайних положениях один скип находится в скиповой яме (под загрузкой), а второй — вверху, на разгрузочных кривых моста. Для перемещения скипов служит скиповая лебедка 21, расположенная в машинном здании 20 доменной печи. Из скипа при его движении по разгрузочным кривым материал выгружается в приемную воронку 23 загрузочного устройства и попадает на малый конус 25 вращающейся воронки 24 распределителя шихты. Емкость воронки обычно соответствует емкости скипа. При опускании малого конуса шихта попадает в засыпной аппарат, который состоит из газового затвора 26, чаши 27 и большого конуса 28. После набора подачи (обычно из четырех скипов) опускают большой конус и шихта загружается в доменную печь 30. Маневрирование конусами загрузочного устройства осуществляют лебедкой 22, которая связана со штангами конусов посредством канатов через рычажные балансиры и тяги (на схеме не показаны).

Горячий воздух и кислород вдувают в доменную печь через кольцевой воздухопровод 31, а природный газ и другие виды топлива через фурменные приборы 32, расположенные по окружности печи. Доменный газ отводят через газопроводы 29 к очистным устройствам.

Чугун из доменной печи выпускают через чугунную летку 35 и по желобам 36 с помощью устройства для одноносковой разливки 37 направляют в ковши 38 чугуновозов. Жидкий чугун в ковшах подают к разливочной машине 39 для получения твердого чушкового чугуна или в миксер 40. Разделение чугуна и шлака происходит в расширенной части главного желоба, откуда шлак (верхний слой) по желобу направляют на шлаковую сторону литейного двора, а чугун — по другому желобу — для заливки в чугуновозные ковши.

Для вскрытия чугунной летки 35 служит сверлильная машина 34, а для забивки — пушка 33. Шлак из шлаковой летки 42 по желобам 43 через устройство для одноносковой разливки 44

сливают в чашу 45 шлаковоза и подают на установку для грануляции шлака 46. Некоторые доменные печи оборудованы установками припечной грануляции 48, к которым жидкий шлак поступает по желобам 47. Шлаковую летку закрывают шлаковым стопором 41.

Глава II

МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ СКЛАДОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО СЫРЬЯ

1. ТИПЫ И УСТРОЙСТВО МЕХАНИЗИРОВАННЫХ СКЛАДОВ

Сырые материалы — руда, концентраты, флюсы и другие поступают на механизированный склад для усреднения и хранения. Кокс, агломерат и окатыши подают в вагонах или ленточными конвейерами непосредственно к доменным печам, минуя склад.

Запас материалов необходим для обеспечения непрерывной работы доменных печей. Емкость склада зависит от производительности доменного цеха, месторасположения металлургического завода по отношению к источникам сырья, способа доставки материалов на склад и климатических условий.

Усреднение материалов на складе осуществляют для выравнивания их физико-химического состава.

Состав машин и агрегатов складов может быть различным в зависимости от принятой схемы разгрузки, транспортирования и усреднения материалов. В случаях разгрузки вагонов передвижными вагоноопрокидывателями транспортирование и усреднение материалов обычно осуществляют перегрузочными кранами. На складах со стационарными вагоноопрокидывателями применяют ленточные конвейеры, питатели и комплекс усреднительных машин.

Многие доменные цехи имеют склады, называемые рудными дворами, которые расположены параллельно фронту доменных печей и оснащены вагоноопрокидывателями и перегрузочными кранами. Эти склады обслуживают также аглофабрики, построенные в непосредственной близости от доменных цехов. В тех случаях, когда аглофабрики находятся на большом расстоянии от доменных цехов, они имеют собственные склады, оборудованные вагоноопрокидывателями и системой конвейеров для выдачи материалов в зону действия перегрузочных кранов или усреднительных машин.

На рудном дворе (рис. II.1, а) прибывающие на разгрузку железнодорожные вагоны подают по пути 1 с помощью толкателя 3 на передвижной вагоноопрокидыватель 2, который перемещается по путям 4 вдоль разгрузочной траншеи 5. После разгрузки ваго-

нов вагонопрокидывателем в траншею материалы при помощи перегрузочного крана 7, имеющего грейферную тележку 8, подают на склад, где послойно укладывают в штабеля 9. Перегрузочный кран движется вдоль склада по путям 10, уложенным параллельно бункерной эстакаде доменных печей.

Материалы, которые необходимо подать в рудные бункера бункерной эстакады, забирают из штабелей грейфером перегрузочного крана и загружают в рудный перегрузочный вагон 11. Этот вагон, перемещаясь по пути 12, уложенному по верху эста-

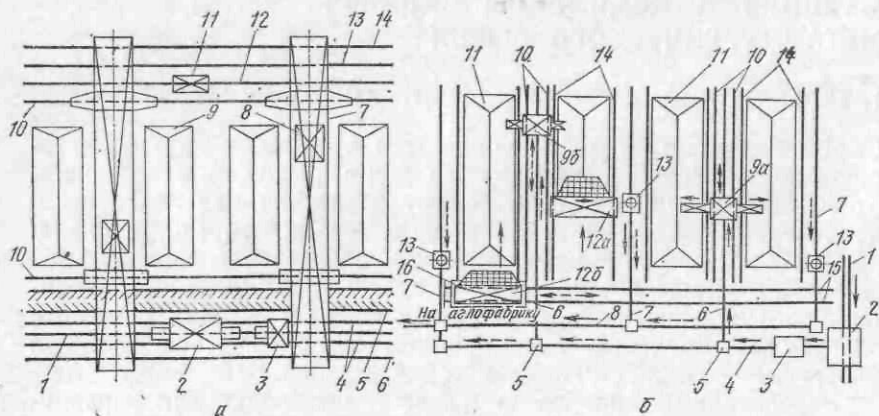


Рис. II.1. Схемы складов шихтовых материалов: а — с передвижным вагонопрокидывателем и перегрузочными кранами; б — со стационарными вагонопрокидывателями, конвейерами и усреднительным комплексом

кады, разгружает материалы в бункера. На эстакаде имеется путь 13 для выгрузки материала из вагонов непосредственно в бункера. Кокс подают в коксовые бункера коксовым передаточным вагоном по пути 14 или ленточным конвейером, установленным на бункерной эстакаде (вместо пути 14).

Для подачи материалов со склада на аглофабрику их забирают из штабелей при помощи грейферной тележки перегрузочного крана и загружают в передаточные вагоны, расположенные на пути 6.

Поскольку предъявляют высокие требования к усреднению материалов, существенно улучшающему технико-экономические показатели работы доменных печей, то создают новые типы складов с различным расположением по отношению к доменным печам. На рис. II.1, б показана одна из схем склада с применением высокопроизводительных машин и механизмов для усреднения материалов, укладки в штабеля и заборки из штабелей. Прибывающие по пути 1 вагоны разгружают стационарными роторными вагонопрокидывателями 2. С помощью ленточных конвейеров материалы подают в дробильно-сортировочное отделение 3.

После подготовки материалы конвейерами 4 и 6 через перегрузочные станции 5 направляют к штабелеукладчикам 9а и 9б. Наклонные конвейеры укладчика, перемещающегося по путям 10, образуют штабеля 11 путем послойной укладки материалов. Из штабелей материалы забирают при помощи усреднителей (заборщиков) шихты 12а и 12б, снабженных бороной и скребковым конвейером для выдачи материалов на подвижный лопастной питатель 13. Этим питателем материалы подают на ленточный конвейер 7 и затем через перегрузочную станцию — на конвейер 8 для выдачи их со склада на аглофабрику.

Усреднитель перемещается по путям 14 вдоль штабеля материала. Для передачи усреднителя от одного штабеля к другому служат поперечный путь 15 и тележка 16. Обычно осуществляют укладку одновременно двух штабелей одним штабелеукладчиком 9а. Конвейеры другого укладчика 9б, в рабочей зоне которого в данный момент осуществляют забор материалов усреднителем шихты 12а, приподняты и усреднитель 12б отведен в исходное положение.

Некоторые новые механизированные склады сырья оснащают роторными экскаваторами, самоходными скреперами, бульдозерами и т. д. Эти склады характеризуются высокой производительностью обслуживающего оборудования и меньшими капитальными затратами, чем склады с перегрузочными кранами.

2. ВАГОНОПРОКИДЫВАТЕЛИ

Вагонопрокидыватели предназначены для разгрузки сыпучих материалов из открытых железнодорожных полувагонов, прибывающих на склады доменных цехов и агломерационных фабрик.

Вагонопрокидыватель является высокопроизводительным агрегатом. В процессе разгрузки материалов этот агрегат должен обеспечивать полную механизацию всех работ, включая и очистку вагонов. Кроме того, он должен быть рассчитан на прием вагонов различных конструкций без повреждения их в процессе разгрузки.

На металлургических заводах применяют вагонопрокидыватели передвижного и стационарного типов (рис. II.2). Башенный вагонопрокидыватель снабжают механизмом кантования люльки с канатной передачей, а роторный — механизмом кантования ротора с канатной или зубчатой передачами. Роторные вагонопрокидыватели легче и компактнее башенных, при этом расходуют в два — три раза меньше электроэнергии для кантования. Тип вагонопрокидывателя выбирают исходя из конкретных условий расположения завода, доменного цеха и системы механизации склада сырья.

Достоинством передвижных вагонопрокидывателей является возможность разгрузки вагонов на любом участке траншеи склада. Однако их применение требует дополнительной перегрузки мате-

риалов с помощью перегрузочных кранов, что практически исключает возможность автоматизации операций по подаче материалов на склад; стоимость их выше стоимости стационарных вагоноопрокидывателей.

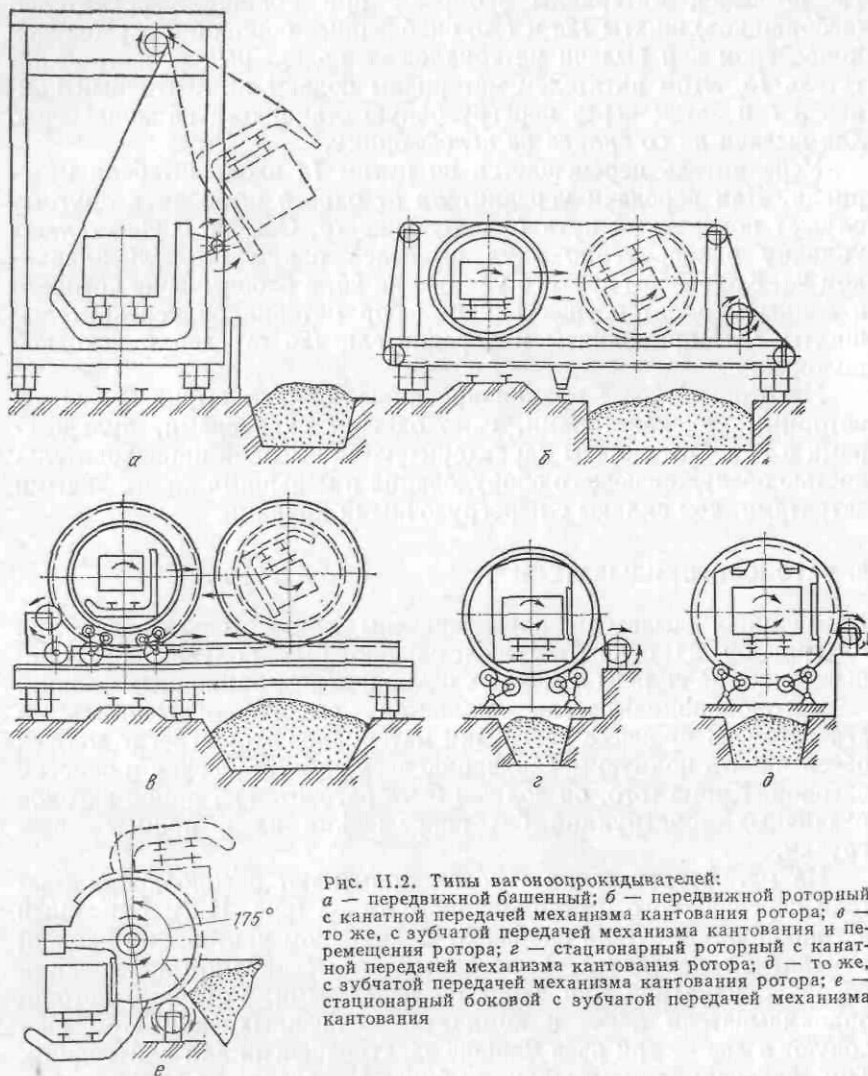


Рис. 11.2. Типы вагоноопрокидывателей: а — передвижной башенный; б — передвижной роторный с канатной передачей механизма кантования ротора; в — то же, с зубчатой передачей механизма кантования и перемещения ротора; г — стационарный роторный с канатной передачей механизма кантования ротора; д — то же, с зубчатой передачей механизма кантования ротора; е — стационарный боковой с зубчатой передачей механизма кантования

Стационарные вагоноопрокидыватели выгружают материал под ротор, что требует установки заглубленных приемных бункеров, питателей и системы конвейеров для подачи материалов на склад. Однако в этом случае возможна автоматизация операций по подаче материалов на склад.

В комплект оборудования вагоноопрокидывателя входят собственно вагоноопрокидыватель и толкатель вагонов. Передвижные вагоноопрокидыватели снабжены накатами для въезда-съезда вагонов.

Общая схема разгрузки вагонов на складе включает следующие основные операции: подачу состава (электровозом или электротележкой); вкатывание вагона толкателем на платформу вагоноопрокидывателя; закрепление вагона в люльке вагоноопрокидывателя; кантование вагона на угол, обеспечивающий полное высыпание материала; возврат опрокинутого вагона в первоначальное положение; подтягивание толкателем к вагоноопрокидывателю других вагонов; подачу на вагоноопрокидыватель очередного вагона с выталкиванием предыдущего вагона с платформы вагоноопрокидывателя.

Для предотвращения поломки деревянных бортов вагонов высыпавшимся в процессе кантования материалом на борт со стороны разгрузки иногда накладывают щит. На новых вагоноопрокидывателях применяют вибрационные устройства для полной очистки вагонов в процессе их разгрузки.

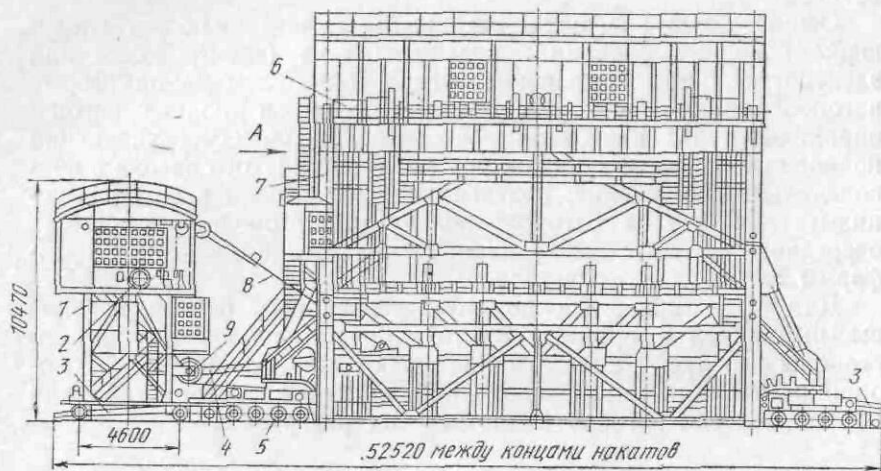
Передвижной башенный вагоноопрокидыватель

Башенные вагоноопрокидыватели предназначены для разгрузки полувагонов. На рис. 11.3 показан башенный вагоноопрокидыватель с толкателем. Металлоконструкция вагоноопрокидывателя выполнена в виде портала (башни) 7, установленного на приводных ходовых тележках 5. Внутри портала расположена люлька 13 с подвижной платформой 14 для установки вагона 12. На платформе проложены рельсы нормальной колеи (1524 мм), стыкующиеся с рельсами накатов. Механизм кантования 6 люльки имеет канатную передачу, состоящую из подъемных канатов и канатов больших противовесов. Вагон на люльке при кантовании удерживают зажимами 11. Для подачи и уборки вагонов с обеих сторон вагоноопрокидывателя расположены накаты (въезды) 3 на колесах, перемещающиеся вместе с ним по железнодорожным путям. Для предотвращения поломки бортов вагонов, особенно при разгрузке слежавшихся и влажных материалов, на них накладывают предохранительный щит 10.

Вагоноопрокидыватель снабжен четырьмя балансирными балками, каждая из которых опирается на две тележки с двумя парами колес. Механизм передвижения вагоноопрокидывателя в основном аналогичен механизму передвижения перегрузочного крана.

Толкатель 1, перемещающийся по тем же путям, что и вагоноопрокидыватель, имеет механизмы передвижения и накатывания 2 вагонов. Подъем и опускание стрелы 4, шарнирно закрепленной на оси 9, осуществляют канатом 8. После подачи электровозом части состава из 10—25 вагонов толкатель поочередно вталкивает

вагоны на платформу вагонопрокидывателя. Разгруженный вагон выталкивают следующим вагоном по накату на противоположную сторону вагонопрокидывателя.



Вид А

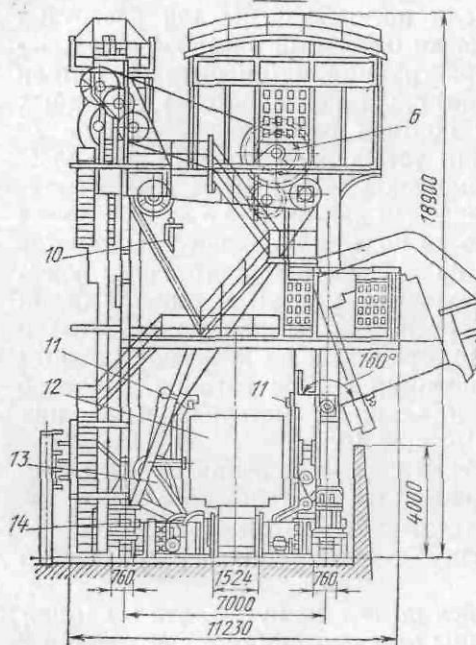


Рис. 11.3. Передвижной башенный вагонопрокидыватель с толкателем

Люлька. На рис. 11.4 приведена схема люльки, предназначенной для установки, закрепления и кантования вагона. Она выполнена в виде L-образных поперечных балок 1, соединенных продольными балками. Сверху люлька снабжена щитом 16 для направления высыпавшегося материала в траншею, носок 1в люльки выполняет роль направляющих для канатов.

Кантование люльки происходит вокруг оси 2, закрепленной на металлоконструкции вагонопрокидывателя. Вагон устанавливают на специальной платформе 11 с рельсами. Платформа при кантовании вагона под действием веса и пружин 10 перемещается

в направлении привалочной стенки 1а люльки по каткам 12, расположенные на люльке, и прижимается к ней. Одновременно с этим защелка 14 на люльке поворачивается относительно оси

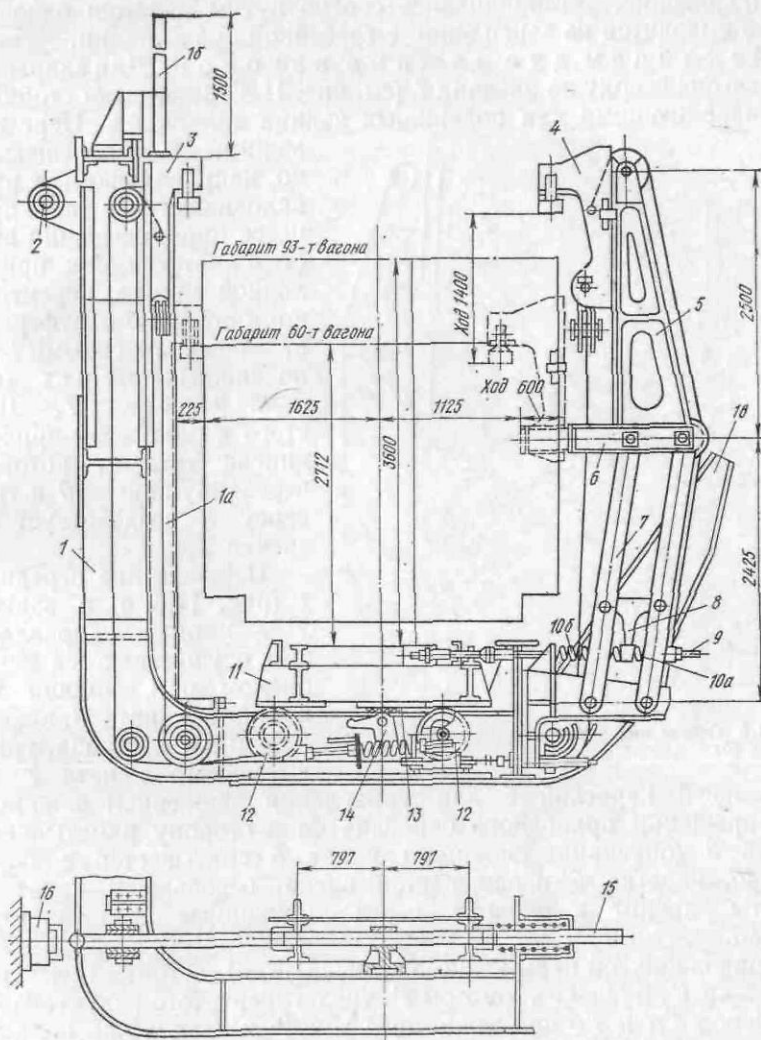


Рис. 11.4. Люлька башенного вагонопрокидывателя

и зуб защелки входит в паз гребенки 13, расположенной на платформе. Это разгружает реборды колес вагона от действия веса платформы.

На платформе закреплен шток 15, упирающийся в упор 16 на металлоконструкции люльки и способствующий движению платформы с вагоном в направлении привалочной стенки люльки

при ее кантовании. При возврате люльки шток 15 доходит до упора 16, останавливается, а платформа при продолжающемся движении люльки смещается относительно нее и занимает исходное положение, устанавливаясь соосно путям накатов: одновременно выводится из зацепления с гребенкой зуб защелки.

Механизм для зажима вагонов. Для закрепления вагона сверху на звеньях 7 (см. рис. II.4) размещена стойка 5 с направляющими для подвижных задних зажимов 4. Передние зажимы 3 перемещаются по направляющим в привалочной стенке 1а. В процессе опрокидывания вместе с платформой к привалочной стенке перемещаются стойки 5 с буферами 6, расположенными на подвижных звеньях (параллелограмме) 7. Для этого к платформе присоединена тяга 9, которая через пружины 10 и траверсу 8 воздействует на звенья 7.

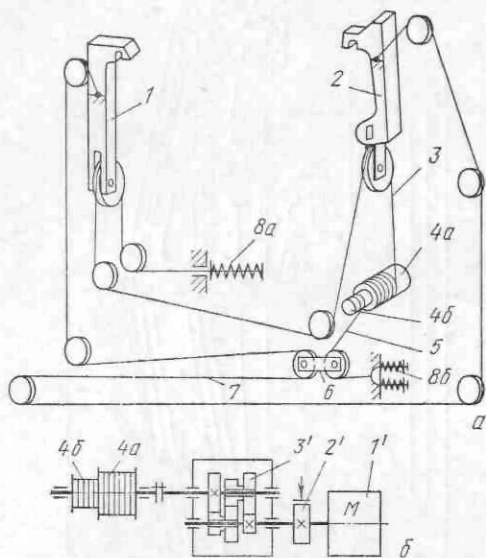


Рис. II.5. Схемы механизма зажима вагона (а) и привода (б)

скользящей кареткой 6 для управления движением зажимов. При вращении приводного барабана 4а в сторону наматывания каната 3 (опускания зажимов) канат 5 сматывается с барабана 4б, каретка 6 перемещается влево, освобождая канат 7. Канаты крепят к люльке через пружинные амортизаторы 8а и 8б.

Привод каждой пары зажимов (рис. II.5, б) состоит из электродвигателя 1', муфты с тормозом 2', трехступенчатого редуктора 3', барабанов 4а и 4б для зажимного каната и каната для подъема зажимов. На люльке смонтированы четыре пары зажимов с отдельными приводами, которые включаются автоматически в процессе поворота люльки. Приводы затормаживаются при повороте на 60 град для того, чтобы предотвратить перегрузку зажимных канатов в результате распрямления рессор вагонов в начальный период кантования.

Механизм для кантования люльки. С помощью этого механизма вагон опрокидывается на угол 160 град,

достаточный для полного высыпания из него материала, и возвращается в первоначальное положение.

На люльке 1, кантуемой вокруг оси 2, закреплен один конец подъемного каната 3, огибающего направляющие на подошве люльки и блоки 4 (рис. II.6). Другой конец каната закреплен на барабане 5а. Для уменьшения моментов на валу барабана от веса люльки и вагона предусмотрены большие и малые противо-

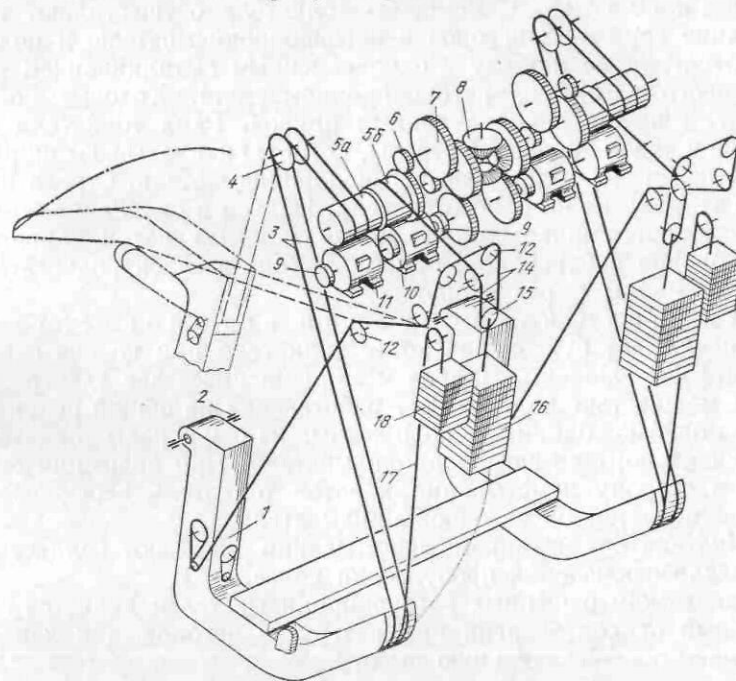


Рис. II.6. Схема механизма кантования люльки башенного вагоноопрокидывателя

весы, которые также способствуют возврату люльки из крайнего верхнего (опрокинутого) положения в исходное.

Большой противовес 16 подвешен к подвижному блоку 15. Канат 14 этого противовеса, пропущенный через блок одним концом закреплен на барабане 5б, который жестко связан с барабаном 5а. Другой конец каната, пропущенный через систему блоков 12, соединен с люлькой. Малый противовес 18 подвешен на канате 17, который соединен с люлькой.

Привод механизма кантования — двусторонний. Каждая сторона привода имеет электродвигатели постоянного 11 и переменного 10 тока (в некоторых моделях вагоноопрокидывателей оба двигателя — переменного тока), тормоза 9 и зубчатую передачу 7. Последняя шестерня привода 6 находится в зацеплении с зубчатым венцом барабана 5б.

Двигатели переменного тока работают в периоды разгона и установившегося движения, а двигатели постоянного тока — при движении с ползучей скоростью на конечных участках траектории и при торможении. Дифференциальный редуктор 8, расположенный между двумя приводами, позволяет механизму кантования работать с одинаковой скоростью в случае изменения угловой скорости одного из двигателей.

Толкатель. С помощью толкателя осуществляют подтягивание груженых вагонов к вагоноопрокидывателю и подачу одного вагона на льюльку с одновременным выталкиванием разгруженного вагона из вагоноопрокидывателя. Ходовые колеса толкателя имеют индивидуальный привод. Рама толкателя выполнена в виде П-образной стрелы, которую накладывают на раму вагона перед его подачей на вагоноопрокидыватель. Стрела шарнирно закреплена на раме толкателя. Подъем и опускание стрелы осуществляются приводом при помощи системы канатов, направляющих блоков и барабанов; привод состоит из электродвигателя, зубчатой муфты и редуктора.

Механизм накатывания вагонов. Этот механизм исключает буксование колес толкателя при подаче вагона на платформу льюльки. Привод механизма имеет два электродвигателя мощностью по 125 кВт, работающих на общий редуктор. Канаты огибают блоки, расположенные на оси стрелы толкателя, и блоки на портале вагоноопрокидывателя. При вращении барабанов в сторону наматывания канатов толкатель перемещается и вагон подается на вагоноопрокидыватель.

Толкатели без механизма накатывания снабжают балластным грузом для исключения пробуксовки колес.

Недостатком башенных вагоноопрокидывателей является значительный расход энергии при разгрузке вагонов, так как его поднимают на значительную высоту.

Техническая характеристика передвижного башенного вагоноопрокидывателя конструкции ЮУМЗ

Грузоподъемность льюльки, т	150
Скорость передвижения, м/мин:	
вагоноопрокидывателя	25
зажимных крюков	6,2
Угол поворота льюльки (наибольший), град	160
Время подъема и опускания льюльки, с	50
Ход зажимных крюков, мм	1400
Число ходовых тележек вагоноопрокидывателя	8
Число и мощность (кВт) двигателей механизмов:	
кантования льюльки переменного тока	2×125
генераторов постоянного тока	2×75
зажима вагона	4×75
передвижения	8×11
Масса вагоноопрокидывателя, т	592

Расчет механизма кантования льюльки башенного вагоноопрокидывателя

Механизм кантования льюльки передвижного башенного вагоноопрокидывателя работает в повторно-кратковременном режиме. Для определения мощности электродвигателей этого механизма необходимо построить нагрузочную диаграмму (график крутящих моментов, приведенных к валам двигателей, в функции времени).

Моменты рассчитывают для ряда положений льюльки (периодов кантования) в функции угла ее поворота α . Расчет ведут графоаналитическим способом. В масштабе строят геометрическую схему льюльки (рис. II.7) с учетом координат центров и радиусов направляющих дуг, осей блоков льюльки и неподвижных блоков портала 1—10. За начало координат 0 принимают ось вращения льюльки.

Используя принцип инверсии для различных положений льюльки, графически определяют плечи действия усилий в подъемном канате 12 (h_n), в канатах малых противовесов 11 (h_m) и больших противовесов 13 (h_b) относительно оси вращения льюльки. Через центры неподвижных блоков 1—3 проводят дуги с центром в начале координат 0 и строят ряд положений блоков через каждые 15—20 град. Следует иметь в виду, что, если значение плеча переходит через нуль, то момент меняет знак. Полученные данные для удобства расчета заносят в таблицу.

Для упрощения расчета вычисление суммарного момента при кантовании льюльки производят без учета:

1) изменения положения центра тяжести перемещающихся крюков механизмов зажима (принимают, что крюки прижаты к бортам вагона);

2) изменения положения центров тяжести платформы, вагона и сыпучего материала при их перемещении к привалочной стенке (принимается, что платформа и вагон с материалом с момента начала кантования переместились к привалочной стенке);

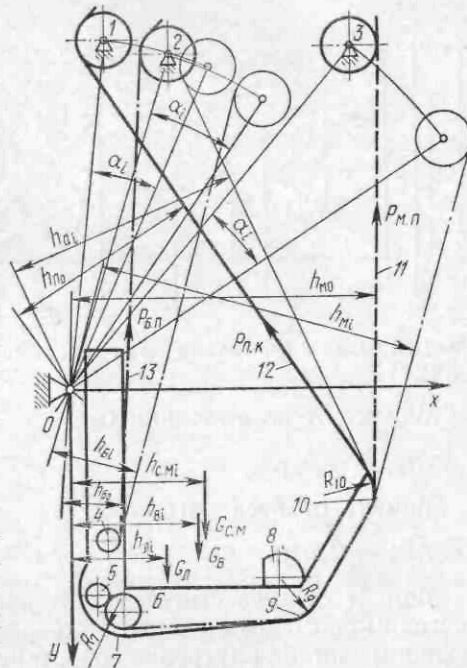


Рис. II.7. Схема к расчету механизма кантования льюльки башенного вагоноопрокидывателя

3) момента относительно цапфы люльки от усилия пружин, устанавливающих платформу в исходное положение.

Суммарный момент при кантовании люльки представляет собой сумму статического и динамического моментов.

Статический момент относительно оси вращения люльки складывается из пяти моментов: от веса люльки, вагона, сыпучего материала, малых и больших противовесов.

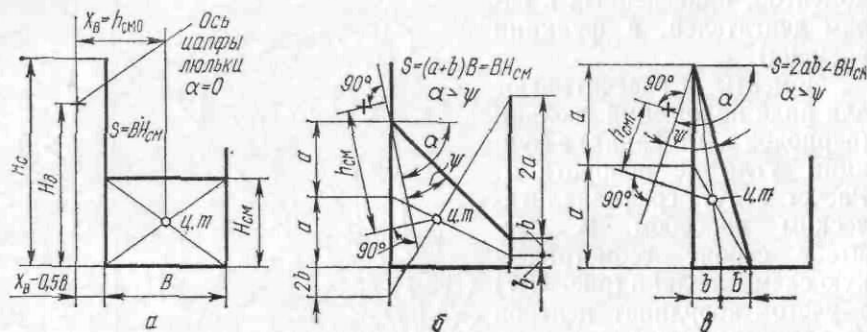


Рис. 11.8. Схема к определению центров тяжести сыпучего материала в вагоне при его разгрузке

Момент от веса люльки $G_{л}$

$$M_{ли} = G_{л} h_{ли}. \quad (II.1)$$

Момент от веса вагона $G_{в}$

$$M_{ви} = G_{в} h_{ви}. \quad (II.2)$$

Момент от веса сыпучего материала определяют графоаналитическим способом с учетом его пересыпания. Для этого вычерчивают в масштабе внутреннее очертание кузова вагона и привалочной стенки (рис. 11.8). Изменение веса материала происходит пропорционально изменению площади его поперечного сечения S_i (в вертикальной плоскости перпендикулярной к оси вращения люльки).

Момент вычисляют как произведение веса материала $G_{с.м.и}$ на расстояние от центра тяжести сечения до вертикали, проходящей через ось вращения люльки $h_{с.м.и}$

$$M_{с.м.и} = G_{с.м.и} h_{с.м.и} = G_{с.м.и} \frac{S_i}{BH_{с.м.и}} h_{с.м.и} \quad (II.3)$$

Принимают, что в исходном положении люльки свободная поверхность материала горизонтальна, т. е. поперечное сечение материала представляет собой прямоугольник (рис. 11.8, а). Высоту прямоугольника определяют в зависимости от веса материала $G_{с.м.и}$, его объемной массы γ , ширины B и длины L кузова:

$$H_{с.м.и} = G_{с.м.и} / \gamma g B L.$$

При углах поворота люльки α_i , не превышающих угла естественного откоса материала ψ , материал в вагоне не перемещается. При $\alpha_i > \psi$ поперечное сечение приобретает форму трапеции (рис. 11.8, б), а затем — треугольника. Когда линия свободной поверхности материала достигает разгрузочной кромки привалочной стенки H_c , материал начинает высыпаться, а площадь его поперечного сечения уменьшается (рис. 11.8, в).

Способ графического определения положения центров тяжести поперечных сечений показан также на рис. 11.8.

Момент от веса малых противовесов $G_{м.п}$

$$M_{м.п.и} = P_{м.п} h_{ми}, \quad (II.4)$$

где $P_{м.п}$ — усилие в канате на участке между люлькой и направляющим блоком 3 (см. рис. 11.7); $h_{ми}$ — плечо усилия в канате малых противовесов относительно оси вращения люльки.

Для определения величины $P_{м.п}$ необходимо учитывать к. п. д. блоков η и направление движения противовесов:

$$P_{м.п.и} = G_{м.п} \eta^{\pm z_{м.п}}, \quad (II.5)$$

где $z_{м.п}$ — число направляющих блоков каната малых противовесов; знак «минус» относится к подъему противовесов, а знак «плюс» — к их опусканию.

Момент от веса больших противовесов $G_{б.п}$

$$M_{б.п.и} = P_{б.п} h_{би}, \quad (II.6)$$

где $P_{б.п}$ — усилие в канате на участке между люлькой и направляющим блоком 2 (см. рис. 11.7); $h_{би}$ — плечо приложения усилия в канате больших противовесов относительно оси вращения люльки.

Представим условно, что большие противовесы разделены на две равные части, одна из которых создает момент относительно оси вращения люльки, а другая — относительно барабана механизма кантования. Учсть трение в подвижном блоке в таком случае можно путем условного добавления к каждой части по одному неподвижному блоку.

Усилие $P_{б.п}$ с учетом к. п. д. блоков η и направления движения «фиктивного» противовеса равно

$$P_{б.п} = 0,5 G_{б.п} \eta^{\pm(z_{б.п}+1)}, \quad (II.7)$$

где $z_{б.п}$ — число направляющих блоков между большими противовесами и люлькой; знак «минус» относится к подъему, а знак «плюс» — к опусканию «фиктивного» противовеса.

Момент сил трения в цапфе люльки. Суммарный статический момент относительно оси вращения люльки без учета сил трения в цапфе определяют с учетом знаков частных моментов:

$$M_{цл} = M_{ли} + M_{ви} + M_{с.м.и} + M_{м.п.и} + M_{б.п.и}. \quad (II.8)$$

Для определения момента сил трения в цапфе люльки необходимо для каждого положения люльки найти равнодействующую сил $G_{ли}$, $G_{ви}$, $G_{с.м.и}$, $P_{м.п.и}$, $P_{б.п.и}$ и усилия в подъемном канате $P_{п.к.и}$, приложенную к цапфе, и умножить ее на радиус подшипника и на коэффициент трения.

Для упрощения расчета можно принять, что этот момент составляет 2% от суммарного момента на люлке, т. е. ввести коэффициент $K = 1,02$.

В этом случае суммарный момент на люлке с учетом сил трения определяют по формуле

$$M_{ц.тр.и} = M_{ц.и} K^{\pm 1}, \quad (II.9)$$

где знак «плюс» относится к кантованию, а знак «минус» — к возврату люльки.

Момент на оси приводных барабанов от усилия в подъемных канатах составляет

$$M_{б.п.к.и} = P_{п.к.и} \cdot 0,5 D_{п.к} \eta^{\pm z_{п.к}}, \quad (II.10)$$

$$\text{здесь } P_{п.к.и} = M_{ц.тр.и} / h_{п.и}, \quad (II.11)$$

где $D_{п.к}$ — диаметр барабанов подъемных канатов; η — к. п. д. направляющих блоков; $z_{п.к}$ — число направляющих блоков подъемных канатов между люлькой и барабанами; знак «минус» относится к кантованию, а знак «плюс» — к возврату люльки; $h_{п.и}$ — плечо приложения усилия в подъемных канатах относительно оси вращения люльки.

Момент на барабанах от усилия в канатах больших противовесов $P_{б.п.б.и}$

$$M_{б.п.б.и} = 0,5 P_{б.п.б.и} D_{б.п.}, \quad (II.12)$$

$$\text{здесь } P_{б.п.б.и} = 0,5 G_{б.п.б} \eta^{\pm (z_{б.п.б} + 1)}, \quad (II.13)$$

где $z_{б.п.б}$ — число направляющих блоков между большими противовесами и барабаном; знак «минус» — относится к кантованию, а знак «плюс» — к возврату люльки; $D_{б.п}$ — диаметр барабанов больших противовесов.

Общий статический момент на барабанах

$$M_{б.ст.и} = M_{б.п.к.и} - M_{б.п.б.и} \quad (II.14)$$

и на валу двигателей

$$M_{дв.ст.и} = M_{б.ст.и} / (u_{л} \eta_{п}), \quad (II.15)$$

где $u_{л}$ — общее передаточное число привода; $\eta_{п}$ — к. п. д. передач.

На основании полученных данных строят кривую изменения статических моментов $M_{к.ст}$ и $M_{в.ст}$ для периодов кантования

и возврата люльки в функции угла поворота $M = f_1(\alpha)$ (рис. II.9).

Так как при повороте люльки на элементарный угол $\Delta\alpha$ перемещение подъемных канатов

$$\Delta l_{i-1; i} = \frac{h_{п(i-1)} + h_{п.и}}{2} \Delta\alpha,$$

а элементарному перемещению каната соответствует элементарный угол поворота барабана подъемных канатов

$$\Delta\varphi_{i-1; i} = \Delta l_{i-1; i} / (0,5 D_{п.к}),$$

то величина угла $\Delta\varphi_{i-1; i}$ равна

$$\Delta\varphi_{i-1; i} = \frac{h_{п(i-1)} + h_{п.и}}{D_{п.к}} \Delta\alpha.$$

Зная величины $h_{п}$ для ряда углов поворота люльки, можно построить график зависимости между углами поворота барабана φ и люльки α_i , т. е. функцию $\varphi = f_2(\alpha)$.

Принимают, что диаграмма скорости вращения барабанов лебедки имеет вид трапеции. Считая заданными время пуска $t_{п}$, торможения $t_{т}$ и кантования $t_{к}$, а также имея в виду, что площадь диаграммы скорости барабана численно равна полному углу поворота барабанов $\varphi_{п}$, получим номинальную угловую скорость барабанов:

$$\omega_{б.ном} = \varphi_{п} / [0,5(t_{п} + t_{т}) + (t_{к} - t_{п} - t_{т})]. \quad (II.16)$$

Зная все параметры диаграммы скорости вращения барабанов, строят график угла поворота барабанов в функции времени, т. е. $\varphi = f_3(t)$.

Для периода разгона

$$\varphi_i = 0,5 \frac{\omega_{б.ном}}{t_{п}} t_i^2, \text{ где } 0 \leq t_i \leq t_{п}.$$

Для периода установившегося движения

$$\varphi_i = 0,5 \omega_{б.ном} t_{п} + (t_i - t_{п}) \omega_{б.ном},$$

где $t_{п} \leq t_i \leq t_{к} - t_{т}$.

Для периода торможения

$$\varphi_i = 0,5 \omega_{б.ном} t_{п} + \omega_{б.ном} (t_{к} - t_{п} - t_{т}) + (t_i - t_{к} + t_{т}) 0,5 \times \\ \times \left[\omega_{б.ном} + \frac{\omega_{б.ном}}{t_{т}} (t_{к} - t_i) \right],$$

где $t_{к} - t_{т} \leq t_i \leq t_{к}$.

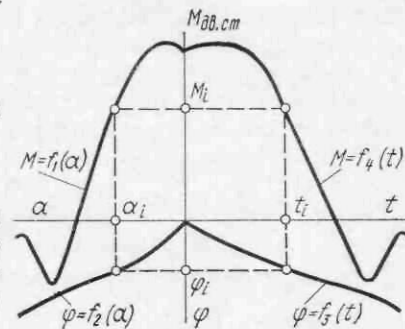


Рис. II.9. Схема к построению кривой изменения статических моментов на валу двигателя $M_{дв.ст} = f(t)$ механизма кантования башенного вагонопрокидывателя

Используя полученные зависимости $M = f_1(\alpha)$, $\varphi = f_2(\alpha)$ и $\varphi = f_3(t)$, можно построить графики моментов на валу электродвигателей в функции времени, т. е. $M = f_4(t)$ (см. рис. II.9).

Разбивая график моментов на характерные участки I—10 и время кантования люльки (рис. II.10) на интервалы Δt , равные,

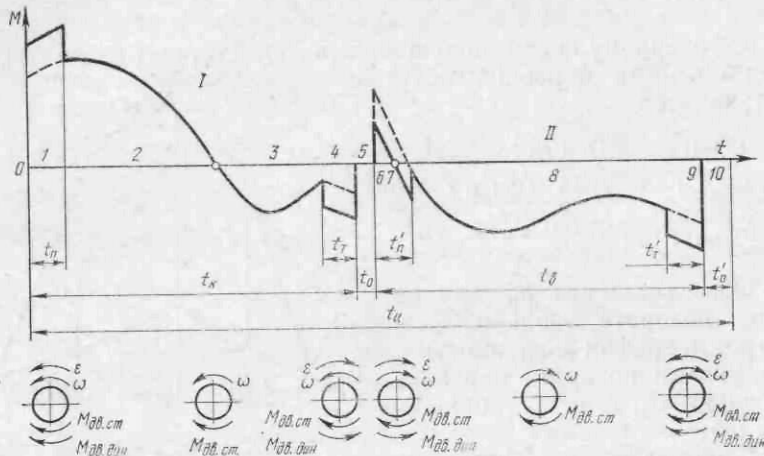


Рис. II.10. График суммарных (статистических и динамических) моментов на валу двигателя $M = f(t)$ механизма кантования люльки башенного вагоноопрокидывателя: I — опрокидывание вагона при разгрузке материала; II — возврат вагона в исходное положение

например, 5 с, предварительно определяют эквивалентный момент на валах электродвигателей

$$M_{э. пр} = \sqrt{\frac{\sum M_{к. ст}^2 t \Delta t_i + \sum M_{в. ст}^2 t \Delta t_i}{2(t_{н} - t_{п} - t_{т}) + 2k_{н}(t_{п} + t_{т})}}, \quad (II.17)$$

где $k_{н}$ — коэффициент, учитывающий ухудшение охлаждения двигателя при неустановившемся движении ($k_{н} = 0,75$).

Соответственно мощность одного электродвигателя равна

$$P_{э. пр} = \frac{1}{2} \frac{M_{э. пр} \omega_{б. ном} u_{дл}}{\eta_{п}}. \quad (II.18)$$

По этой мощности предварительно выбирают электродвигатель. Динамические моменты на валах электродвигателей при кантовании люльки складываются из динамических моментов при неравномерном движении люльки, вагона, материала, малых и больших противовесов и динамических моментов при разгоне и торможении электродвигателей и передачи.

Так как плечи усилий в канатах непрерывно меняются, то приведенный к валу электродвигателя момент инерции от люльки, вагона с материалом и противовесов является функцией угла α . Следовательно, динамические моменты от этих элементов дей-

ствуют на протяжении всего цикла кантования люльки. Однако наиболее существенные величины динамических моментов возникают в периоды разгона и торможения привода.

Приведенный к валу двигателей момент инерции масс люльки с платформой, вагона и материала

$$J_{пр. л. в. с. м} = (J_{л} + J_{в} + J_{с. м}) \left(\frac{0,5 D_{п. к}}{u_{л} h_{п}} \right)^2, \quad (II.19)$$

где $J_{л}$, $J_{в}$, $J_{с. м}$ — моменты инерции масс люльки с платформой, вагона и материала соответственно относительно оси вращения.

Приведенный момент инерции массы материала учитывают только для периода разгона при опрокидывании люльки (считают, что в период торможения при опрокидывании материал уже выпал).

$$J_{с. м} = \{ B H_{с. м}^3 + H_{с. м} B^3 + B H_{с. м} [x_{в}^2 + (H_{д} - 0,5 H_{с. м})^2] \} L \gamma,$$

где $x_{в}$ — координата центра тяжести вагона в его исходном положении (см. рис. II.8, а); $H_{д}$ — расстояние от дна вагона до оси вращения люльки.

Приведенный момент инерции от массы малых противовесов

$$J_{пр. м. п} = \frac{G_{м. п}}{g} \left(\frac{D_{п. к}}{u_{л}} \cdot \frac{h_{м}}{h_{п}} \right)^2. \quad (II.20)$$

Приведенный момент инерции от массы больших противовесов

$$J_{пр. б. п} = \frac{G_{б. п}}{g} \left(\frac{D_{п. к} \frac{h_{б}}{h_{п}} \pm D_{б. п}}{2u_{л}} \right)^2, \quad (II.21)$$

где знак «плюс» принимают при одинаковых направлениях движения ветвей канатов «фиктивных» противовесов, а знак «минус» — при противоположных.

Общий динамический момент на валу электродвигателей, определяемый отдельно для периодов пуска и торможения,

$$M_{дв. дин} = J_{пр} \frac{\omega}{t} = (4\delta J_{дв} + J_{пр. л. в. с. м} + J_{пр. м. п} + J_{пр. б. п}) \times \frac{\omega_{б. ном} u_{дл}}{t_{п}(\tau)}, \quad (II.22)$$

где δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции передачи между электродвигателем и барабанами ($\delta = 1,15$); $J_{дв}$ — моменты инерции на валах четырех электродвигателей (или двух электродвигателей и двух тормозных генераторов); $t_{п}(\tau)$ — время разгона (торможения).

Суммируя статические и динамические моменты в периоды кантования и возврата люльки, строят график суммарных (стати-

ческих и динамических) моментов (см. рис. II.10) и определяют эквивалентный момент

$$M_э = \sqrt{\frac{\sum M_k^2 \Delta t + \sum M_B^2 \Delta t}{2(t_k - t_u - t_r) + 2k_H(t_u + t_r) + k_H t_0}}, \quad (\text{II.23})$$

где $k_H = 0,5$ — коэффициент, учитывающий ухудшение охлаждения электродвигателя во время остановок t_0 .

При построении нагрузочных графиков электродвигателя (рис. II.10) необходимо определить пусковые и тормозные моменты в периоды пуска и торможения лебедки, исходя из основного уравнения электропривода

$$M_{дв} = M_{дв. ст} \pm M_{дв. дин}, \quad (\text{II.24})$$

учитывая, что динамический момент направлен против углового ускорения ε .

Для привода барабана момент от усилия в канате $M_{ст}$ является активно действующим и должен преодолеваться двигателем (для привода механизмов передвижения момент сопротивления передвижению $M_{ст}$ при торможении способствует замедлению). С учетом этого моменты на валу электродвигателя будут:

1. При разгоне в случае подъема груза (люльки) и при торможении в случае опускания груза (а также в период разгона механизма передвижения)

$$M_{дв} = M_{дв. ст} + M_{дв. дин}.$$

2. При торможении в случае подъема груза и при разгоне в случае опускания груза (а также в период торможения механизма передвижения)

$$M_{дв} = M_{дв. ст} - M_{дв. дин}.$$

При установке двух электродвигателей и двух тормозных генераторов необходимо учитывать, что в периоды торможения работают тормозные генераторы, а не двигатели. В этом случае при определении эквивалентного момента $M_э$ исключают моменты, действующие в периоды торможения 4 и 9 (см. рис. II.12), а время $t_{т1}$ и $t_{т2}$ суммируется со временем остановок t_{01} и t_{02} . Мощность каждого электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{1}{2} \frac{M_э \omega_{б. ном} u_{дл}}{\eta_{ц}}. \quad (\text{II.25})$$

Исходя из этой мощности по каталогу выбирают электродвигатель при ПВ = 100 %, так как в формуле (II.23) учтено время пауз. Если принимают электродвигатель с другой продолжительностью включения, то необходимо пересчитать мощность по формуле

$$P_{дв. пр} = P_{дв} \sqrt{100/\text{ПВ}}. \quad (\text{II.26})$$

Выбранный электродвигатель переменного тока проверяют на перегрузку по допустимому коэффициенту перегрузки $\lambda_{доп}$ (по каталогу)

$$\lambda = M_{\max}/M_{ном} \leq \lambda_{доп}, \quad (\text{II.27})$$

где M_{\max} — половина максимального момента на валу электродвигателей (по нагрузочному графику); $M_{ном}$ — номинальный момент выбранного электродвигателя.

При выборе оптимальных параметров механизма кантования можно свести к минимуму величины моментов и работы кантования, изменяя расположение точек крепления канатов малого противовеса, конфигурацию люльки, диаметр барабана канатов, массу больших противовесов и положение блоков.

При анализе работы механизма кантования необходимо исходить из следующих двух условий:

противовесы не должны опрокидывать люльку, когда она находится в исходном положении; этим условием ограничивается наибольшая возможная масса противовесов (по создаваемому ими моменту);

противовесы должны возвращать люльку после опрокидывания в положение, при котором центр тяжести вращающейся системы «люлька — вагон» выходит на вертикаль, проходящую через ось вращения люльки, чтобы затем вся система вернулась в начальное положение; второе условие ограничивает величину наименьшей массы противовесов.

Передвижной роторный вагоноопрокидыватель

Грузоподъемность люльки вагоноопрокидывателя 150 т. Перемещение ротора по горизонтали 11 000 мм со скоростью 29,3 м/мин. Привод механизма кантования ротора имеет два двигателя переменного тока мощностью по 80 кВт с частотой вращения 580 об/мин.

На рис. II.11 показан передвижной роторный вагоноопрокидыватель.

Мост 2 вагоноопрокидывателя выполнен в виде плоской металлоконструкции, опирающейся на шесть ходовых тележек 3, из которых три — с приводными скатами. Перемещается вагоноопрокидыватель вдоль разгрузочной траншеи 1, расположенной под его мостом. На мосту располагают тележки 4 с установленным на них ротором 5. Поворот ротора на угол 175 град для разгрузки вагона 7 и перемещение тележек 4 для подачи вагона к разгрузочной траншее осуществляются от одного привода, смонтированного на тележке.

Ротор имеет платформу 6 с рельсами для установки вагона; ось рельсовых путей платформы в исходном положении совпадает с осью железнодорожных путей, по которым подают вагоны на разгрузку.

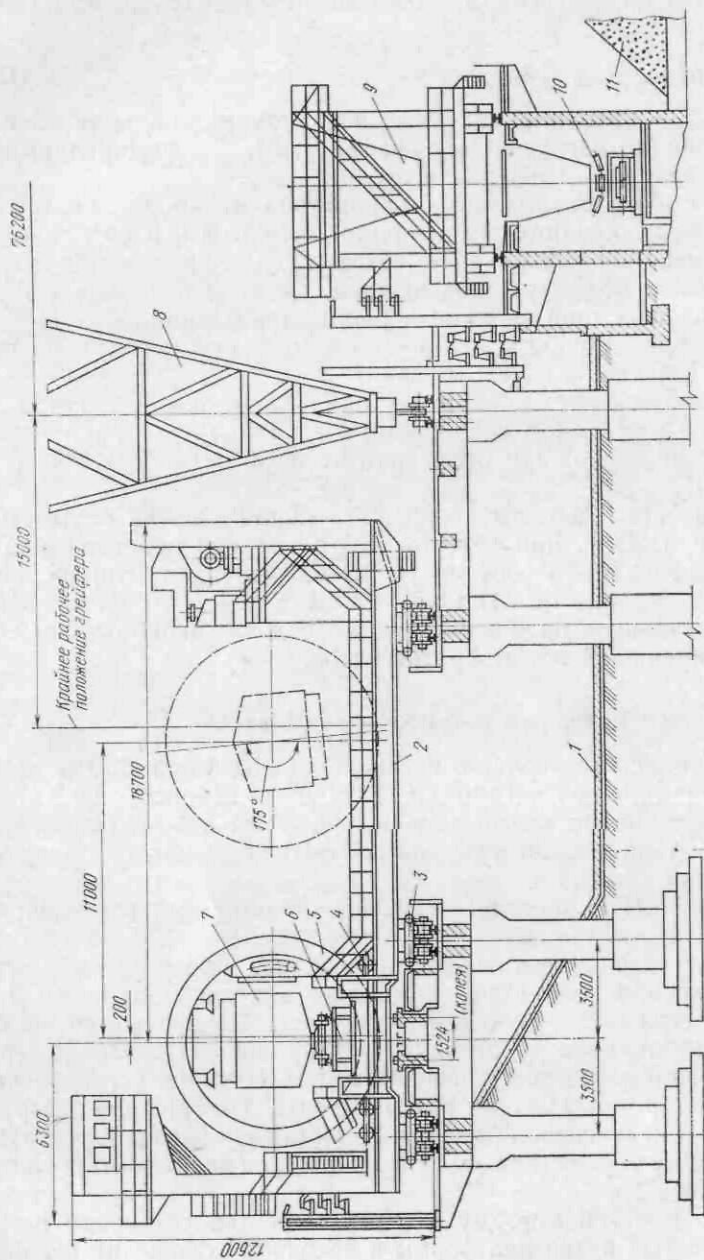


Рис. II.11. Передвижной роторный вагонопрокидыватель

Материалы из траншеи убирают грейфером перегрузочного крана 8; их можно подавать тем же грейфером в перемещаемую вдоль траншеи подвижную воронку 9 для укладки на уборочный конвейер 10 либо непосредственно на склад, образуя штабеля 11.

Ротор представляет собой трехпролетную металлоконструкцию, состоящую из четырех кольцеобразных дисков, соединенных между собой в продольном направлении трубчатыми связями и фермами; он опирается на роликовые опоры бандажами прямоугольного сечения, закрепленными на дисках, и приводится во вращение от привода через зубчатые венцы.

В каждом пролете ротора имеется L-образная люлька. Ротор передвижного вагонопрокидывателя по устройству аналогичен ротору вагонопрокидывателя стационарного типа.

Ротор смонтирован на четырех тележках (рис. II.12). Рама тележки 5 опирается на три пары неприводных ходовых колес 7. Опоры осей крайних колес прикреплены к раме жестко, опора оси средней пары может перемещаться в вертикальном направлении. На осях двух пар колес шарнирно закреплены роликовые балансирующие опоры 4 ротора. Один из роликов двухребордный, второй — безребордный.

На площадках, шарнирно соединенных с тележками, установлены два одинаковых привода вращения ротора, связанных между собой удлиненными зубчатыми муфтами; четыре шестерни 3 находятся в зацеплении с зубчатыми венцами 2 ротора 1. Два командоаппарата служат для управления электродвигателями.

При вращении приводных шестерен 3, находящихся в зацеплении с зубчатыми венцами 2, ротор 1 поворачивается на заданный угол относительно роликовых опор 4 тележки 5. При этом находящийся в зацеплении с рейкой 6 моста 8, зубчатый венец 2 вместе с ротором 1 перекачивается в сторону опрокидывания вагона, увлекая за собой тележку 5 на колесах 7, перемещая всю систему поперек моста.

У передвижного роторного вагонопрокидывателя конструкции ЮУМЗ ротор перекачивается по мосту с помощью канатной передачи (см. рис. II.2, б).

Механизм зажима вагона (см. рис. II.12). На вагонопрокидывателе применен бесканатный механизм зажима вагона. В процессе кантования ротора вагон перемещается к привалочным стенкам люлек при помощи подвесной платформы 28, снабженной рельсами для вагона 14 и подвешенной к подошвам трех люлек на двенадцати тягах 25. Платформа имеет два боковых ролика 26, которыми она в исходном положении ротора поджимается к установленным на мосту упорам 27 при помощи шести пружин 23 (по две на каждой люльке). Под действием веса платформы и вагона и силы пружин 23 тяги 25 при кантовании ротора занимают отвесное положение. Платформа поступательно перемещается относительно люльки в сторону стенки 10 до тех пор, пока вагон своим бортом не ляжет на привалочную стенку.

Закрепление вагона по высоте осуществляется при его поступательном перемещении вместе с люльками и платформой внутри ротора к горизонтальным продольным опорным балкам 15 рам 17 вибраторов, расположенных в верхней части ротора.

Каждая люлька 9 при вращении ротора совершает относительно него плоскопараллельное движение, обеспечиваемое парал-

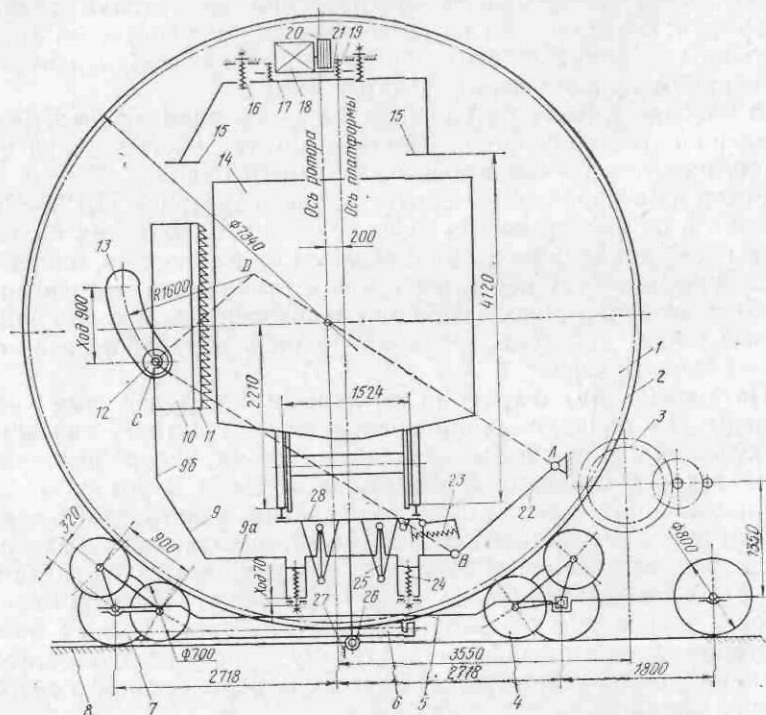


Рис. 11.12. Схема ротора передвижного роторного вагонопрокидывателя с механизмами кантования ротора, зажима и очистки вагона

лелограммным механизмом *ABCD*. Особенность этого механизма состоит в том, что горизонтальная полка люльки (подошва) *9a*, шарнирно связанной с ней тягой 22, соединена с шарнирной опорой *A* на роторе, а ролики 12 цапф *C* вертикальной полки люльки (стенки) *9b* могут перемещаться в дугообразных вырезах 13, причем радиус дуги выреза равен длине тяги 22, а расстояние между центром описываемой дуги и осью вращения тяги *AD* на роторе равно расстоянию между шарнирами *BC* на люльке.

В исходном положении ротора люлька своей подошвой опирается на две продольные балки ротора. В подошву люльки вмонтированы пружины 24 для смягчения ударов при посадке люльки на балки. На стенке люльки закреплены рифленые резиновые плиты 11, выполняющие роль привалочной стенки вагона.

При повороте ротора на угол, соответствующий вертикальному положению тяг 22, люлька начинает отходить от нижних опорных балок на роликах 12 в пазах 13 до тех пор, пока вагон верхней обвязкой своих бортов не упрется в опорные балки 15 рам 17 вибраторов, либо в отсутствие вагона на платформе, пока ролики не дойдут до конца паза.

Механизм очистки вагона (см. рис. 11.12). При подходе ротора к конечному положению ему сообщают колебания при помощи трех вибраторов. Каждый вибратор смонтирован на раме 17 и подвешен к ротору на восьми тягах через пружины 16. Он состоит из электродвигателя 18, клиноременной передачи 20 и двух одинаковых зубчатых колес, закрепленных на валах, несущих дебалансы.

Электродвигатель установлен с помощью четырех вертикальных 19 и двух горизонтальных пружинных подвесок на раме вибратора 21. Дебалансы расположены под одинаковыми углами к плоскости осей их валов так, что равнодействующая центробежных сил, возникающих при вращении дебалансов, всегда перпендикулярна указанной плоскости и днищу вагона. Кузов вагона колеблется вместе с рамой вибратора между пружинами рессорной подвески вагона и пружинами рамы вибратора. Каждый вибратор создает возмущающую силу, равную 50 кН при числе колебаний 1500 в 1 мин.

Применение вибраторов сокращает продолжительность разгрузки, улучшает качество очистки вагонов, сокращает объем тяжелого ручного труда и способствует сохранности вагонов (за счет подрессоренной установки верхних упоров).

Стационарный роторный вагонопрокидыватель

Для вталкивания вагонов на вагонопрокидыватель применяют электротележку-толкатель (электровоз) с дистанционным управлением. Толкатель снабжен двумя приводами с электродвигателями переменного тока мощностью по 45 кВт, что позволяет развивать усилие толкания 160—180 кН.

Ротор 1 стационарного вагонопрокидывателя (рис. 11.13) опирается бандажами 2 на стационарные балансирные роликовые опоры 11 и разгружает вагоны в заглубленные бункера 12, находящиеся непосредственно под ротором.

Зубчатые венцы 3 ротора находятся в зацеплении с шестернями 9, которые приводятся во вращение от двух электродвигателей 6 через редуктор 8. Привод имеет тормоза 7. В процессе кантования ротора платформа 10, подвешенная на тягах, перемещается в сторону вертикальной стенки люльки, вагон подходит к плитам 4 и закрепляется при подходе к верхним упорам ротора 5. Платформа, механизмы закрепления и очистки вагона аналогичны применяемым в передвижном роторном вагонопрокидывателе.

В связи с увеличенной длиной ротора вагонопрокидывателя для разгрузки вагонов грузоподъемностью 125 т под ним рас-

полагают три бункера 12, а не два, как у вагоноопрокидывателей, обслуживающих вагоны грузоподъемностью 60 и 93 т. Под каждым бункером имеется питатель, который выдает материал на убороч-

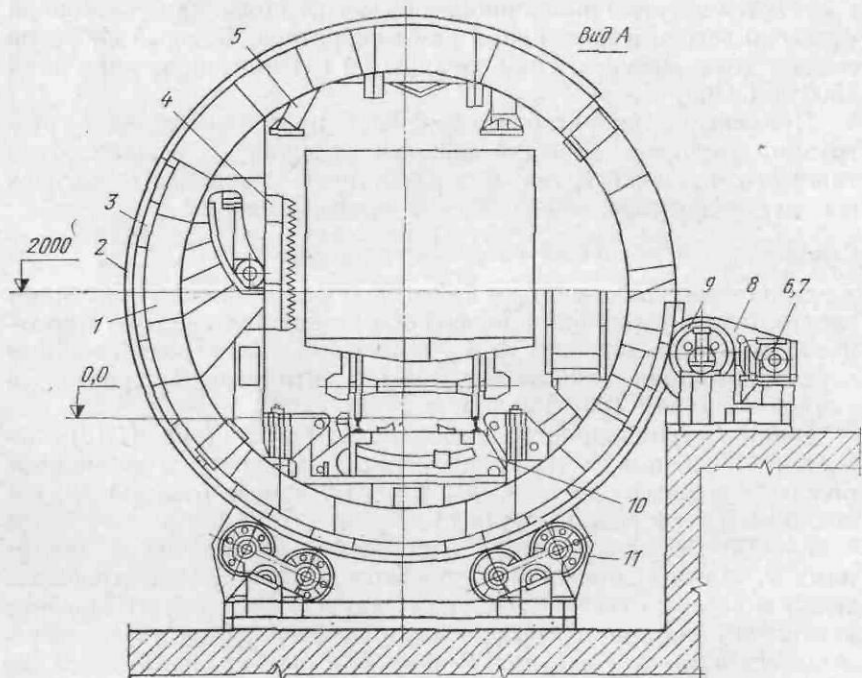
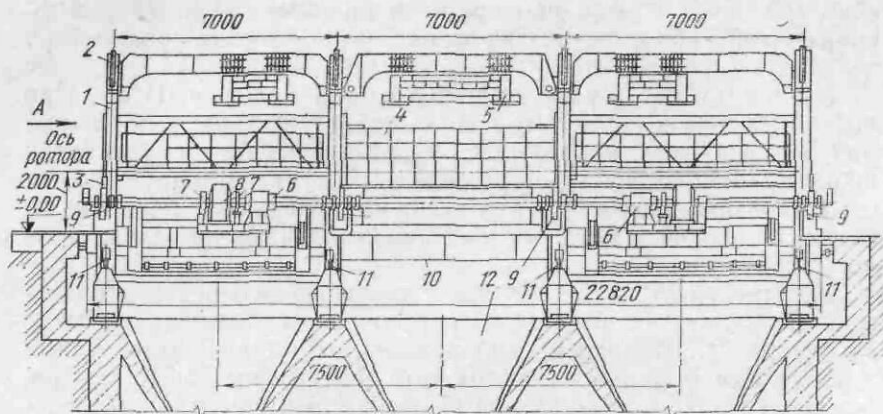


Рис. П.13. Стационарный роторный вагоноопрокидыватель

ный ленточный конвейер, связанный с системой конвейеров склада шихтовых материалов. Вагоноопрокидыватель оборудован тензометрическим взвешивающим устройством.

Техническая характеристика роторных стационарных вагоноопрокидывателей

Грузоподъемность, т	60; 93	60; 93; 125
Число опрокидываний в час для вагонов грузоподъемностью, т:		
60; 93	30	30
125	—	25
Угол поворота ротора, град	170	170
Частота вращения ротора, об/мин	1,38	1,35
Диаметр ротора по кругу катания, м	7,3	7,7
Число роликоопор	3	4
Электродвигатель привода поворота ротора:		
мощность, кВт	36	48
число, шт	2	2
Масса с электрооборудованием, т	135	200

Днепропетровский завод металлургического оборудования выпускает вагоноопрокидыватели грузоподъемностью 134 т типа ВРС-134 с подвесной привалочной стенкой, что обеспечивает сохранность разгружаемых полувагонов и резиновой облицовки привалочной стенки. Вагоноопрокидыватель обеспечивает разгрузку полувагонов грузоподъемностью 60, 93, 125 и 134 т. Мощность двух двигателей переменного тока механизма кантования 160 кВт. Масса вагоноопрокидывателя 217 т. Время цикла разгрузки одного вагона 63—75 с.

Расчет механизма кантования ротора роторного вагоноопрокидывателя

Привод механизма кантования ротора должен преодолеть статические моменты сопротивления вращению от веса ротора, полувагона, материала и от сил трения в роликовых опорах, а также динамические моменты вращающихся масс в периоды пуска и торможения двигателя. Все расчетные данные представляют в виде таблицы.

Статические моменты. Графическим или расчетным путем находят координаты центров тяжести вращающихся частей вагоноопрокидывателя: ротора, полувагона и материала относительно оси вращающегося ротора при различных углах его поворота (например, через 10 град) с учетом перемещения и высыпания материала из полувагона (см. особенности расчета механизма кантования люльки башенного вагоноопрокидывателя) при опрокидывании и возврате ротора в исходное положение.

Для деталей или узлов сложной формы, какими являются ротор и полувагон, центры тяжести определяют по формулам

$$x_{qi} = \sum G_i x_i / \sum G_i; \quad y_{qi} = \sum G_i y_i / \sum G_i, \quad (П.28)$$

где G_i — вес простейших фигур, на которые расчленены ротор и полувагон; x_{qi} и y_{qi} — расстояния от их центра тяжести до выбранной оси.

Зная положения центров тяжести всех частей вращающегося ротора, определяют его общий центр тяжести по формулам (II.28), где веса $G_i : G_p$ — ротора, G_b — полувагона и G_m — материала; x_i и y_i — расстояния от их центра тяжести до осей ротора. Полученные координаты общего веса всех частей $G_i = G_p + G_b + G_m$, обозначим x_0 и y_0 . Тогда статический момент для принятых углов

поворота при опрокидывании и возврате ротора

$$M_{ст. i} = G_i x_{0i}, \quad (II.29)$$

где x_{0i} — плечо (расстояние по горизонтали от центра тяжести общего веса G_i до вертикали, проходящей через ось вращения ротора).

При больших статических моментах на роторе устанавливают противовесы для их снижения и осуществляют расчет с учетом моментов от их веса.

Моменты сил трения в роликовых опорах. Как и в случае расчета статических моментов, эти моменты определяют для разных углов поворота ротора

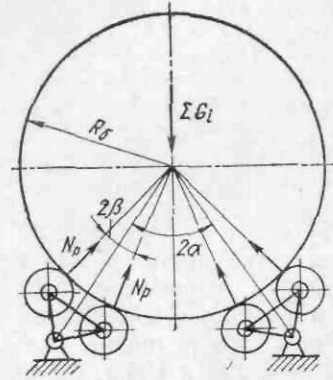


Рис. II.14. Схема к расчету механизма кантования ротора вагонноопрокидывателя

при его опрокидывании и возврате в исходное положение. Общий момент сил трения, приведенный к оси ротора, состоит из моментов сил трения в подшипниках опорных роликов $M_{тр1}$ и сил трения качения бандажей ротора по опорным роликам $M_{тр2}$ (рис. II.14).

$$M_{тр i} = M_{тр1} + M_{тр2} = N_{pi} r_{пфпр} \frac{R_b}{r_p} z + N_{pi} k \times \times \frac{R_b}{r_p} z = N_{pi} \frac{R_b}{r_p} z (r_{пфпр} + k), \quad (II.30)$$

где N_{pi} — реакция (нагрузка) ролика (кН)

$$N_{pi} = \sum G_i / (z \cos \alpha \cos \beta);$$

$\sum G_i = G_p + G_b + G_m$ — суммарный вес всех элементов ротора G_p , полувагона G_b и материала G_m ; α, β — углы, определяющие положение опорных балансиров и роликов; z — число опорных роликов; R_b — радиус бандажа ротора, м; r_p — радиус опорного ролика, м; $r_{пф}$ — радиус цапфы, м; k — коэффициент качения ролика по бандажу, м; $f_{пр}$ — приведенный коэффициент трения подшипников качения опорных роликов

$$f_{пр} = \frac{2k_{пфк}}{2r_{пф}} \left(1 + \frac{d_0}{r_{пф}}\right),$$

$k_{пф}$ — коэффициент, равный 1,4 или 1,6 для шарикового или роликового подшипника, соответственно; f_k — коэффициент трения качения шарика по обойме подшипника; d_0 — диаметр беговой дорожки (внутренней обоймы) подшипника, м; $r_{пф}$ — радиус шарика или ролика подшипника, м.

Суммарные статические моменты, приведенные к валу двигателя

$$M_{ст. пр. i} = (M_{ст. i} + M_{тр. i}) / (u \eta), \quad (II.31)$$

где u — общее передаточное число привода; η — к. п. д. привода. При работе двигателя в генераторном режиме

$$M_{ст. пр. i} = \frac{M_{ст. i} + M_{тр. i}}{u} \eta. \quad (II.32)$$

По полученным значениям $M_{ст. пр. i}$ составляют таблицу, строят график статических моментов на валу двигателя в функции времени и определяют эквивалентный момент $M_{э. пр.}$

Динамические моменты. Предварительно определяют мощность одного двигателя по эквивалентному моменту $M_{э. пр.}$, выбирают по каталогу двигатель и значения для него момента инерции ротора J_p и угловой скорости $\omega_{дв}$ (обычно применяют двигатель МТ).

Общий динамический момент, определяемый отдельно для периодов пуска и торможения ($t_{п}$ и $t_{т}$), на валах двигателей (двух).

При пуске

$$M_{дин. п. i} = \frac{J_{пр} \omega_{дв}}{t_{п}} + \frac{J_{общ. i} \omega_{дв}}{u^2 t_{п} \eta}, \quad (II.33)$$

где $J_{пр} = 2\delta J_{дв}$ — приведенный к валу двух двигателей суммарный момент инерции всех вращающихся масс привода; $J_{дв}$ — момент инерции деталей на валу двигателя; δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции остальных деталей привода ($\delta = 1,15 \div 1,25$); $J_{общ. i} = \sum m_i \frac{D_i^2}{4}$ — суммарный момент инерции всех вращающихся масс вагонноопрокидывателя (ротора, полувагона и материала) относительно оси вращения ротора вагонноопрокидывателя.

Моменты на валу двигателя для заданных углов поворота (кН·м)

$$M_{дв. i} = M_{ст. пр. i} \pm M_{дин. п. (т) i}. \quad (II.34)$$

По полученным значениям $M_{дв. i}$ строят нагрузочную диаграмму и рассчитывают мощность двигателя, работающего в повторно-кратковременном режиме. Для этого определяют эквивалентный момент на валу двигателя, мощность одного двигателя при фактической продолжительности включения, по ней выбирают двигатель по каталогу и проверяют его на перегрузку по максимальному моменту.

3. ПЕРЕГРУЗОЧНЫЕ ГРЕЙФЕРНЫЕ КРАНЫ

Перегрузочные краны с грейфером, двигаясь по рельсовым путям вдоль склада, выполняют следующие операции: перемещают шихтовые материалы из приемной траншеи на рудный двор и штабелируют их; перегружают шихтовые материалы из штабелей рудного двора в перегрузочный вагон. При этом осуществляется усреднение материала за счет его горизонтальной послойной укладки и местного вертикального забора материала сразу из нескольких слоев грейфером.

В зависимости от типа конструкции моста перегрузочные краны разделяют на краны с решетчатым, вантовым и трубчатым мостом.

Кран с решетчатым мостом (рис. II.15) состоит из среднего пролета 1 двух консолей 1а и 1б. Кран опирается на две ноги (опоры) 4 и 6. Расстояние между осями ног — пролет у большинства кранов 76,2 м (имеются краны с пролетами 86 и 115 м). Длина каждой консоли 20—40 м в зависимости от необходимого выбега грейфера (длиной l_1 и l_2). Ноги крана опираются на ходовую часть 7 с приводом перемещения. На мосту уложены рельсы, по которым перемещается тележка с грейфером 5а. При помощи грейферной тележки формируют штабель материала 8.

Для удобства загрузки перегрузочных вагонов на кранах устанавливают подвесную воронку 3, перемещающуюся на катках по отдельным балкам моста при помощи привода с канатной передачей. Краны оснащены тележками 2 для их ремонта и обслуживания, которые иногда используют для замены скипов скиповых подъемников доменных печей. Питание кранов электроэнергией осуществляется от троллеев. Смазка механизмов крана централизованная.

Соединение ног крана с мостом должно допускать некоторое угловое перемещение моста в горизонтальной плоскости относительно обеих ног при забегании одной из них в процессе движения крана, а также наклон одной из ног в вертикальной плоскости при изменении длины среднего пролета моста в результате колебаний температуры окружающей среды, отклонений в положении подкрановых путей и др.

Гибкая нога (рис. II.15, разрез А—А) крана с решетчатой фермой выполнена в виде плоской металлической арки 10 с нижней рамой (затяжкой) 9. Мост 18 крана опирается на гибкую ногу 19 через сферический подпятник 17.

Жесткая нога в отличие от гибкой выполнена в виде двух плоских арок, симметрично расположенных под углом к вертикальной оси. По бокам они связаны двумя треугольными фермами, вверху — горизонтальной фермой и внизу — рамой (затяжкой). Мост соединен с жесткой ногой осью 21 (рис. II.15, II), которая вверху жестко закреплена на ферме 20 моста, а нижней цилиндрической частью свободно сидит во втулке 22 верхней части 13 ноги.

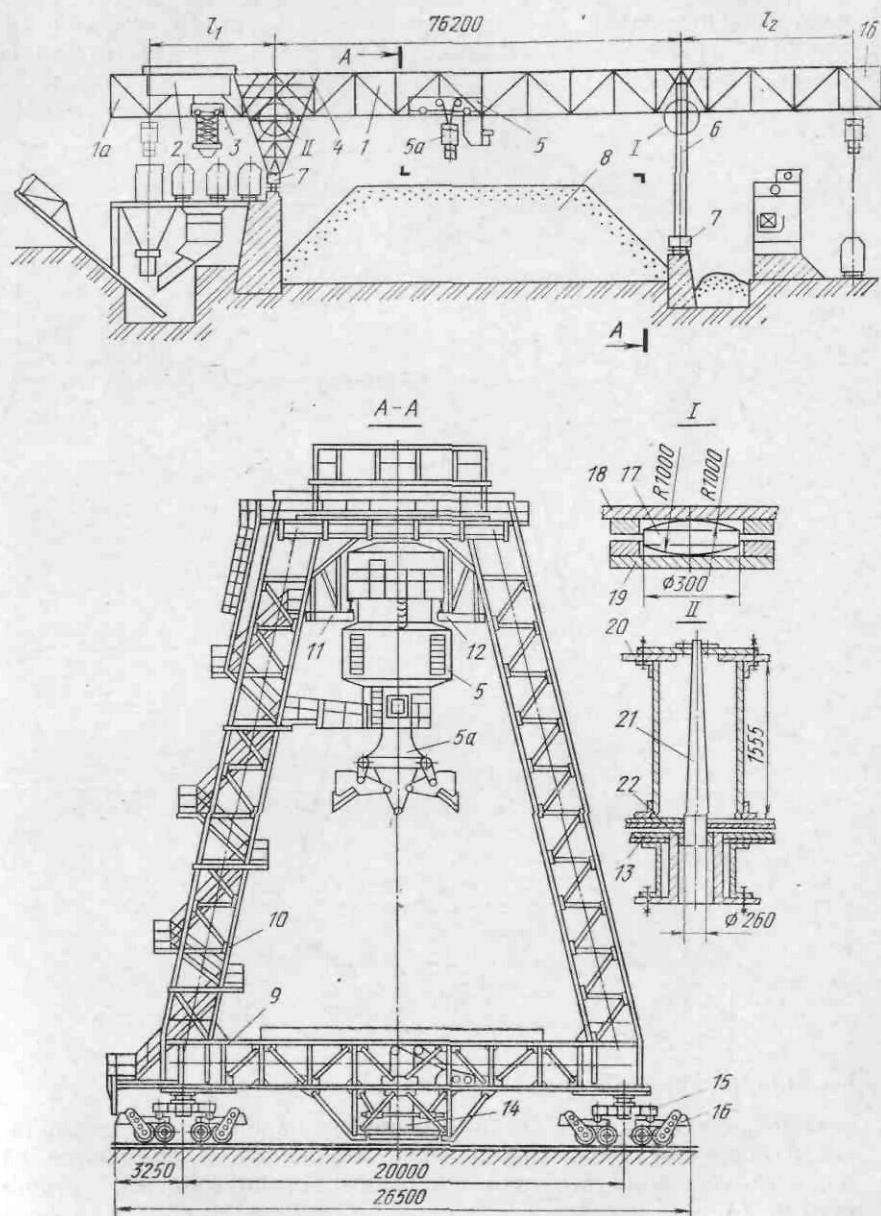


Рис. II.15. Перегрузочный грейферный кран с решетчатым мостом

Фермы моста связаны между собой поперечными рамами 11, по нижним поясам которых на консолях с внутренней стороны расположены балки 12, несущие рельсы для грейферной тележки 5 с грейфером 5а. На внешних консолях поперечных рам 11

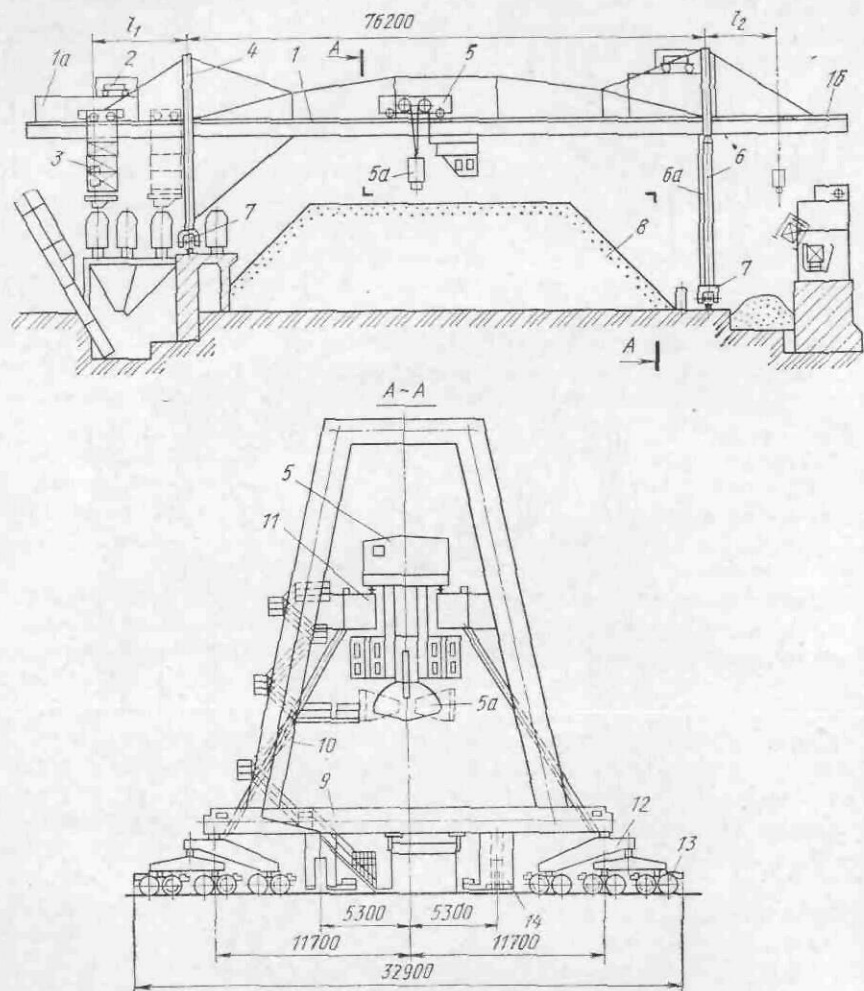


Рис. 11.16. Перегрузочный грейферный кран с вантовым мостом

расположены балки с рельсами для передвижной рамы с направляющей воронкой. Ноги крана через балансиры 15 опираются на ходовые тележки 16. Кран снабжен противоугонными устройствами 14.

Кран с вантовым мостом (рис. 11.16) опирается на плоские ноги, одна из которых шарнирно скреплена с мостом. На арку ноги 10, связанную внизу стяжкой 9, опирается ферма

моста 11, несущая рельсы для тележки 5 с грейфером 5а. Опорой ног являются балансиры 12 и ходовые тележки 13. Каждая нога снабжена двумя противоугонными устройствами 14. Позиции 1—8 те же, что и в рис. 11.15.

Кран с трубчатым мостом (рис. 11.17) имеет также мост, состоящий из среднего пролета 1 с двумя консолями 1а и 1б

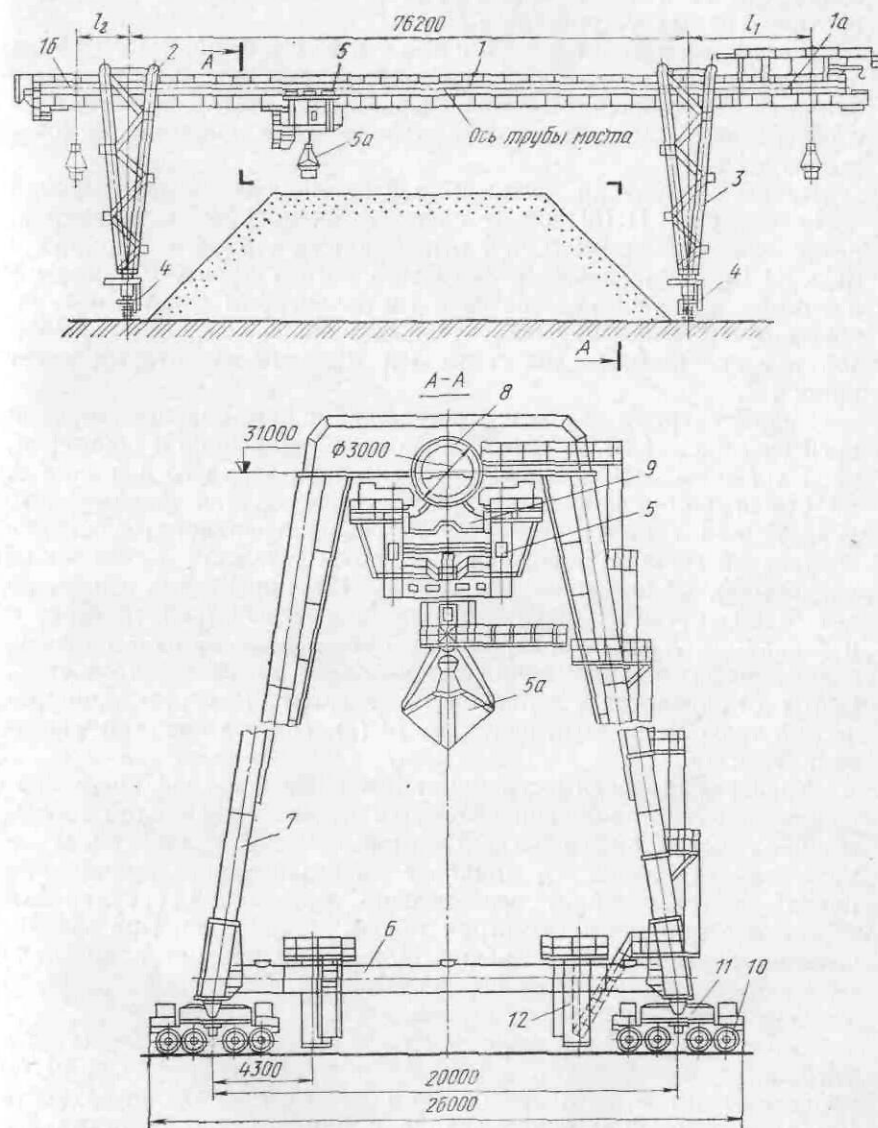


Рис. 11.17. Перегрузочный грейферный кран с трубчатым мостом

и опирающийся на две ноги 2 и 3 с приводами 4. По мосту крана перемещается тележка 5 с грейфером 5а.

Ноги крана трубчатого типа имеют арку 7 и стяжку 6, выполненные из труб. На трубе моста 8 снизу закреплена балка 9 с двумя консолями, на которых расположены рельсы для грейферной тележки 5 с грейфером 5а. Арка ноги опирается на балансиры 11 и ходовые тележки 10. Каждая нога имеет два противоугонных устройства 12.

Механизм передвижения крана. Ноги крана опираются на ходовые тележки через балансиры, устраняющие влияние неточностей монтажа, неровностей подкрановых путей и обеспечивающие равномерное распределение нагрузок на ходовые колеса.

Краны с двумя двухосными тележками под каждой стороной ноги (см. рис. II.15) имеют систему балансиров и шарниров, расположенных симметрично относительно верхнего шарнира 4 (рис. II.18, а), на который опирается нога 3 крана. Шарниры 2 и 6 позволяют качаться траверсе 5 и балансирам 1 вдоль подкрановых путей, а шарниры 9 — тележкам поперек путей. На каждой тележке имеются два ската 8 и 10, один из которых имеет привод 7.

Краны с тремя двухосными тележками под каждой стороной ноги (см. рис. II.18, б, в) имеют систему балансиров и шарниров, расположенных асимметрично относительно верхнего шарнира 4, на который опирается нога крана. Для создания равномерного усилия на все шесть скатов 8, 10 ось центральной тележки 9а совпадает с осью верхнего шарнира, а оси двух других тележек 9б удалены от нее на равные расстояния. Шарниры 2 и 4, выполненные в виде осей со втулками, позволяют качаться траверсе 5 и балансиру 1 вдоль подкрановых путей, а шарниры 6 тележек, выполненные в виде шаровой опоры, — во всех плоскостях. Скаты 8 приводятся в движение от двигателя 12 через цилиндрический трехступенчатый редуктор 14 (7). Привод снабжен тормозами 11 и 13.

Краны оборудованы ограничителями перекоса для предотвращения недопустимо больших угловых перемещений моста по отношению к ногам (более 5 град), которые могут возникнуть в результате неполадок в приводе передвижения крана при пусках и торможении, недостаточно правильной регулировки тормозов, различия в диаметрах ходовых колес и др. При возникновении перекосов эти ограничители останавливают кран, либо снижают скорость движения забегающей вперед опоры, либо увеличивают скорость отстающей ноги.

Противоугонные устройства. Они служат для удержания крана в остановленном положении от смещения по рельсовым путям. Это необходимо в связи с тем, что поверхность металлоконструкций крана велика и при сильном ветре на нее действуют значительные усилия в направлении движения крана

по рельсам. На перегрузочных кранах устанавливают клещевые захваты; на каждой ноге по два захвата, управляемых от одной лебедки, расположенной в стороне или над захватами. Таким образом, кран удерживается противоугонными устройствами за головки четырех рельсов, по которым он перемещается.

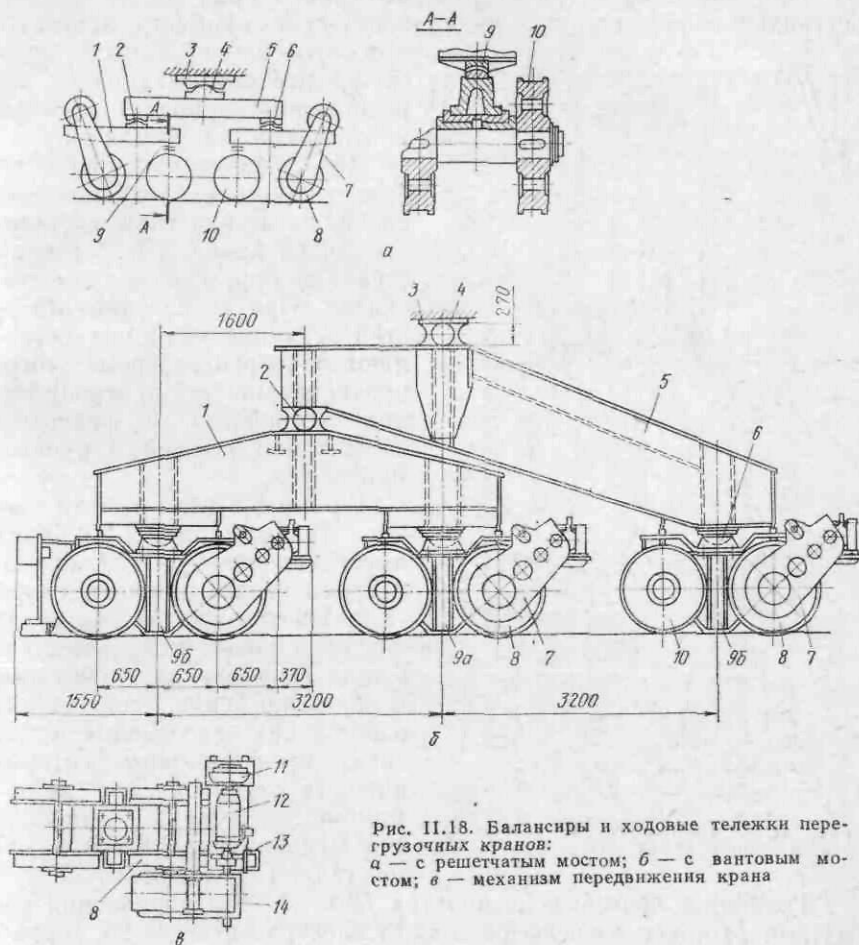


Рис. II.18. Балансиры и ходовые тележки перегрузочных кранов: а — с решетчатым мостом; б — с вантовым мостом; в — механизм передвижения крана

Каждая пара захватов (рис. II.19) имеет привод 2 с двумя барабанами 1, при помощи которых канаты 3 через блоки 4 перемещают клиновые грузы 5. При опускании клинья своим весом воздействуют на ролики 6, закрепленные на длинных плечах рычагов 8. При этом рычаги поворачиваются вокруг неподвижных осей 9, и губки зажимов зажимают головку рельса 10. При подъеме клина верхние плечи клещей сходятся под воздействием пружины 7, малые плечи рычага расходятся и губки освобождают

рельс. Привод подъема и опускания клиньев включен в общую схему управления механизмами передвижения крана и работает автоматически. Блокировка обеспечивает подъем клиньев перед включением механизмов передвижения крана и их опускание после остановки крана.

При давлении ветра сверх допустимого кран автоматически останавливается. Импульс на остановку дает анемометр, контакты которого заблокированы с электродвигателями механизмов передвижения крана и лебедок противоугонных устройств.

Для удержания крана во время ремонтов предусмотрены специальные пластины с отверстиями на кране и в бетонной стенке в определенных местах склада. При совпадении отверстий этих пластин в них вставляют шкворень. Кроме того, предусматривают противоугонное устройство с винтовым замыканием клещей и ручным приводом.

Грейферная тележка крана. Тележка (рис. 11.20) крана имеет сварную раму 1, опирающуюся на два приводных скала 2. На тележке расположены два одинаковых механизма 3 и 4 для управления грейфером. Для охлаждения двигателей, работающих в тяжелых условиях, предусмотрены вентиляционные установки 5 с заборниками воздуха 6. Управление механизмами тележки осуществляют из кабины 7.

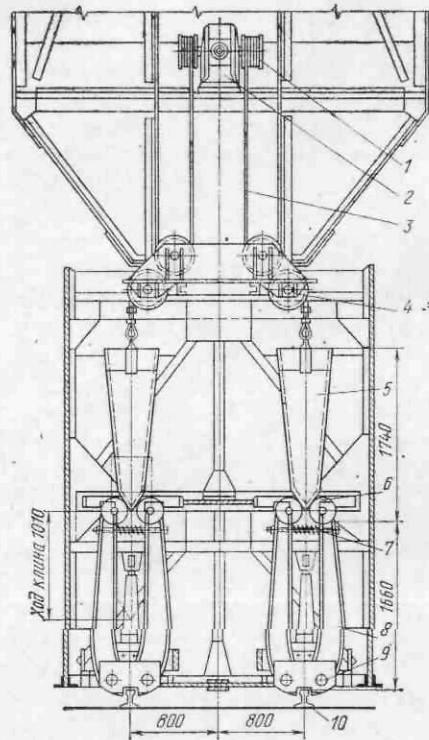


Рис. 11.19. Противоугонное устройство перегрузочного крана

Грейфер 8 подвешен на канатах 13 и 14. Для управления канатами 14 подъема грейфера служат электродвигатель 9б, тормоз 10б, редуктор 11б и барабан 12б. Для канатов 13 управления челюстями грейфера предусмотрены электродвигатель 9а, тормоз 10а, редуктор 11а и барабан 12а. На тележке установлен ограничитель высоты подъема грейфера в виде конечного выключателя с подвешенным на цепи грузом.

Грейфер устроен следующим образом. Канаты подъема 14 закреплены в корпусе 18. Канаты 13 управления челюстями 21 проходят через верхние 15 и нижние 16 блоки полиспаста. Верхние блоки установлены в корпусе, нижние — на оси, закрепленной

в подвижной траверсе 17, обеспечивающей раскрытие челюстей. Тяги 19 соединяют подвижную траверсу с челюстями грейфера, которые могут поворачиваться вокруг осей 20, закрепленных в корпусе грейфера.

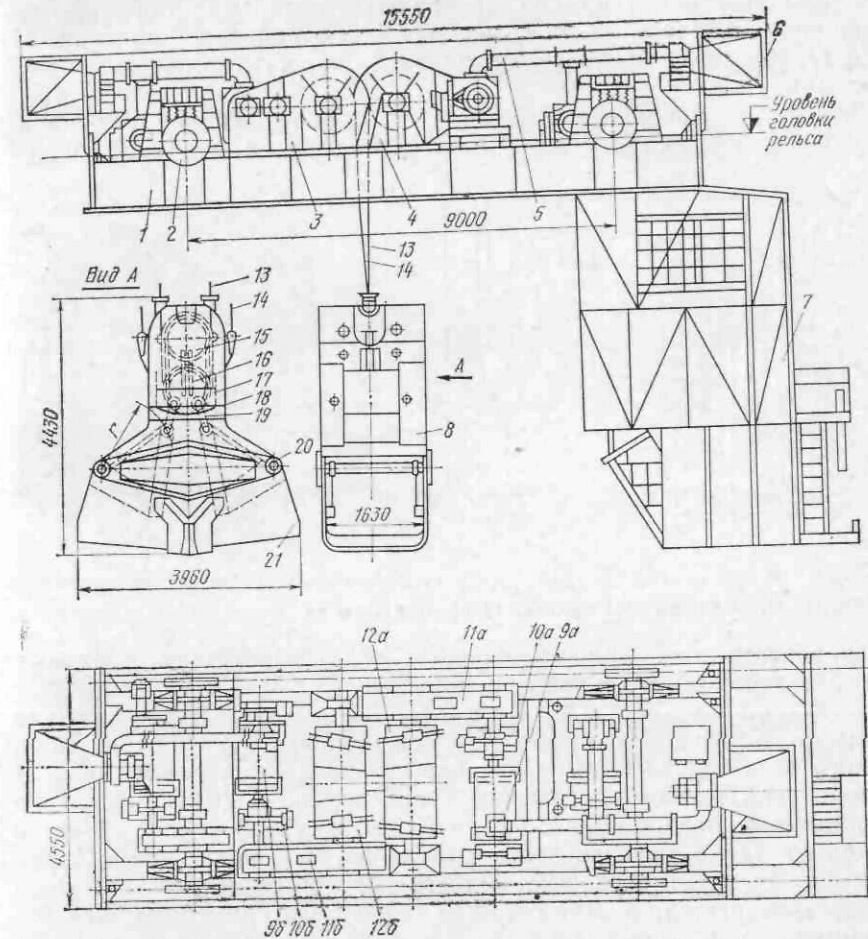


Рис. 11.20. Грейферная тележка перегрузочного крана

Раскрытие и закрытие челюстей грейфера можно осуществить при разных режимах работы механизмов:

- 1) при движении только канатов 13 управления челюстями в сторону раскрытия (вниз) или закрытия (вверх) челюстей при неподвижном грейфере;
- 2) при движении канатов 13 и 14 в разных направлениях;
- 3) при движении канатов 13 и 14 в одну сторону, но с разной скоростью.

При работе во втором и третьем режимах можно осуществлять различные сочетания движений подъема и опускания грейфера, раскрытия и закрытия челюстей грейфера. При зачерпывании материала работает механизм канатов 13 управления челюстями. При подъеме и опускании грейфера без его открытия или закрытия синхронно работают оба механизма управления канатами 13 и 14, которые движутся с одинаковой скоростью в одном направлении.

Так как мощность, затрачиваемая на зачерпывание материала, меньше мощности, необходимой для подъема грейфера одним

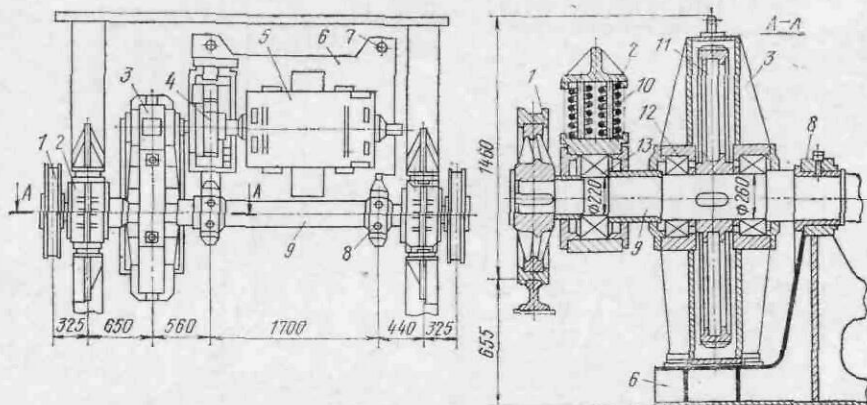


Рис. II. 21. Механизм передвижения грейферной тележки

барabanом, то мощность каждого электродвигателя выбирают по статической нагрузке при подъеме.

Механизм передвижения тележки. Для быстрого разгона и торможения при полном использовании сцепного веса тележка имеет две пары приводных ходовых колес 1 (рис. II.21). Рама 2 тележки через пружины 10 опирается на роликовые подшипники 13 вала 9. На этом валу сидит зубчатое колесо 11 одноступенчатого редуктора 3, вращающееся через муфту с короткоходовым колодочным тормозом 4 с помощью электродвигателя 5. Для остановки двигателя применяют электродинамические торможения, а для фиксации остановки тележки служит тормоз.

С целью увеличения производительности крана тележке сообщают большие ускорения. Для уменьшения динамических нагрузок редуктор, тормоз и электродвигатель устанавливают на платформу 6, которая с одной стороны опирается на шарниры с пружинами 7, а с другой — на подшипники 8 вала 9. При такой установке привода платформа может поворачиваться вокруг оси вала 9 при пусках и торможениях двигателя. Нормальное зацепление в зубчатой паре обеспечивают тем, что корпус редуктора, установленный на подшипниках 12, может поворачиваться около

оси вала 9 вместе с шестерней, которая обкатывает зубчатое колесо 11 редуктора 3.

Для снижения скорости движения тележки на консолях крана у ног расположены путевые переключатели. На концах моста установлены конечные выключатели и пружинные буфера, которые рассчитаны на удар при скорости тележки до 240 м/мин.

Техническая характеристика грейферных перегрузочных кранов

Тип моста	Решетчатый	Вантовый	Трубчатый
Грузоподъемность, т	30	32	32
Пролет крана, мм	76 200	76 200	76 200
База крана, мм	20 000	23 570	24 050
Число ходовых колес крана	32	48	32
Скорость, м/мин:			
подъема грейфера	70	80	75
передвижения крана	30	30	27,4
передвижения тележки	230	200	220
Мощность электродвигателей переменного тока механизма передвижения крана, кВт	8×36	12×13	8×22
Мощность электродвигателей постоянного тока, кВт:			
механизма передвижения тележки	2×180	2×125	4×56
механизма подъема и зажима грейфера	2×180	2×125	2×140

Расчет механизмов перегрузочного крана

Противоугольное устройство

Захваты противоугольного устройства (рис. II.22) должны обеспечивать достаточную для удержания неподвижно стоящего крана силу трения при максимальном давлении ветра

$$F_T = W_B - W_M, \quad (II.35)$$

где W_B — наибольшая ветровая нагрузка на кран в плоскости, перпендикулярной направлению движения, $W_B = S p_B$; W_M — наименьшее сопротивление движению моста,

$$W_M = \omega G_M = \frac{fd + 2k}{G} k_D G_M,$$

здесь S — расчетная площадь конструкций крана, включая грейферную тележку и грейфер (с учетом коэффициента заполнения площади); p_B — распределенная ветровая нагрузка на наветренную поверхность конструкций крана (по ГОСТ с учетом скоростного напора ветра в зависимости от высоты над поверхностью земли, аэродинамического коэффициента, а также пульсации скоростного напора); ω — коэффициент сопротивления движения крана; G_M — вес крана (без груза); f — коэффициент трения в подшипниках ходовых колес; k — коэффициент трения качения колес о рельсы; D — диаметр ходового колеса; d — диаметр цапфы; $k_D = 1,1$ — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления передвижению моста крана.

Необходимое усилие прижатия губки захвата к головке рельса

$$Q_{\text{п}} = \frac{F_{\text{т}}}{2z\mu_{\text{с}}} k_{\text{з}}, \quad (II.36)$$

где z — число клещевых захватов на кране (с двумя губками); $\mu_{\text{с}}$ — коэффициент сцепления (трения) губок с рельсом; $k_{\text{з}}$ — коэффициент запаса.

Коэффициент $\mu_{\text{с}}$ может изменяться в широких пределах в зависимости от формы поверхности губки, ее твердости, состояния поверхностей губки и рельса. Обычно губки имеют насечку треугольной формы. С учетом тяжелых условий работы $\mu_{\text{с}}$ принимают заниженным, равным 0,15—0,20.

Горизонтальную составляющую усилия нажатия клина на ролик, обеспечивающего необходимое прижатие губок, определяют из уравнения моментов относительно оси поворота рычага O :

$$P = \left(Q_{\text{п}}a + F_{\text{п}}b + P_{\text{р}}f_1 \frac{d_{\text{ш}}}{2} - G_{\text{р}}l \right) / c, \quad (II.37)$$

где $G_{\text{р}}$ — вес рычага с роликом; f_1 — коэффициент трения в шарнире рычага; $d_{\text{ш}}$ — диаметр цапфы шарнира O рычага; $P_{\text{р}}$ — результирующая реакция в шарнире O (в первом приближении $P_{\text{р}} = 0$); a, b, c, l — плечи приложения сил (см. рис. II.22).

Рис. II.22. Схема к расчету прямоугольного устройства

Необходимое усилие пружины $F_{\text{п}}$ определяют при условии отсутствия усилия прижатия $Q_{\text{п}}$ с учетом коэффициента запаса $k_{\text{р}}$, обеспечивающего сближение рычагов, и сил трения в шарнире

$$F_{\text{п}} = \frac{G_{\text{р}} \left(l + f_1 \frac{d_{\text{ш}}}{2} \right)}{b} k_{\text{р}}. \quad (II.38)$$

При движении клина со стороны каждого рычага на него действует нормальное усилие под углом α к горизонту $P_{\text{н}} = P / \cos \alpha$ и сила сопротивления передвижению

$$W_{\text{р}} = P_{\text{н}} \omega = P \omega / \cos \alpha. \quad (II.39)$$

Здесь коэффициент сопротивления движению ролика по клину

$$\omega = \frac{fd_{\text{п}} + 2k}{D_{\text{р}}} k_{\text{д}},$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр цапфы ролика; $D_{\text{р}}$ — диаметр ролика.

Полная сила нажатия клина на ролик

$$P_{\text{н}} = P / \cos (\alpha + \rho), \quad (II.40)$$

где $\rho = \arctg \omega$.

Проектируя на вертикальную ось силы, действующие на клин, определяют его требуемый вес:

$$G = 2P_{\text{н}} \sin \alpha + 2W_{\text{р}} \cos \alpha = 2P_{\text{н}} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho). \quad (II.41)$$

Необходимая статическая мощность для одновременного подъема двух клиньев

$$P_{\text{дв}} = 2Gvz/\eta, \quad (II.42)$$

где G — вес клина; v — скорость подъема клина; $z = 2$ — число клиньев; η — к. п. д. механизма.

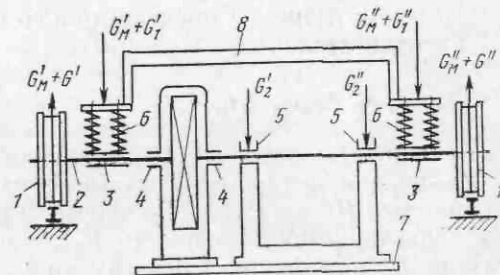
По этой мощности подбирают предварительно электродвигатель, величину его $J_{\text{дв}}$ и определяют мощность как для кратковременного режима работы (на кране установлены двигатели мощностью 13 кВт).

Механизм передвижения тележки

Схема нагружения грейферной тележки приведена на рис. II.23.

Суммарный статический момент сопротивления движению грейферной тележки с грузом грейфером состоит из четырех моментов, определяемых с учетом особенностей привода.

Рис. II.23. Схема к расчету механизма передвижения грейферной тележки: 1 — ходовые колеса; 2 — вал; 3 — подшипники качения ходовых колес; 4 — подшипники качения редуктора; 5 — подшипники скольжения опорной платформы; 6 — пружины; 7 — опорная платформа; 8 — рама тележки



Вес материала в грейфере $G_{\text{м}}$, вес тележки G_1 , вес тележки с грейфером G и вес опорной платформы с приводом G_2 на рис. II.23 распределены по соответствующим опорам и обозначены штрихами.

Момент сил трения в подшипниках качения вала ходовых колес

$$M_{\text{к}} = (G_{\text{м}} + G_1) f_1 0,5d_1, \quad (II.43)$$

где f_1 — коэффициент трения для подшипников качения; d_1 — диаметр цапфы вала.

Момент сопротивления качению ходовых колес по рельсам

$$M_{\text{р}} = (G_{\text{м}} + G) k, \quad (II.44)$$

где G — вес тележки с грейфером; k — коэффициент трения качения колес по рельсам.

Момент сил трения в подшипниках скольжения опорной платформы

$$M_c = G_2 f_2 0,5 d_2, \quad (II.45)$$

где G_2 — вес опорной платформы с приводом, приходящийся на опоры с подшипниками скольжения; f_2 — коэффициент трения для подшипников скольжения; d_2 — диаметр подшипника скольжения.

Момент от ветровой нагрузки, отнесенный к оси ходовых колес,

$$M_B = 0,5 p_B S D, \quad (II.46)$$

где p_B — распределенная ветровая нагрузка; S — поверхность тележки, подверженная действию ветра; D — диаметр ходовых колес.

Тогда общий статический момент сопротивления движению тележки, отнесенный к оси ходовых колес, с учетом дополнительных сопротивлений

$$M_{\Sigma} = (M_K + M_p + M_c + M_B) k_p, \quad (II.47)$$

где k_p — коэффициент, учитывающий трение реборд о рельсы и другие дополнительные сопротивления при передвижении тележки.

По этому моменту предварительно определяют мощность двух электродвигателей

$$P_{дв. пр} = M_{\Sigma} \omega_{x.к} / \eta, \quad (II.48)$$

где η — к. п. д. передачи; $\omega_{x.к}$ — угловая скорость ходовых колес.

Выбирают два одинаковых электродвигателя постоянного тока мощностью $P_{дв} \geq P_{дв. пр} / 2$ каждый и по каталогу устанавливают их характеристику: мощность $P_{дв}$, момент инерции ротора двигателя J_p , коэффициент перегрузки $\lambda_{доп}$ и угловую скорость ротора двигателя $\omega_{дв}$.

Динамические моменты можно определить двумя методами: 1) задавая время пуска и торможения (скорость перемещения и ускорение); 2) исходя из минимального времени пуска, торможения (с определением ускорения при заданной скорости перемещения).

Применим второй метод, позволяющий обеспечить наибольшую производительность тележки.

Минимальное время пуска и торможения определяют по следующим формулам:

$$t_{п} = J_{пр. р} \omega_{дв} / (M_{п} - M_{ст}); \quad (II.49)$$

$$t_{т} = J_{пр. т} \omega_{дв} / (M_{т} + M'_{ст}). \quad (II.50)$$

Моменты инерции, приведенные к валу электродвигателя, с учетом потерь при пуске и торможении:

$$J_{пр. п} = 2\delta J_{дв} + \frac{(G + G_M) D^2}{4gu^2\eta}; \quad (II.51)$$

$$J_{пр. т} = 2\delta J_{дв} + \frac{(G + G_M) D^2\eta}{4gu^2}, \quad (II.52)$$

где $J_{дв}$ — момент инерции деталей на валу двигателя; δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции масс других вращающихся деталей привода ($\delta = 1,15 \div 1,25$); u — передаточное число (определяют по заданной скорости передвижения тележки v и диаметру ходового колеса D , как $u = \omega_{дв} / \omega_{x.к}$); η — к. п. д. механизма.

Ускорение и замедление определяют при движении тележки отдельно с полным и порожним грейфером:

$$a_{п} = v/t_{п}; \quad a_{т} = v/t_{т}.$$

Допускаемые значения ускорений для механизмов передвижения устанавливают в зависимости от сцепного веса. В случае, если все колеса приводные, принимают $a = 0,8 \div 1,4$ м/с². Если расчетные значения $a_{п}$ и $a_{т}$ окажутся выше допустимых, то необходимо соответственно увеличить время пуска и торможения $t_{п}$ и $t_{т}$.

Отсутствие пробуксовки колес по рельсам при разгоне и торможении проверяют известными методами для случаев передвижения тележки с порожним грейфером.

Пусковые и тормозные моменты для предварительно выбранного электродвигателя по величине принимают одинаковыми

$$M_{п(т)} = M_{дин. п(т)} \pm M_{ст} = M_{н(ст)} \lambda = \frac{2P_{дв. пр}}{\omega_{дв}} \lambda_{доп}. \quad (II.53)$$

Статический момент, приведенный к валу двигателя,

$$M_{ст} = M_{\Sigma} / u \eta. \quad (II.54)$$

Аналогично проводят расчет при движении тележки с порожним грейфером, т. е. без учета веса материала в грейфере G_M , но с учетом особенностей этого случая — ветровую нагрузку M_B в уравнении для M_{Σ} берут со знаком «минус». Для этого случая все величины следует обозначить дополнительным индексом (например, штрихом). Для двигателя принимаются те же характеристики.

Полученные расчетные данные при движении грейферной тележки с наполненным и порожним грейфером заносят в таблицу и строят (в масштабе) нагрузочную диаграмму для электродвигателя.

телей механизма передвижения (рис. II.24). Эти данные позволяют определить эквивалентный (среднеквадратичный) момент

$$M_a = \sqrt{\sum M_i^2 t_i / \sum t_i \text{ пр.}}, \quad (\text{II.55})$$

где $\sum t_i \text{ пр.} = k_n (t_n + t_T + t'_n + t'_T) + (t_y + t'_y)$;

k_n — коэффициент, учитывающий ухудшение условия охлаждения при пуске и торможении электродвигателя ($k_n = 0,75$).

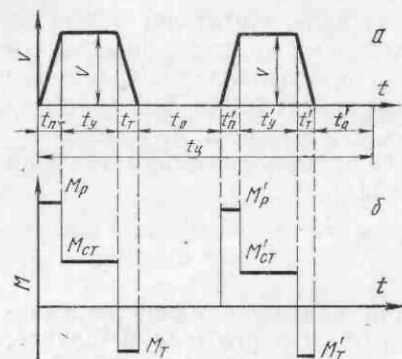


Рис. II.24. График скорости передвижения (а) и нагрузочная диаграмма двигателей механизма передвижения (б) грейферной тележки

Эквивалентная мощность электродвигателей

$$P_{\text{дв. экв}} = M_a \omega_{\text{дв.}}, \quad (\text{II.56})$$

Фактическая продолжительность включения электродвигателя

$$\text{ПВ}_{\text{ф}} = \frac{\sum t_n + \sum t_T + \sum t_y}{t_{\text{ц}}} 100\%, \quad (\text{II.57})$$

где $t_{\text{ц}} = \sum t_n + \sum t_T + \sum t_y + \sum t_0$.

Тогда мощность электродвигателей с учетом принятой стандартной продолжительности включения по каталогу

$$P_{\text{э. пр}} = P_{\text{дв. экв}} \sqrt{\text{ПВ}_{\text{ф}} / \text{ПВ}}. \quad (\text{II.58})$$

По этой мощности выбирают два одинаковых электродвигателя постоянного тока с принятой величиной ПВ и проверяют на перегрузку.

Буферные устройства

При расчете буферных устройств принимают, что их упругие элементы должны воспринять работу

$$\Sigma A = E - \Sigma W_s,$$

где E — суммарная кинетическая энергия поступательно движущихся масс крана или тележки ($E = \Sigma mv^2/2$); ΣW — сумма сил сопротивлений движению ходовых колес; s — ход (осадка) упругих элементов.

Принимая, что усилие упругих элементов буфера возрастает прямо пропорционально их осадке, исходя из допускаемого замедления a_T , получим

$$s = v^2 / (2a_T),$$

где v — скорость передвижения крана или тележки в момент соударения.

Горизонтальная продольная сила, возникающая во время удара (или усилие сжатия упругих элементов)

$$F = \frac{E}{s} - \Sigma W = \frac{mv^2}{2s} - \Sigma W,$$

где m — масса крана или тележки.

4. КОМПЛЕКСЫ УСРЕДНИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Склады с конвейерной системой подачи материалов оборудованы комплексом машин для усреднения. Применение этих машин позволяет усреднять материалы, прибывающие из нескольких месторождений и в разное время.

Для усреднения в штабелях применяют следующее оборудование: подающие ленточные конвейеры, штабелеукладчик, заборщики, отводящие ленточные конвейеры и питатели.

Для укладки материалов применяют различные машины. Наиболее простым является стационарный конвейер с реверсивно перемещающейся сбрасывающей тележкой. Недостатком этого конвейера является постоянная высота, с которой сбрасывают материал (независимо от уровня материала в штабеле), что приводит к его уплотнению, сегрегации по фракциям, дроблению и выделению пыли, причем одним конвейером можно укладывать только один штабель.

Более совершенными являются штабелеукладчики мостового типа, на которых установлен реверсивный конвейер со сбрасывающей тележкой. Преимуществом такого укладчика по сравнению со стационарным конвейером является возможность выполнять продольную и поперечную укладку материалов.

Имеются штабелеукладчики с консольно расположенными конвейерами: двух- и одноконсольные неповоротные с постоянным и переменным углами наклона консолей; одноконсольные поворотные с постоянным и переменным углами наклона консолей.

Двухконсольные штабелеукладчики с переменным углом наклона консолей позволяют вести укладку с наименьшей высотой падения шихты на поверхность штабеля.

Для забора материала из штабелей применяют разрыхляющее, подбирающее и транспортирующее устройства, а также механизм передвижения.

Существуют различные типы усреднительных комплексов машин. Созданный ЮУМЗ усреднительный комплекс в составе двухконсольного штабелеукладчика и усреднителя (заборщика) шихты предназначен для работы на железных рудах и других сыпучих материалах.

Штабелеукладчик

Штабелеукладчик служит для послышной укладки сыпучих материалов в штабели рудоусреднительного склада.

На металлоконструкции 1 укладчика (рис. II.25) расположены два консольных конвейера 2, состоящие из неподвижной (не ка-

чающейся) секций 2а и ленты 3. Положение консольного конвейера изменяют полиспастом 4 с блоками 4а. Тяга полиспаста прикреплена шарнирно к конвейеру 2 в точке 4б. Лебедка подъема кон-

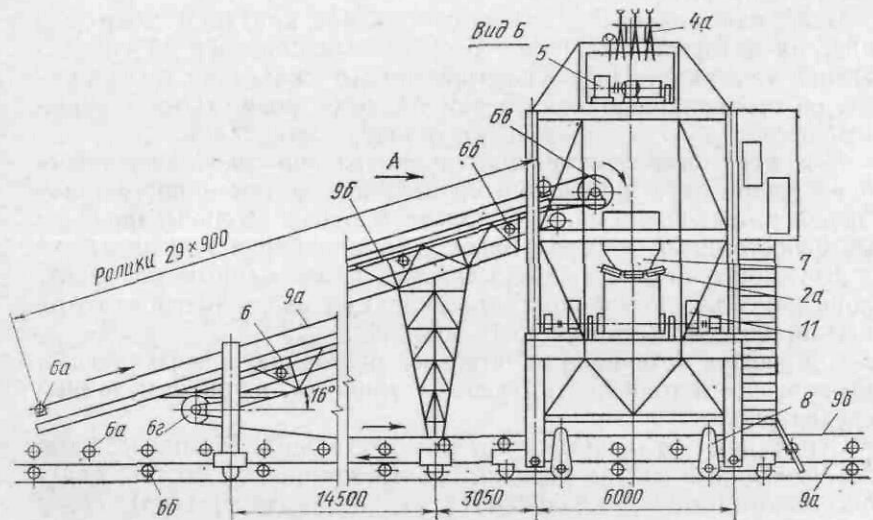
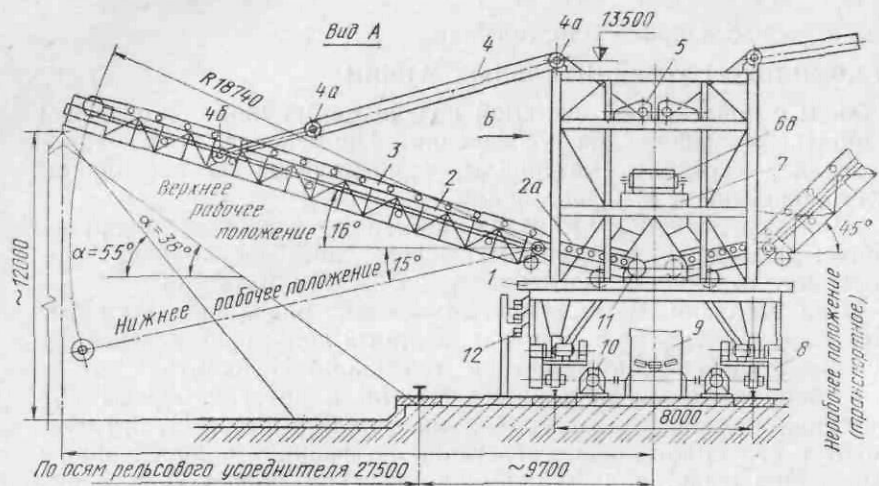


Рис. 11.25. Штабелеукладчик шихтовых материалов

вейера 5 расположена в верхней части укладчика; мощность электродвигателя механизма подъема 7,5 кВт.

Шихту на консольные конвейеры 2 подают при помощи разгрузочной тележки 6 с консольным барабаном 6а и концевым барабаном 6б диаметрами 1250 мм, которые огибает конвейерная лента 9

шириной 1400 мм. На раме тележки расположены сверху ролики 6а (по три ролика в секции) для поддержания ленты 9а с материалом, а внизу — гладкие ролики 6б для холостой ветви 9б конвейера. Вдоль штабеля расположены ролики такого же типа для ленты конвейера. Привод конвейера 10 установлен в конце штабеля.

Тележка 6 связана с металлоконструкцией укладчика автосцепкой и перемещается на ходовых колесах; колея тележки такая же, как и у укладчика.

Шихта, сыпавшаяся с барабана 6в, попадает в распределительную воронку 7, имеющую два рукава с электрифицированными шиберами, что позволяет подавать материал на неподвижную часть 2а левого или правого консольных конвейеров (или на оба одновременно). Каждый консольный конвейер имеет отдельный привод 11, состоящий из электродвигателя мощностью 75 кВт, редуктора и барабана; скорость движения ленты 1,85 м/с. Для перемещения укладчика служат четыре одинаковых привода 8, каждый из которых состоит из двигателя мощностью 22 кВт и вертикального редуктора; скорость передвижения укладчика 0,8 м/с. Питание электродвигателей осуществляют постоянным током с напряжением 380 В через троллей 12.

Производительность укладчика до 750 м³/ч.

Двухроторный усреднитель

Усреднительная заборная машина (рис. 11.26) производит выборку с торца штабеля материала, образованного штабелеукладчиком. Несущей конструкцией машины является мост 14, на котором уложены рельсовые пути 13 для перемещения двух кареток 8 и 16 с роторами 5 и рыхлителями (боронами) 18. На мосту расположен реверсивный ленточный конвейер 4 с приводом 3 для выдачи материала через приемные бункеры 2 или 11 на отводящие конвейеры 17, а также бугели 1 и 12 токоподводов и кабина машиниста 10.

Механизм передвижения моста включает в себя четыре колесных балансира 23, являющихся опорами концевых балок. На задних балансирах расположен привод 24 вращения колес, состоящий из двух двигателей, дифференциального редуктора и коническо-цилиндрического редуктора. Один из двигателей мощностью 0,9 кВт включается при медленном рабочем ходе усреднителя (0,02 м/с), другой — мощностью 15 кВт при быстром возврате (0,24 м/с) усреднителя в исходное положение. Каретки соединены между собой шарнирно посредством секции 9, на которой размещен привод 7 перемещения кареток. Привод состоит из электродвигателя мощностью 110 кВт, двух цилиндрических редукторов, двух тормозов, двух блоков звездочек и двух ветвей цепи. Ограничение крайних положений кареток и реверсирование двигателя для изменения направления их движения осуществляется конечными выключателями. Каждая кретка представляет собой

раму, опирающуюся на рельсы катками 22. На каретках имеются два горизонтальных ролика, воспринимающих усилия от разрыхлителей.

Разрыхлитель 18 удерживается системой пространственных рычагов 19. Изменение угла наклона разрыхлителя в пределах

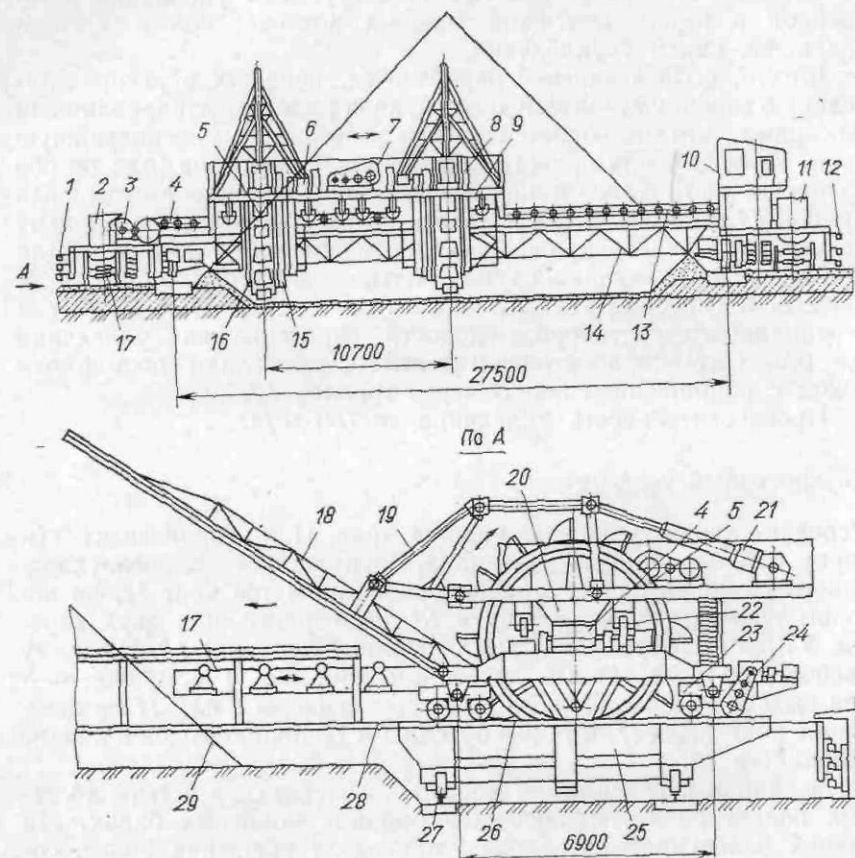


Рис. П.26. Двухроторный усреднитель шихтовых материалов

от 35 до 46° осуществляют поворотом рычагов с помощью привода 21, состоящего из электродвигателя и червячно-винтового редуктора.

Ротор 5 представляет собой сварное кольцо с закрепленными на его внешней поверхности двенадцатью ковшами (диаметр ротора по ковшам 6786 мм). Наличие на усреднителе двух роторов обеспечивает равномерную загрузку отводящего конвейера 17 и более высокую однородность материала вследствие снижения влияния сегрегации. К торцу кольца прикреплен зубчатый венец 15 для вращения ротора. Привод 6 вращения ротора состоит

из электродвигателя мощностью 55 кВт, цилиндрического редуктора и открытой зубчатой пары. Частота вращения ротора 3,58 об/мин. Емкость ковшей ротора 0,23 м³.

При подъезде усреднителя к торцу штабеля 29 зубья разрыхлителей внедряются в материал, а при движении кареток вдоль моста усреднителя происходит срезание слоя материала, который, сыпаясь, подбирается ковшами роторов и передается в бункера, расположенные на каретках. Из бункеров 20 материал укладывается на ленту конвейера 4 усреднителя и передается на отводящие конвейеры 17 склада. Привод 3 ленты конвейера состоит из электродвигателя мощностью 40 кВт и цилиндрического редуктора. Скорость ленты конвейера 2,09 м/с.

Производительность усреднителя до 600 м³/ч. Масса усреднителя 238 т.

Передаточная тележка 25 служит для передачи штабелеукладчика или заборщика из одного отсека склада в другой. На рис. П.26 показана тележка с установленным на рельсах 26 тележки усреднителем.

Тележка имеет три параллельно установленные сварные балки, шарнирно соединенные между собой. На каждой балке укреплено по одному рельсу 26; расстояние между одной парой рельс 8 м (для штабелеукладчика), а между другой — 27,5 м (для усреднителя). Рельсы 26 стыкуются с рельсами 28 усреднителя или укладчика шихты.

Каждая балка тележки опирается на четыре ходовых колеса 27, два из них приводные. Привод состоит из двухскоростного двигателя мощностью 5/1,8 кВт, вертикального цилиндрического редуктора и тормоза. Скорость перемещения тележки рабочая 0,166 м/с и установочная 0,05 м/с.

Глава III

МАШИНЫ И АГРЕГАТЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К ДОМЕННОЙ ПЛАВКЕ

1. СПОСОБЫ ПОДГОТОВКИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К ДОМЕННОЙ ПЛАВКЕ

Производительность доменных печей, расход кокса при доменной плавке и качество выплавленного чугуна зависят от качества шихтовых материалов (содержания железа, постоянства физико-химического состава, количества вредных примесей и т. д.). Поэтому подготовка шихтовых материалов к плавке является одним из важнейших этапов металлургического производства. Особое значение она приобретает в связи с расширением масштабов использования бедных железом и пылеватых руд, а также сокращением запасов коксующихся углей.

Одним из важнейших этапов подготовки шихтовых материалов к доменной плавке является обогащение руд и угля. При обогащении сырой руды из нее удаляют нерудную часть (пустую породу) и некоторые вредные примеси, в результате чего повышается относительное содержание железа в руде (чем ниже содержание железа в сырой руде, тем более глубокому обогащению она должна подвергаться); при этом образуется концентрат, требующий значительно меньшей затраты тепла (расхода кокса) при доменной плавке.

Обогащение руд осуществляют на рудообогатительных фабриках (горно-обогатительных комбинатах), в состав которых входят отделения дробления, измельчения, сортировки и различных видов обогащения.

Для получения высококачественного кокса каменный уголь также подвергают предварительной обработке: дроблению, сортировке и обогащению на углеобогатительной фабрике.

На металлургические заводы сырье поступает из нескольких месторождений, что обуславливает весьма значительные колебания химического и физического состава материалов. В связи с этим применяют усреднение материалов.

Агломерацией называется термический процесс окускования измельченных материалов, являющихся железосодержащей частью шихты, путем их спекания с целью придания свойств, необходимых для доменной плавки. Способ агломерации основан на горении топлива в слое спекающегося материала при непрерывном просасывании через него воздуха.

Основными компонентами агломерационной шихты являются: железорудный концентрат, мелкая сырая железная руда крупностью менее 10 мм, колошниковая пыль, возврат (побочный продукт предыдущих спеканий) крупностью менее 10 мм (в количестве 15—25 % от массы шихты); флюсы — известняк фракции менее 3 мм и топливо — коксик фракции менее 3 мм (в количестве 4—6 % от массы шихты); в состав агломерационной шихты входят 7—9 % (от массы шихты) влаги.

Перед спеканием шихту смешивают, увлажняют и окомковывают во вращающихся барабанах, в результате чего из пылеватого материала образуются влажные комочки размером 0,5—5 мм, при этом слой шихты становится газопроницаемым, что благоприятно сказывается на процесс спекания.

Качество агломерата определяется его химическим составом, прочностью, крупностью и восстановимостью. В настоящее время производят только офлюсованный агломерат (т. е. с добавками флюса), благодаря чему процесс разложения флюса переносится из доменной печи на агломерационную машину; это позволяет снизить расход кокса в доменной печи.

Окатывание (или производство окатышей — шарообразных комков диаметром 10—15 мм) является сравнительно новым, быстро развивающимся способом окускования рудных материа-

лов. Окатыванием называют процесс получения окатышей из влажных концентратов в окомкователях с последующей сушкой и упрочняющим обжигом окатышей в обжиговых агрегатах.

Окатыши, так же как и агломерат, производят офлюсованными. Качество окатышей определяется прежде всего их гранулометрическим составом, прочностью и химическим составом. Окатывание протекает удовлетворительно только при содержании в концентрате 85—90 % фракции менее 0,074 мм. Известняк и возврат измельчают до 0,5 мм. Влажность подаваемого в гранулятор концентрата должна быть строго определенной — около 9 %. В качестве связующего вещества обычно применяют бентонитовую глину (бентонит) в количестве 0,3—1,5 % от массы шихты.

2. СТРУКТУРА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС АГЛОМЕРАЦИОННЫХ ФАБРИК

Агломерационная фабрика состоит из следующих основных подразделений: отделения приемных бункеров, склада шихтовых материалов, корпуса дробления известняка, корпуса измельчения топлива, смесительного отделения, спекательного корпуса, отделения охлаждения и сортировки агломерата. Транспортная связь между отделениями и отдельными машинами и агрегатами фабрики осуществляется в основном ленточными конвейерами.

При расположении агломерационной фабрики непосредственно на металлургическом предприятии имеется возможность использовать склад доменного цеха, а при производстве агломерата побочные продукты и отходы металлургического производства: колошниковую пыль, отсев агломерата и окатышей, окалину, мелкий кокс (получаемый при его сортировке в доменных и коксохимических цехах). Отпадает также необходимость в транспортировке этих материалов. В качестве топлива для зажигания шихты можно использовать доменные и коксовые газы.

Кроме того, учитывая что агломерат при перегрузках, перевозках и складировании разрушается, аглофабрики целесообразно строить непосредственно на металлургических предприятиях рядом с доменными печами.

Принципиальная схема технологического процесса агломерации представлена на рис. III.1.

В бункера 1 подают железосодержащую часть шихты (концентрат, руду, колошниковую пыль и возврат), а также коксик и известняк. Перед подачей коксик подвергают дроблению в четырехвалковой дробилке, а известняк — в молотковой. Из бункеров шихтовые материалы в определенных соотношениях выдают питателями 2 на ленточный конвейер 3. Затем материалы поступают в барабанный смеситель 4 и окомкователь или вторичный смеситель 5, в которых они перемешиваются, увлажняются и окомковываются.

Далее подготовленная таким образом шихта подается в бункера-распределители 6, где грохочением из шихты выделяют круп-

ную фракцию — подстилочный материал (постель). Питателями шихты укладывают на ленту машины 8 сначала крупную фракцию, а затем остальную часть шихты.

Уложенная на непрерывно движущиеся тележки (ленту) шихта поступает под зажигательный горн 7, который зажигает находящийся в шихте коксик, и благодаря непрерывному просасыванию через шихту воздуха эксгаустером 17 происходит ее спекание. Эксгаустер создает разрежение под рабочей ветвью машины в вакуум-камерах 8а, что обеспечивает удаление в атмо-

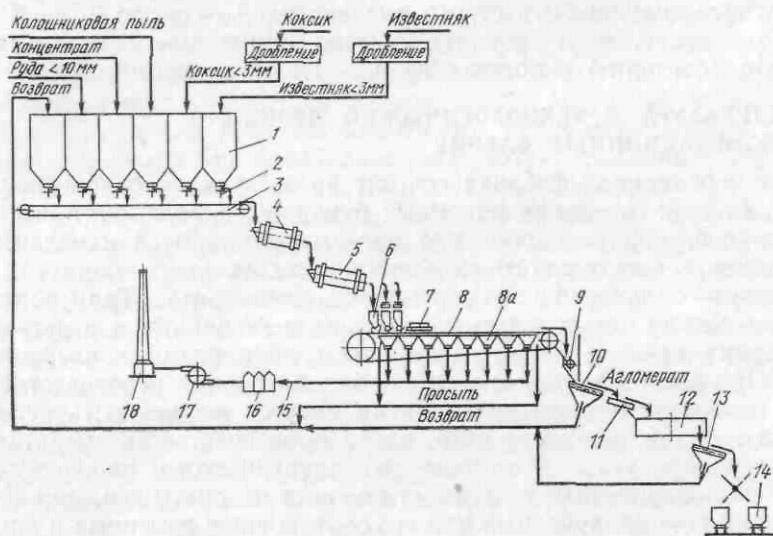


Рис. III.1. Принципиальная схема производства агломерата

сферу через дымовую трубу 18 газообразных продуктов сгорания. На участке газового коллектора 15 между машиной и эксгаустером продукты сгорания очищаются в газоочистительном устройстве 16 от пыли и просыпи шихты и агломерата.

Агломерат подвергается дроблению в дробилке 9 и расसेву на грохоте 10. Мелкая фракция возвращается в бункера 1. Агломерат крупностью более 10 мм считается пригодным для доменной плавки.

Средняя температура спекшегося агломерата составляет 500—600, а в нижней части 1200 °С. Использование горячего агломерата в доменной плавке не активизирует процессы восстановления; вместе с тем оно отрицательно влияет на стойкость оборудования системы подачи шихты к доменным печам и ухудшает условия работы в доменном цехе. Поэтому агломерат охлаждают в охладителе 12, устанавливаемом за грохотом горячего агломерата, либо частично охлаждают его на хвостовой части агломерационной машины продувкой сверху вниз холодного воздуха через слой материала. Агломерат с грохота в охладитель подается питателем 11.

Из охлажденного агломерата на грохоте 13 выделяют мелочь. Готовый агломерат доставляют в доменный цех в агловозах 14 (специальных металлических железнодорожных вагонов) либо конвейерами.

3. СТРУКТУРА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ФАБРИК ПО ПРОИЗВОДСТВУ ОКАТЫШЕЙ

Фабрика по производству железорудных окатышей состоит из отделений подготовки шихты, окомкования и обжигового. Транспортная связь между машинами и агрегатами отделений осуществляется ленточными конвейерами. Основным компонентом для производства окатышей является тонко измельченный влажный концентрат. Перевозка его обычным железнодорожным транспортом сопряжена с существенными трудностями при разгрузке, особенно в зимнее время. Поэтому фабрики окатышей стремятся располагать непосредственно поблизости от обогатительных фабрик, что позволяет выдаваемый ими концентрат направлять на окомкование конвейерным транспортом.

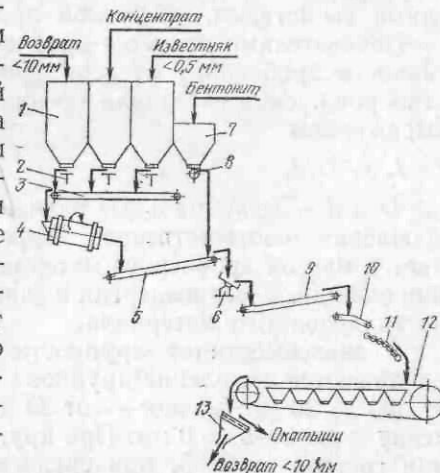


Рис. III.2. Принципиальная схема производства окатышей

Холодные окатыши имеют высокую прочность, что позволяет их транспортировать на большие расстояния к доменным цехам. Принципиальная схема технологического процесса представлена на рис. III.2. Концентрат, известняк и возврат поступают в бункера 1, откуда питателями 2 в определенных соотношениях выдаются на конвейер 3, направляющий шихтовые материалы в смесительный барабан 4, по выходе из которого шихта конвейером 5 транспортируется в чашевый окомкователь 6. Перед окомкователем к шихте добавляется бентонит, подаваемый из бункера 7 питателем 8. В окомкователе происходит образование окатышей, чему в значительной степени способствует вода, подаваемая в гранулятор через распыляющую форсунку. Выходящие из окомкователя сырые окатыши транспортируются конвейером 9 к укладчику 10. С помощью укладчика окатыши подаются в питатель 11, который загружает их на машину 12 упрочняющего или упреждающе-восстановительного обжига. После охлаждения готовые окатыши перед отправкой на склад подвергаются рассеvu на грохоте 13.

4. МАШИНЫ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ И ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ, ИХ РАСЧЕТ

По характеру процессов разрушения материалов различают раздавливание, раскалывание, излом, удар и истирание. Обычно в машинах для дробления и измельчения одновременно происходит несколько процессов разрушения материалов. При подготовке к плавке руд, флюсов, топлива, а также агломерата применяют следующие основные машины (рис. III.3): щековые, конусные, валковые и молотковые дробилки, шаровые и стержневые мельницы и др. Все машины выпускаются нескольких типоразмеров, что обусловлено размерами поступаемых материалов, их физическими свойствами, требуемой производительностью и др.

Показателями процесса дробления являются степень и эффективность дробления. Степень дробления оценивается уменьшением размеров кусков материала в результате дробления и определяется выражением

$$i_d = D/d,$$

где D и d — максимальные размеры кусков материала до и после дробления соответственно. Эффективность дробления определяется массой дробленого материала, получаемой при расходе единицы электроэнергии и зависит, главным образом, от прочности дробимого материала.

В зависимости от крупности дробимого материала условно различают дробление крупное — от 1500 до 300 мм; среднее — от 300 до 30 мм; мелкое — от 30 до 3—5 мм; тонкое, или измельчение — от 3—5 до 0 мм. При крупном дроблении степень дробления составляет 2—5, при среднем — 5—10, при мелком — 10—50 и при измельчении 50 и выше.

Дробление, и особенно измельчение, являются весьма энергоемкими и дорогостоящими операциями. Стоимость дробления и измельчения в себестоимости железорудных концентратов составляет около 40 %.

Щековые дробилки

Дробилки этого типа (рис. III.3, а) обычно применяют для крупного и среднего дробления руды, известняка, агломерата и других материалов. Дробление осуществляется путем раздавливания, излома и истирания при сближении подвижной 2 щеки с неподвижной 1, закрепленной в литом корпусе 17. Ось 3 подвески подвижной щеки также закреплена в корпусе дробилки. Привод подвижной щеки осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу, ведомый шкив 4 которой и маховик закреплены на эксцентриковом валу 5. На этом валу находится верхняя головка 6 шатуна, которая связана тягами 7 с основанием 14 шатуна. При повороте эксцентрикового вала 5 на 360° шатун сначала поднимается, а затем опускается. В результате две распорные плиты 13, опирающиеся на шарниры 9, за полный оборот

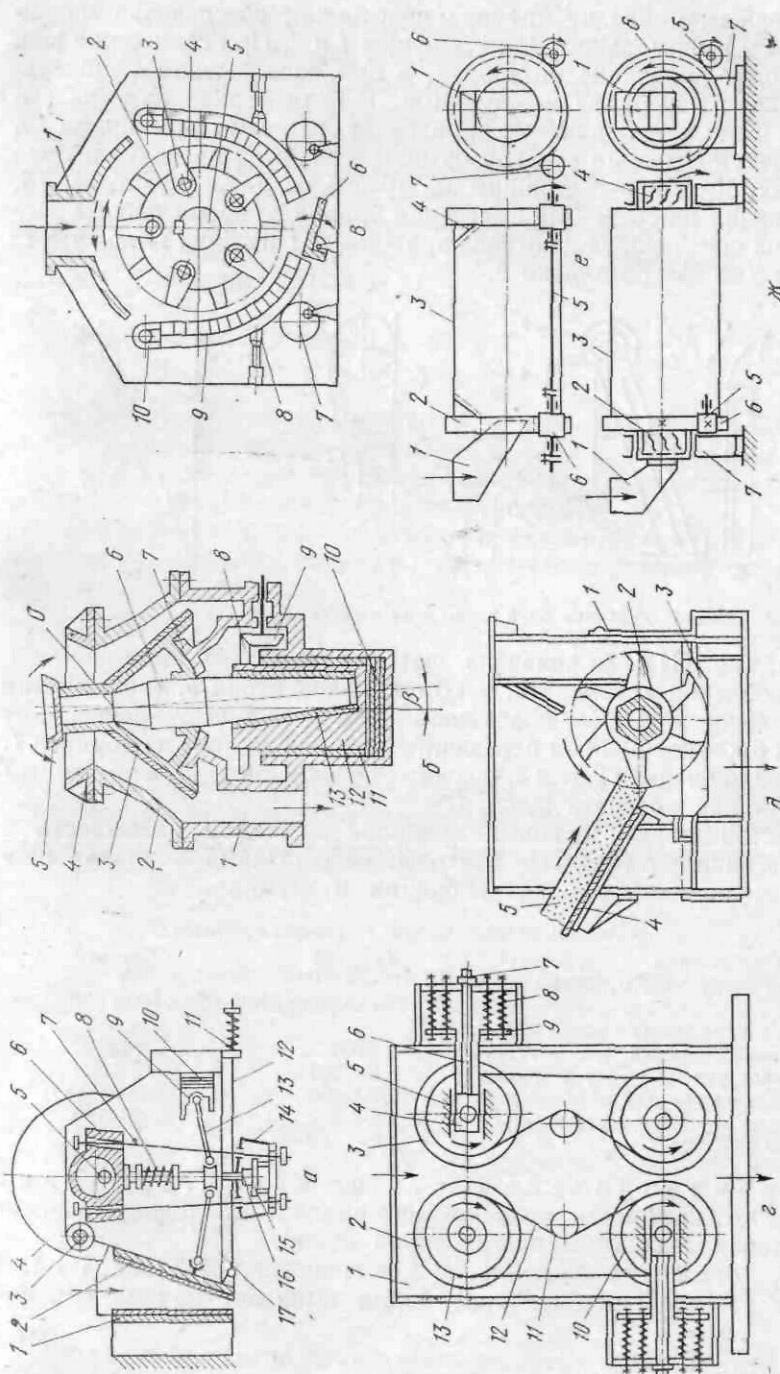


Рис. III.3. Схемы машин для дробления и измельчения материалов: а — щековая дробилка; б — валковая дробилка; в — конусная дробилка; г — молотковая дробилка; д — валковая дробилка; е — валковая дробилка; ж — молотковая дробилка; з — шаровая дробилка; и — стержневая дробилка.

вала дважды проходят крайние положения, обеспечивая максимальное и минимальное сближение щек 1 и 2. При сближении щек происходит дробление материала, а при расхождении — опускание кусков материала между ними. Регулирование размера выходной щели между плитами производят сменными пластинами 10. Для предупреждения перегрузок шатун снабжен предохранительным устройством, состоящим из пластины 15 и пуансона 16, работающих на срез. Для смягчения ударов во время работы дробилки на шатуне предусмотрена пружина 8. Пружина 11 на тяге 12 служит для возврата щеки 2.

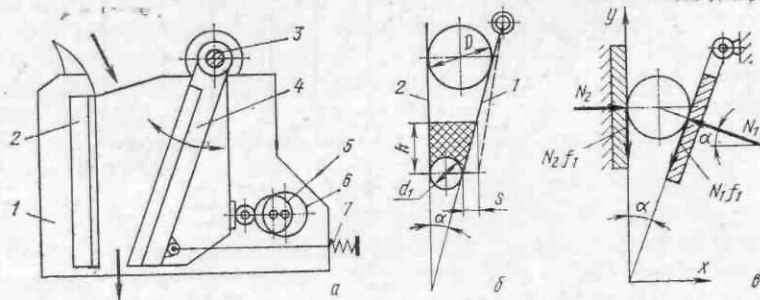


Рис. III.4. Щековая дробилка (а) и схемы к ее расчету (б, в)

На рис. III.4, а показана щековая дробилка, применяемая для дробления агломерата, у которой эксцентрик 5, сообщаящий качательное движение подвижной щеке 4, получает вращение от шкива 6 клиноременной передачи. Дробилка состоит из корпуса 1, неподвижной щеки 2, оси 3, подвесок подвижной щеки и пружины 7 с тягой для возврата щеки 4.

Достоинствами щековых дробилок являются надежность и низкие эксплуатационные расходы; недостатками — низкая производительность, сильные вибрации и шум.

Техническая характеристика щековых дробилок

Степень дробления	Крупное	Среднее
Размер загрузочного отверстия, мм	900×1200—1500×2100	250×400×600×900
Размер загружаемых кусков материала максимальный, мм	1100	450
Размер разгрузочного отверстия, мм	150—300	15—200
Частота качания плиты в минуту	170—100	275—250
Мощность электродвигателя, кВт	100—270	20—180
Производительность, т/ч	140—500	2—130

Производительность щековой дробилки зависит от крупности исходного материала и необходимой степени дробления (величины разгрузочной щели).

При отходе подвижной щеки 1 от неподвижной 2 (рис. III.4, б) через разгрузочную щель дробилки выпадает призма объемом

$$V = \frac{2d_1 + s}{2} hL, \quad (III.1)$$

где d_1 — минимальное расстояние между подвижной и неподвижной щеками; s — величина хода (размах) подвижной щеки в нижней точке; $h = s/\operatorname{tg} \alpha$ — высота призмы высыпавшегося материала (в связи с малостью хода щеки s принято, что угол α остается неизменным); L — рабочая ширина щеки; α — угол захвата — угол между щеками при минимальном расстоянии между ними.

Этот объем выпадает за время полного качания щеки $T = 2\pi/\omega_B$ с угловой скоростью вала-эксцентрика ω_B (с⁻¹). Тогда в производительность дробилки (т/ч) после подстановки значений h и T в формуле (III.1)

$$П = 3600 \frac{(2d_1 + s) sL\omega_B}{4\pi \operatorname{tg} \alpha} \gamma \mu_p, \quad (III.2)$$

где d_1, s, L — выражены в метрах; γ — объемная масса материала, т/м³; μ_p — коэффициент, учитывающий разрыхление материала ($\mu_p = 0,25 \div 0,6$); для больших степеней измельчения следует выбирать меньшее значение коэффициента.

Оптимальную угловую скорость эксцентрикового вала можно установить, приняв, что путь, проходимый призмой материала при свободном падении

$$h = gt_1^2/2,$$

откуда время свободного падения

$$t_1 = \sqrt{2h/g},$$

где g — ускорение свободного падения.

С другой стороны, при одном обороте эксцентрикового вала подвижная щека делает одно полное качание, время отхода щеки

$$t = \frac{1}{2} \frac{2\pi}{\omega_B} = \frac{\pi}{\omega_B}.$$

Для свободного выпадения призмы материала необходимо, чтобы $t = t_1$. Тогда получим

$$\pi \omega_B = \sqrt{2hg}.$$

Подставляя в эту формулу значение $h = s/\operatorname{tg} \alpha$ и вместо g его числовое значение, получим формулу для определения наиболее выгоднейшей угловой скорости эксцентрикового вала (с⁻¹)

$$\omega_B = \pi \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{2s}} = 6,95 \sqrt{\operatorname{tg} \alpha/s}. \quad (III.3)$$

При $\alpha = 20^\circ$ угловая скорость $\omega_B = 4,2/\sqrt{s}$.

Значение s обычно находится в пределах 0,015—0,025 м.

Мощность электродвигателя щековой дробилки можно определить исходя из обобщенного закона твердых тел, для которого полная работа, затрачиваемая на разрушение твердого тела

$$A = \frac{\sigma_{сж}^2}{2E} \Delta V,$$

где $\sigma_{сж}$ — предел прочности материала при сжатии; E — модуль продольной упругости материала; $\Delta V = \frac{\pi L}{6} (D^2 - d_1^2)$ — часть объема тела, подвергшаяся деформации, определяемая как разность объемов кусков материала до и после дробления; L — рабочая ширина щеки; D и d_1 — диаметры исходного и дробленого кусков материала.

Тогда работа дробилки за один оборот эксцентрикового вала

$$A = \frac{\sigma_{сж}^2 L}{3,8E} (D^2 - d_1^2) \quad (III.4)$$

и мощность электродвигателя

$$P = A \omega / \eta, \quad (III.5)$$

где $\eta = 0,65 \div 0,85$ — к. п. д. дробилки.

Для обеспечения более равномерной работы дробилки в периоды холостого хода и дробления устанавливаются маховики — в первый период накапливается энергия, а во второй отдается.

Количество энергии, отдаваемой маховиком, равно разности кинетических энергий

$$A = \frac{J\omega_1^2}{2} - \frac{J\omega_2^2}{2} = \frac{J}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{J}{2} (\omega_1 + \omega_2) (\omega_1 - \omega_2), \quad (III.6)$$

где J — момент инерции массы маховика; ω_1 и ω_2 — угловые скорости в начале и в конце рабочего хода.

Приняв $\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_{ср}$ и $(\omega_1 - \omega_2)/\omega_{ср} = \delta$ (степень неравномерности, $\delta = 0,05 - 0,20$), получим

$$A = J\omega_{ср}^2 \delta. \quad (III.7)$$

Это количество энергии, отдаваемое маховиком во время рабочего хода, забирается от двигателя во время холостого хода щеки.

Мощность холостого хода (при $A_{х.х} = A/2$)

$$\frac{1}{2} P = A \omega_{ср} / \eta, \quad (III.8)$$

где A — общая работа за один ход щеки; $\omega_{ср}$ — угловая скорость эксцентрикового вала с маховиком.

Из уравнения (III.8) получим

$$A \approx P \eta / (2 \omega_{ср}). \quad (III.9)$$

Сравнивая работы по формулам (III.7) и (III.9), получим

$$P \eta / (2 \omega_{ср}) = J \omega_{ср}^2 \delta,$$

откуда момент инерции

$$J = m R^2 = P \eta / (2 \omega_{ср}^2 \delta). \quad (III.10)$$

Вычислив момент инерции массы маховика J по формуле (III.10), задают его радиус R и находят массу m или, наоборот, задавшись m определяют R .

Усилие дробления N определяем из работы дробления. Приняв, что усилие возрастает от нуля до максимума, получим

$$A = \frac{(0 + N_{\max}) s_d}{2},$$

где s_d — размах щеки в точке нажатия на кусок материала.

Откуда $N_{\max} = 2A/s_d$.

Подставляя в это уравнение значение A по уравнению (III.4) определяют

$$N_{\max} = \frac{\sigma_{сж}^2 L}{1,9 E s_d} (D^2 - d^2). \quad (III.11)$$

Для обеспечения запаса прочности при расчете деталей дробилки рекомендуется полученное значение N_{\max} увеличить на 50 %.

Угол захвата (наклона подвижной щеки) α выбирается таким, чтобы при нажатии с силой N_1 на кусок материала подвижной щекой он не выталкивался при любом положении из камеры дробилки вверх при коэффициенте трения материала о плиту f_1 .

Из рассмотрения рис. III.4, в можно составить два уравнения равновесия сил:

$$\sum x = 0 \quad \text{или} \quad N_2 - f_1 N_1 \sin \alpha - N_1 \cos \alpha = 0;$$

$$\sum y = 0 \quad \text{или} \quad N_1 \sin \alpha - f_1 N_2 - f_1 N_1 \cos \alpha = 0.$$

Из этих уравнений найдем, что

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2f_1}{1 - f_1^2} = \frac{2 \operatorname{tg} \varphi_1}{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi_1},$$

откуда, при $f_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ (φ_1 — угол трения). Используя формулу тригонометрической зависимости двойных углов, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} (2\varphi_1) \quad \text{или} \quad \alpha = 2\varphi_1.$$

Следовательно, заданному условию соответствует зависимость $\alpha \leq 2\varphi_1$. (III.12)

Рекомендуется принимать $\alpha = 15 \div 22^\circ$. Угол $18-19^\circ$ обеспечивает работу крупных щековых дробилок в самых тяжелых условиях (дробление прочных материалов окатанной формы). Увеличение угла захвата может привести к снижению производительности, уменьшение — вызывает неоправданное увеличение габаритов и массы дробилки.

Конусные дробилки

Эти дробилки являются высокопроизводительными машинами и применяются для крупного, среднего и мелкого дробления руды, известняка, топлива и других материалов путем раздавливания, излома и истирания. Крупное дробление осуществляют в дробилках с крутыми конусами, а среднее и мелкое — с пологими.

На рис. III.3, б показана дробилка для среднего и мелкого дробления. На корпусе 1 дробилки расположен неподвижный конус 2, а на валу 6 закреплен подвижный (дробящий) конус 3. Ось вала 6 отклонена от вертикальной оси неподвижного конуса 2 на небольшой угол β . Поступающие сверху в загрузочную воронку куски материала через распределительную тарелку 5 попадают в приемную воронку 4 и затем дробятся между неподвижным и подвижным конусами.

Опирается подвижный конус на бронзовый вкладыш сферической опоры (подпятник) 7 с центром в точке 0. Таким образом конус 3 и вал 6 как бы подвешены на подпятнике 7. В нижней части корпуса 1 закреплена бронзовая втулка 11, являющаяся подшипником для эксцентрикового стакана 12 с внутренней расточкой. В этом стакане установлена бронзовая втулка 13, являющаяся опорой нижнего конца приводного вала 6. Эксцентриковый стакан внизу опирается на подпятник 10, состоящий из нескольких скользящих друг по другу шайб.

Вращение вала 6 передается через коническую передачу 8, 9. Большое колесо которой 8 закреплено на эксцентриковом стакане 12. При вращении стакана ось дробящего конуса описывает коническую поверхность с вершиной в точке 0, а верхняя опорная часть конуса скользит по поверхности бронзового вкладыша подпятника 7.

Дробление материала происходит в результате непрерывного изменения расстояния между эксцентрично расположенными конусами 2 и 3. Дробленые продукты выдаются через отверстие в корпусе 1. Углом захвата α_3 материала в конусных дробилках называется угол между образующими внутренней поверхности неподвижного конуса и внешней поверхностью дробящего конуса в момент наибольшего сближения. Этот угол должен быть меньше двойного угла трения дробимого материала о поверхности конусов φ , т. е. $\alpha_3 < 2\varphi$.

Техническая характеристика конусных дробилок

Тип дробилки	1750	2200
Номинальный диаметр основания подвижного конуса, мм	1750	2200
Число качаний дробящего конуса в минуту	245	224
Мощность двигателя, кВт	160	250
Степень дробления	40—120	40—120
Производительность по руде средней твердости, м ³ /ч	75—220	75—220
Масса без электрооборудования, т	47	83

Производительность конусной дробилки можно определить используя принцип, который применен для щековой дробилки с учетом особенностей конусной дробилки: за одно качание подвижного конуса из нее выпадает объем материала в виде кольца трапецеидального сечения (у щековой дробилки — в виде призмы).

В результате получена формула для определения производительности конусной дробилки (т/ч)

$$\Pi = \frac{3600drD_n\omega_n\mu_p\gamma}{\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2}, \quad (\text{III.13})$$

где d — размер кусков материала после дробления, м; r — эксцентриситет дробящего конуса на уровне разгрузочной щели, м; D_n — диаметр нижней окружности неподвижного конуса, м; ω_n — угловая скорость вертикального вала, с⁻¹; μ_p — коэффициент разрыхления ($\mu_p = 0,3 \div 0,6$); γ — объемная масса материала, т/м³; α_1, α_2 — углы наклона образующих конусов по отношению к вертикали, град.

Оптимальную угловую скорость подвижного конуса можно определить по формуле (III.3) для щековой дробилки

$$\omega_n = 6,95\sqrt{\operatorname{tg}\alpha/s}$$

с учетом особенностей конусной дробилки: $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2$ и $s = 2r$. Тогда

$$\omega_n = 7,95\sqrt{\frac{\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2}{2r}}. \quad (\text{III.14})$$

Молотковые дробилки

Эти дробилки (рис. III.3, в) служат для дробления известняка, угля, бентонита и других материалов за счет ударов, а также раскалывания и раздавливания между молотками 3 и колосниковыми решетками 9. Дробилки выпускают с центральной (для крупного дробления) и боковой (для мелкого дробления) загрузкой материала через отверстия в корпусе 1, защищенным сменными плитами. Молотки 3 на осях 4 шарнирно закреплены на дисках 2, которые набраны на приводном валу 5. Привод вала осуществ-

ляется непосредственно от двигателя. Молотки на смежных дисках закреплены в шахматном порядке. Колосниковые решетки 9 шарнирно закреплены в корпусе на осях 10 (некоторые дробилки имеют стационарные колосниковые решетки). Дробленый продукт выгружается через щели в колосниковой решетке. Для регулирования зазора между колосниковой решеткой и молотками с целью получения требуемой степени дробления материала служит эксцентриковый механизм 7 (регулировка вручную). Для прижатия колосниковой решетки к эксцентрику служат пружины 8. Ротор реверсивный — для лучшего использования молотков (двухстороннее), они имеют съемные износостойкие бойки. В нижней части дробилки установлен затвор 6, открывающийся при очистке дробилки, а также в некоторых случаях при выпуске дробленого материала (работа на одной решетке при дроблении материала малой прочности).

Мощность двигателя молотковой дробилки определяется как сумма четырех ее составляющих, расходуемых на дробление материала молотками, истирание его о колосниковую решетку, трение в опоре ротора и преодоление сопротивления воздуха внутри дробилки.

Техническая характеристика молотковой дробилки

Тип дробилки	ДМРИЭ-1,45×1,3
Диаметр ротора, м	1,45
Длина ротора, м	1,3
Число рядов молотков	10
Мощность двигателя, кВт	630
Производительность, т/ч	250

Валковые дробилки

Их используют на аглофабриках для дробления топлива по принципу раздавливания и частично истирания между валками. Применяют двух- и четырехвалковые дробилки. В последнем случае верхняя пара валков производит предварительное дробление, а нижняя, с меньшим зазором между валками, окончательное.

В станине 1 (рис. III.3, з) расположены две пары валков. Диагонально расположенные валки 2 приводятся во вращение от двигателей через редуктор. От валков 2 вращение передается валкам 3 клиновыми ремнями 12, огибающими шкивы 13 и 10, закрепленные соответственно на валках 2 и 3. Необходимое натяжение клиновых ремней обеспечивают натяжные ролики 11.

Цапфы осей валков 3 расположены в ползунах 4, которые могут перемещаться в направляющих 5 станины. При попадании трудно разрушаемых материалов или металла валок 3 вместе с ползуном 4, соединенным с траверсой 9, отходит от неподвижного валка 2, сжимает пружины 8 (по три в каждом ряду), а затем возвращается в исходное положение.

С помощью присоединенной к ползуну тяги—винта 6 и гайки 7 производится регулирование зазора между валками. В связи со

значительным износом в процессе работы валков они имеют сменные бандажи.

Недостатком дробилок является быстрый износ бандажей валков и подшипников (скольжения).

Техническая характеристика четырехвалковой дробилки твердого топлива

Диаметр валков, мм	900
Длина валков, мм	700
Частота вращения валков, об/мин:	
верхних	116
нижних	179
Мощность двигателей привода валков, кВт:	
верхних	14/20
нижних	40
Производительность, т/ч	16

Производительность валковых дробилок (т/ч) определяют из условия, по которому за один оборот валков выйдет материал в объеме кольца, образованного зазором между валками

$$\Pi = 570\pi D_v s L_v \mu_p \omega_v \gamma, \quad (\text{III.15})$$

где μ_p — коэффициент разрыхления дробленого материала в момент выхода из дробилки; s — ширина щели между валками, м; L_v — длина валков, м; D_v — диаметр валков, м; ω_v — угловая скорость валков, с^{-1} ; γ — объемная масса материала, т/м^3 .

Как видно из уравнения (III.15) производительность дробилки прямо пропорциональна угловой скорости валков, но при чрезмерно высоком ее значении будет происходить проскальзывание валков относительно кусков дробленого материала, что вызовет истирание поверхности валков и повышенный расход электроэнергии без существенного повышения производительности.

Максимально допустимая угловая скорость валков из условия захвата ими материала

$$\omega_v \leq 20\sqrt{f/(DD_v\gamma)}, \quad (\text{III.16})$$

где $f = 0,3 \div 0,4$ — коэффициент трения между валком и материалом; D — диаметр дробимых кусков материала, м; D_v — диаметр валка, м.

Таким образом, чем меньше размер кусков дробимого материала, тем больше можно принимать угловую скорость валков.

Для обеспечения гарантированных условий захвата материала валками, значение ω_v , полученное по формуле (III.16), необходимо принимать на 15—20 % меньше.

Для обеспечения захвата кусков материала валками (рис. III.5) необходимо чтобы в проекции на вертикальную ось стягивающие составляющие силы трения $2N_{\text{д}} f \cos \alpha$ (без учета

веса материала) были больше выталкиваемых составляющих сил $2N_d \sin \alpha$, т. е. должно быть соблюдено условие

$$2N_d f \cos \alpha > 2N_d \sin \alpha, \quad (III.17)$$

где N_d — сила давления действующая на материал.

Из (III.17) получим

$$f = \operatorname{tg} \rho_T > \operatorname{tg} \alpha,$$

т. е. $\rho_T > \alpha$ или угол захвата $\beta \leq 2\rho_T$.

Следовательно, для нормальной работы валков необходимо чтобы угол трения ρ_T был больше половины угла захвата β или

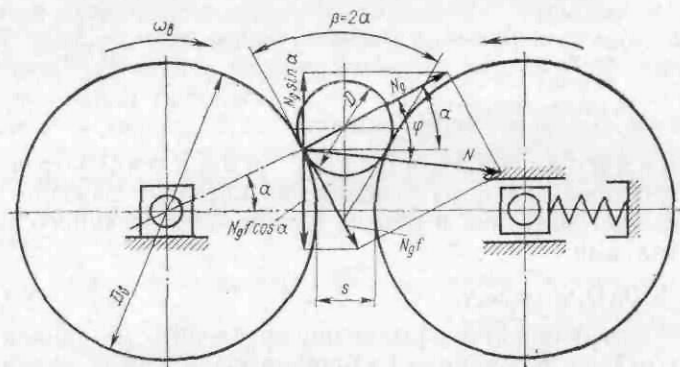


Рис. III.5. Схема к расчету валковой дробилки

результатирующая N сил N_d и $F = N_d f$ была отклонена вниз от горизонтали. Обычно принимают $\beta = 32 \div 48^\circ$, что соответствует $f = 0,25 \div 0,40$.

Для уменьшения износа валков, более устойчивой и спокойной работы валковой дробилки окружная скорость валков должна быть равной 2—7 м/с.

Используя рис. III.5, можно составить соотношение

$$\frac{D_B}{2} (1 - \cos \alpha) + \frac{s}{2} = \frac{D}{2} \cos \alpha. \quad (III.18)$$

Задавшись степенью дробления $i = D/s$ и подставив вместо угла α угол трения ρ_T , получим максимально допустимый размер дробимых кусков материала D из условия захвата (или соотношение между D и диаметром валка D_B)

$$D = \frac{D_B (1 - \cos \rho_T)}{\cos \rho_T - 1/i}. \quad (III.19)$$

Для принятых значений D и D_B из уравнения (III.19) можно определить степень дробления материала i (обычно $i = 3 \div 5$ для твердых материалов и $i = 8 \div 40$ — для мягких).

Для твердых материалов при $f = 0,3$; $\rho_T = 17^\circ$ и $i = 4$, получим соотношение

$$\frac{D_B}{D} = \frac{0,96 - 0,25}{1 - 0,96} = 18,$$

т. е. диаметр валка должен быть в 18 раз больше диаметра (величины в поперечнике) подаваемого в валки куска материала. Значения D_B/D обычно находятся в пределах 18—24.

Усилие дробления N_d , которое создается и регулируется пружинами предохранительных устройств, зависит от многих факторов и может быть вычислено приближенно.

Площадь, на которой действует это усилие

$$F = L_B l,$$

где $l = D_B \alpha$ — длина дуги на участке дробления; α — угол дуги, рад.

Суммарное усилие дробления

$$N_d = \sigma_{сж} F \mu_p = \sigma_{сж} L_B l \mu_p, \quad (III.20)$$

где $\sigma_{сж}$ — предел прочности материала при сжатии; μ_p — коэффициент разрыхления материала (для прочных материалов $\mu_p = 0,2 \div 0,3$, для мягких $\mu_p = 0,4 \div 0,6$).

Для прочных материалов $\alpha = 16^\circ 40'$; $l = 0,145 D_B$, а для мягких $\alpha = 24^\circ 20'$, $l = 0,215 D_B$.

Сила нажатия пружины подвижного валка должна обеспечить суммарное значение N_d .

Мощность двигателя затрачивается на дробление материала и трение в опорных подшипниках.

Мощность, расходуемая на дробление материала

$$P_1 = M_{тр} \omega_B = N_{д. ср} f D_B \omega_B, \quad (III.21)$$

где $M_{тр}$ — момент трения, создаваемый силой давления дробимого материала на валок, кН·м; $N_{д. ср}$ — среднее усилие дробления; f — коэффициент трения между валком и материалом.

Мощность, расходуемая на преодоление сил трения в опорных подшипниках валков

$$P_2 = R f_{пр} d_{ц} \omega_B, \quad (III.22)$$

где $R = \sqrt{N_{д. ср}^2 + G_B^2}$ — нагрузка на подшипники (принимая, что сила $N_{д. ср}$ направлена горизонтально); G_B — вес валка; $f_{пр}$ — приведенный коэффициент трения подшипника качения; $d_{ц}$ — диаметр цапфы валка.

Мощность двигателя дробилки (кВт)

$$P_{дв} = \frac{P_1 + P_2}{\eta} = \frac{\omega_B}{\eta} \left(\frac{N_{д. ср} f D_B}{2} + R f_{пр} d_{ц} \right), \quad (III.23)$$

где η — к. п. д. привода.

Одновалковые (зубчатые) дробилки

Они предназначены для дробления пирога агломерата сразу после выхода его с ленты агломашинны перед подачей на грохот с целью более полного выделения мелочи (повышения качества агломерата) а также для более эффективного последующего охлаждения агломерата в охладителе.

На сварной станине 1 (рис. III.3, д) устанавливают ротор 2, колосниковую решетку 3 и приемную плиту 4 для пирога агломерата 5. Ротор состоит из полого вала (для охлаждения циркулирующей водой), на который насажены звездочки (четыре или шесть зубьев) и распорные кольца (определяющие шаг звездочек). Привод вала осуществляется от электродвигателя через редуктор. Дробление агломерата происходит путем продавливания его через колонисковую решетку зубьями вращающегося ротора.

Основным недостатком дробилки является быстрый износ зубьев звездочек.

Техническая характеристика одновалковой дробилки

Агломашина:		
тип	АКМ-75	АКМ-312
производительность, т/ч	200	900
Частота вращения ротора, об/мин	4,65	3/4; 5/6; 1/9
Мощность двигателя, кВт	55	40/62; 90/125

Мельницы

Они используются для измельчения известняка и бентонита. Существуют мельницы весьма различные по устройству и размерам. Мельницы различают по следующим признакам:

по типу опор барабана: на опорных бандажах и роликах (один из них приводной); на коренных подшипниках с приводным зубчатым венцом на барабане;

по виду загружаемых дробящих элементов: шаровые (диаметр шаров 40 мм); стержневые (диаметры стержней 40—120 мм, длиной несколько меньшей длины барабана);

по виду загрузки материала: односторонние; двухсторонние;

по характеру разгрузки материалов: через отверстия в барабане или полую цапфу; через специальное разгрузочное кольцо с отверстиями; за счет отсоса вентилятором мелкоизмельченного материала.

Различают следующие виды помола в зависимости от конечных размеров продуктов измельчения: грубый (0,1—3,0 мм), тонкий (0,01—0,1 мм) и сверхтонкий (0,001—0,01 мм).

На рис. III.3, е, ж приведены две принципиально различные конструкции мельниц (показана только односторонняя загрузка). Материал загружается в барабан 3 через патрубки 1. По схеме, приведенной на рис. III.3, е, кольцевые бандажи барабана установлены на опорных роликах 6 и 7. Пара роликов 6 получает вращение от электродвигателя, редуктора и вала 5. Вращение барабану передается за счет сил трения между опорными бандажами 2

и роликами 6. Ролики 7 неприводные. Разгрузка материала происходит через неподвижные патрубки и торцевые крышки 4 с отверстиями. Изнутри барабан и крышки футерованы плитами.

По схеме, приведенной на рис. III.3, ж, полые цапфы, закрепленные на торцевых крышках барабана, установлены на коренных подшипниках 7. К фланцам барабана прикреплен зубчатый венец 6, получающий вращение от электродвигателя, через редуктор и зубчатую шестерню 5. Загрузка и разгрузка материала осуществляется через неподвижные патрубки и полые цапфы 2 и 4. Внутри цапф имеются спирали: в загрузочной части спирали служат для подачи материала в барабан, а в разгрузочной обратная спираль предназначена для загрузки в барабан шаров против потока выгружаемого материала и способствует возврату крупных частиц в барабан. В некоторых случаях для разгрузки материала на барабане закрепляют кольцо с отверстиями.

Работают мельницы при непрерывной регулируемой подаче материала внутрь барабана, половину объема которого заполняют шарами (или стержнями). При вращении барабана шары за счет сил трения поднимаются на некоторую высоту, оттуда, свободно падая или перекатываясь, движутся вниз. При этом материал ударом, раздавливанием или истиранием шарами измельчается и движется вдоль барабана в результате перепада уровней загрузки и разгрузки, а также напора непрерывного загружаемого материала.

Для получения особо тонких фракций измельченный материал увлекается потоком теплоносителя, подаваемого в мельницу от топочного агрегата и отсасываемого через сепаратор и группу циклонов с вентиляторами. В сепараторе материал разделяется на готовый продукт, осаждающийся в циклонах, и на обратный, который возвращается в мельницу.

Преимуществом мельниц в сравнении с молотковыми и валковыми дробилками является их большая надежность и производительность, простота обслуживания и возможность длительной работы без остановки на ремонт, легкость поддержания постоянной производительности и заданной крупности помола в течение длительного времени. Мельницы не боятся попадания внутрь барабана металлических предметов. К недостаткам мельницы можно отнести их значительную металлоемкость, громоздкость фундаментов, повышенный шум и значительный износ шаров или стержней.

На фабриках окускования для измельчения известняка и бентонита используют в основном шаровые мельницы типа Ш-12; Ш-25 и Ш-50А.

Техническая характеристика шаровых мельниц

Тип	Ш-12	Ш-25	Ш-50А
Производительность, т/ч	12	25	50
Диаметр барабана, м	2,87	3,4	3,7
Длина барабана, м	4,1	6,0	8,5
Мощность электродвигателей, кВт	500	1000	2000

Производительность мельниц рассчитывают на основе «метода подобия», т. е. исходя из практических данных работы мельниц при режиме, близком к оптимальному, так как условия работы мельниц могут изменяться в широких пределах и определение их производительности по теоретическим формулам невозможно.

Критическая скорость вращения барабана мельницы. При некоторой окружной скорости v движения центра тяжести шара любого слоя по круговой траектории в точке A радиальная сила N может стать равной по величине центробежной силе C (рис. III.6). Тангенциальная сила T погашается реакцией опоры, сопротивлением последующего слоя шаров, и шар становится свободным. В результате шар будет двигаться под влиянием собственного веса как тело, брошенное со скоростью v под некоторым углом к горизонту, т. е. по параболической траектории.

При угле α отрыва шара от круговой траектории будет справедливо соотношение

$$C = N \text{ или } mv^2/R = Q \cos \alpha = mg \cos \alpha, \quad (\text{III.24})$$

откуда

$$v^2 = Rg \cos \alpha.$$

Так как $v = \omega R$, то угловая скорость барабана

$$\omega = \sqrt{g \cos \alpha / R}. \quad (\text{III.25})$$

При этой угловой скорости барабана шар переходит с круговой траектории радиуса R на параболическую при угле отрыва α . Для того, чтобы шар поднялся по круговой траектории до наивысшей точки B , необходимо, чтобы центробежная сила C была равна силе тяжести шара Q . При такой угловой скорости шар не сойдет с круговой траектории, так как сила $Q \cos \alpha$ будет меньше центробежной силы C . Шару будет сообщена окружная скорость $v_{кр}$. Такая угловая скорость барабана будет критической и при угле $\alpha = 0$ согласно уравнению (III.25)

$$\omega_{кр} = \sqrt{g/R}. \quad (\text{III.26})$$

На основании опытных данных установлено, что угловую скорость барабана следует выбирать от 75 до 90 % от критической. Объемная масса стальных шаров $\gamma_{ш} = 4,85 \div 4,5 \text{ т/м}^3$ (для диа-

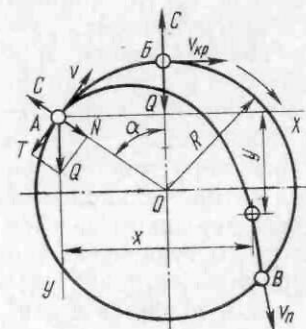


Рис. III.6. Схема к расчету барабанной мельницы

метров 30—125 мм соответственно); стержней $\gamma_{ш} = 7 \div 6,5 \text{ т/м}^3$ (для диаметров 25—100 мм соответственно). Вес шаровой нагрузки в мельнице размером $D \times L$ метров при степени заполнения шарами ее объема (степени шаровой нагрузки) ϕ

$$G = \frac{\phi \pi D^2}{4} L \gamma_{ш} g. \quad (\text{III.27})$$

Степень шаровой нагрузки ϕ зависит от коэффициента трения между шарами и броней барабана и от их относительной скорости. При увеличении значения ϕ повышаются производительность, потребляемая мощность и износ футеровки. Уменьшение ϕ приводит к снижению работы, затрачиваемой на измельчение материала, и потребляемой мощности, повышению износа шаров. В зависимости от условий работы шаровых мельниц принимают $\phi = 0,25 \div 46$.

Мощность двигателя привода. В шаровой мельнице энергия расходуется на подъем шаров и материала, сообщение им кинетической энергии и на преодоление вредных сопротивлений. На работу, расходуемую на дробление материала, используется часть энергии, затрачиваемой на подъем шаров.

Работа, затрачиваемая на подъем шаров за один цикл их движения на высоту h — среднюю для всей массы шаров

$$A_1 = Gh = 1,13GR_1, \quad (\text{III.28})$$

где G — вес шаров; h — высота подъема шаров, равная расстоянию от точки отрыва шара, находящегося от центра мельницы на расстоянии R_0 — радиуса инерции массы поднимающихся шаров; установлено, что высота подъема h массы шаров примерно равна 1,13 внутреннего радиуса мельницы R_1 , т. е. $h = 1,13R_1$.

Работа, затрачиваемая на сообщение шарам кинетической энергии

$$A_2 = \frac{mv_0^2}{2} = \frac{Gv_0^2}{2g} = \frac{G}{2g} (\omega_6 R_0)^2, \quad (\text{III.29})$$

где v_0 — средняя скорость движения шаров для радиуса инерции R_0 , м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; ω_6 — угловая скорость барабана (оптимальное значение $\omega_6 = 2,38 \sqrt{R_1} \text{ с}^{-1}$); R_1 — внутренний радиус мельницы, м.

В результате исследований установлено, что для оптимальных условий работы мельницы $R_0 = 0,785R_1$. Принимая также, что $\omega_6 = 2,38/\sqrt{R_1}$, получим

$$A_2 = \frac{G}{2g} (\omega_6 R_0)^2 = \frac{G}{2g} \left(\frac{2,38 \cdot 0,785 R_1}{\sqrt{R_1}} \right)^2 = 0,18GR_1.$$

Суммарная работа, затрачиваемая на один цикл движения шаров

$$A = A_1 + A_2 = 1,31GR_1.$$

Установлено также, что за время одного оборота барабана рассматриваемый слой шаров совершает $i = 1,6 \div 1,8$ цикла.

Вес измельченного материала G_M обычно составляет $k_M = 0,12 \div 0,14$ от веса шаров в мельнице, т. е. $G + G_M = k_M G = (1,12 \div 1,14) G$.

Тогда расход мощности на подъем шаров и материала, а также на сообщение им кинетической энергии

$$P = \frac{A i k_M \omega \delta}{2\pi} = \frac{1,31 \cdot 1,8 \cdot 1,14 G R_1 \omega \delta}{2\pi} = 0,43 G R_1 \omega \delta. \quad (\text{III.30})$$

Необходимая мощность двигателя для вращения барабана (кВт)

$$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta_1 \eta_2} = \frac{0,43 G R_1 \omega \delta}{\eta_1 \eta_2}, \quad (\text{III.31})$$

где η_1 — коэффициент полезного действия механизмов мельницы, определяемый в зависимости от конструкции мельницы (обычно $\eta_1 = 0,90 \div 0,95$); η_2 — коэффициент, учитывающий повышение мощности двигателя во время пуска (принимают $\eta_2 = 0,85 \div 0,95$).

5. ГРОХОТЫ

Шихтовые материалы рассеивают преимущественно на инерционных самоцентрирующихся грохотах производительностью (по исходному продукту) до 600 т/ч и на плоскокачающихся четырехкоробковых грохотах производительностью до 400 т/ч.

Для грохочения агломерата используют стационарные колосниковые грохоты, а также опорные, подвесные и наклонные откатные самобалансные грохоты. Самобалансные грохоты более эффективны в работе, чем стационарные, так как их колосниковая решетка реже забивается кусочками агломерата.

На рис. III.7 показан самобалансный наклонный откатной грохот, предназначенный для отделения мелочи (размером менее 8 мм) от горячего агломерата с размерами кусков 150 мм. Грохот состоит из следующих основных узлов: сварного корпуса 1 с колосниковой решеткой 2, вибрационного привода 3, опорной тележки 4 и системы охлаждения корпуса.

Система охлаждения балок корпуса включает в себя коллектор 8 и поддерживающие опоры. Колосниковые плиты, образующие рабочую решетку (полотно) грохота, устанавливаются на нижние балки корпуса и закрепляются на них. Корпус грохота смонтирован на пружинных амортизаторах 6 опорной тележки под углом 8 град к горизонту.

Привод состоит из двух механических самобалансных вибраторов (ведущего 13 и ведомого 12), соединенных между собой промежуточным валом 16, электродвигателя 14 переменного тока и карданного вала 15. Каждый вибратор представляет собой сварно-

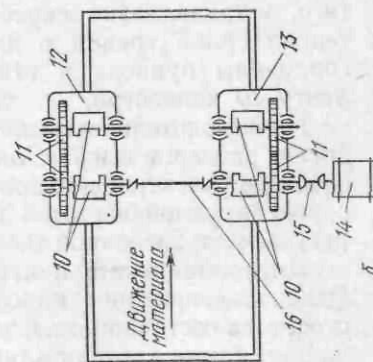
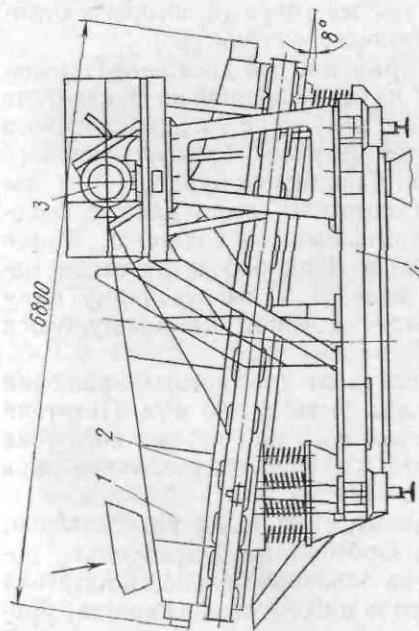
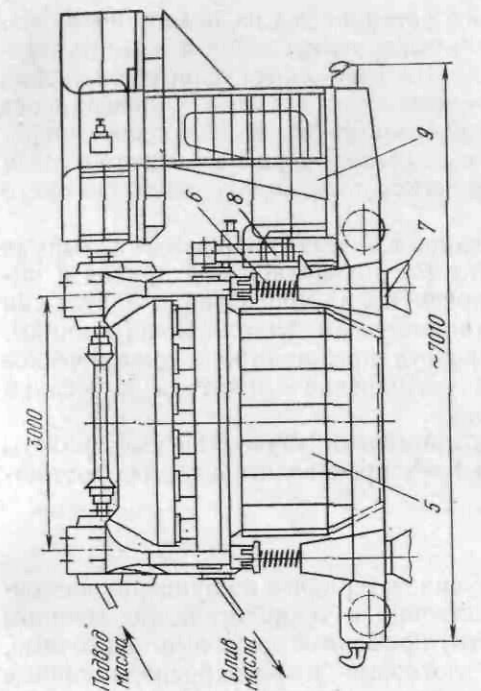


Рис. III.7. Самобалансный откатной грохот для отсева мелочи агломерата: а — общий вид; б — кинематическая схема привода

литой корпус, внутри которого установлены на подшипниках качения два дебаланса 10, соединенные между собой зубчатой передачей 11. При вращении дебалансов (при определенном положении вибраторов) возникают направленные под углом к поверхности колосниковой решетки инерционные силы, вызывающие вибрацию корпуса грохота вместе с решеткой. При перемещении агломерата по вибрирующей решетке происходит разделение его на классы.

Опорная тележка, выполненная в виде сварной рамы с четырьмя колесами, несет на себе стойку 9 с площадкой под привод и выгрузочную воронку 5. В рабочем положении фланцы 7 тележки прикреплены болтами к стационарным металлоконструкциям.

В электрической схеме грохота предусмотрено динамическое торможение, обеспечивающее уменьшение амплитуды колебания грохота во время его остановки.

В отечественной практике применяют самобалансные грохоты с площадью полотна 10 и 20,4 м², производительностью соответственно до 180 и 600 т/ч.

6. ПИТАТЕЛИ И ДОЗАТОРЫ

Для равномерной выдачи сыпучих материалов из бункеров на конвейеры или подачи непосредственно в технологические машины (например в дробилку, грохоты) применяют дисковые, ленточные, пластинчатые, качающиеся, лотковые и электровибрационные питатели. Для этой же цели и одновременной весовой дозировки материалов используют дозаторы тех же типов (дозаторы в отличие от питателей имеют взвешивающее устройство).

На рис. III.8 показан широко применяемый дисковый (тарельчатый) питатель. Питатель состоит из закрепленной на фундаменте рамы 1, электродвигателя 2, муфты 3, редуктора 4 и закрепленного на выходном валу редуктора диска (тарели) 5, футерованного плитами 6 из износостойкой стали. Горловину бункера, под которым устанавливается дисковый питатель, выполняют с боковым выгрузочным окном 7, перекрываемым заслонкой 8. Кроме того, устанавливают скребок (нож) 9. При работе питателя материал силой трения о диск увлекается к выгрузочному окну горловины бункера и сталкивается скребком на движущуюся ленту 10 конвейера.

Производительность питателя зависит от частоты вращения диска, размеров выгрузочного окна и достигает 80 м³/ч. Питатели снабжают электродвигателями постоянного или переменного тока с регулируемой частотой вращения. Сечение выгрузочного окна регулируют заслонкой 8.

Дисковые питатели часто используют в качестве дозаторов. Однако дозирование по объему не обеспечивает требуемого постоянства состава шихты, так как на производительность питателя влияют также крупность компонентов шихты, их влажность, уровень заполнения бункера и другие факторы.

Электровибрационные питатели предназначены для дозированной подачи кусковых и зернистых материалов. Допускается запуск этих питателей под нагрузкой, благодаря чему они могут использоваться в качестве затворов бункеров. Электровибрационный питатель состоит из следующих основных узлов: лотка, четырех пружинных амортизаторов (подвесок) и прикрепленного к лотку электровибрационного привода

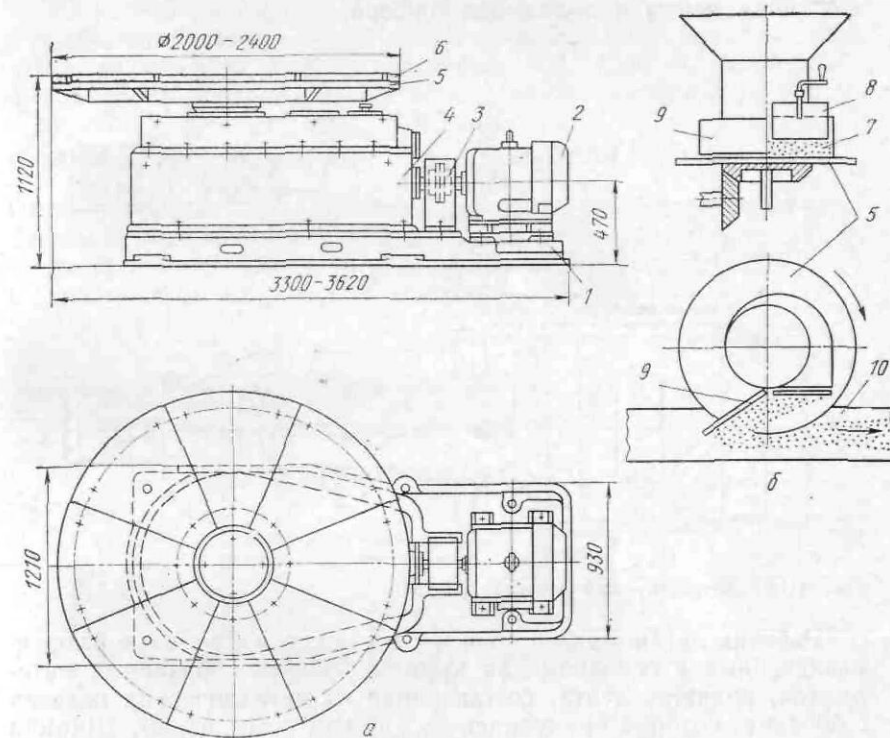


Рис. III.8. Дисковый (тарельчатый) питатель: а — общий вид; б — схема действия

Для непрерывной выдачи из бункеров различных сыпучих материалов с заданной массовой производительностью применяют автоматические дозаторы непрерывного действия (рис. III.9). Дозатор состоит из электровибрационного питателя 1, подвешенного на амортизаторах к горловине бункера, и ленточного конвейера 2, установленного на опорной металлоконструкции 3. Непрерывный массовый контроль дозируемого материала производят на конвейере, представляющем собой платформу для взвешивания, и рычажной системе весов с пружиной. Деформация пружины передается на индукционный датчик и далее в систему приборов для автоматической регулировки до-

затора на заданную производительность. Производительность дозаторов этого типа достигает 200 т/ч.

Ленточный питатель состоит из рамы и смонтированных на ней приводного барабана с электроприводом, натяжного барабана, роликоопор, бесконечной транспортерной ленты, приемной воронки с шибером и устройства для натяжения ленты. Производительность питателя регулируют изменением скорости движения ленты и положения шибера.

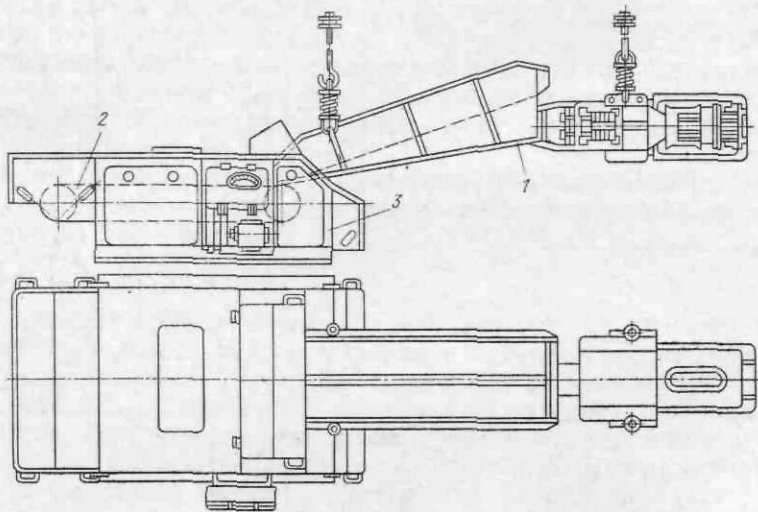


Рис. III.9. Автоматический весовой дозатор

Рабочим органом пластинчатых питателей, предназначенных в основном для крупнокусковых абразивных материалов, является лента, составленная из металлических полотен с бортами, которые прикреплены к двум тяговым цепям. Ширина полотна составляет 800—2400 мм, производительность — 1500 м³/ч.

Качающиеся и лотковые питатели, применяемые для выдачи сыпучих материалов, имеют в качестве рабочего органа лоток, приводимый соответственно в качательное и возвратно-поступательное движение электроприводом через криивошипно-шатунную передачу.

7. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Для перемещения сыпучих и кусковых грузов на аглофабриках широко применяют стационарные ленточные конвейеры. Они могут устанавливаться как горизонтально, так и наклонно. Несущим и одновременно тяговым органом конвейера является гибкая, преимущественно резиновая бесконечная лента, огибающая приводной и натяжной барабаны.

Рабочая и холостая ветви ленты опираются на роликовые опоры, смонтированные на несущих металлоконструкциях. Ширина ленты составляет 400—2000 мм, скорость ленты достигает 3,15 м/с, а длина конвейера 1500 м и более. Конвейеры снабжают встроенными автоматическими весами для непрерывного взвешивания. Для транспортирования горячих материалов применяют конвейеры со стальной лентой.

Насыпные материалы с острыми режущими гранями кусков и повышенной температурой транспортируют пластинчатыми конвейерами: ширина полотна составляет 400—1600 мм, производительность конвейеров 20—750 м³/ч и длина конвейера до 200 м.

8. БАРАБАННЫЕ СМЕСИТЕЛИ И ОКОМКОВАТЕЛИ ШИХТЫ

Перемешивание и окомкование компонентов агломерационной шихты осуществляют в агрегатах барабанного типа. На рис. III.10 представлена схема смесителя производительностью до 850 т/ч с барабаном диаметром 3200 и длиной 8000 мм.

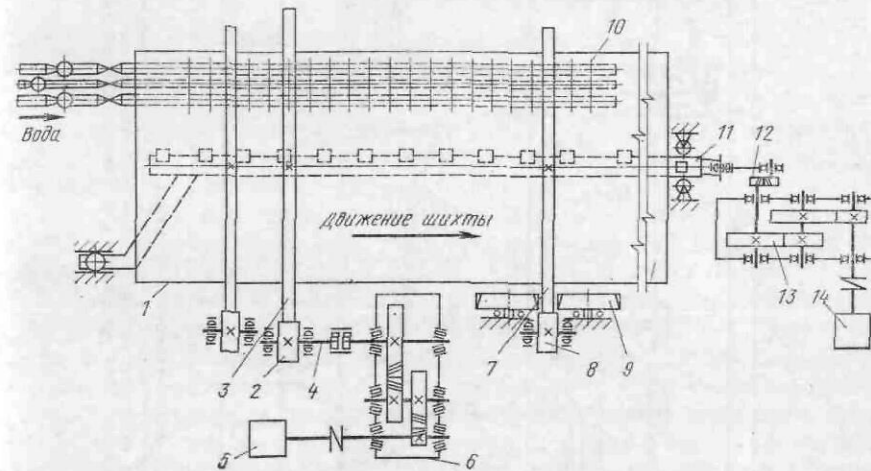


Рис. III.10. Барабанный смеситель агломерационной шихты

Вращение барабану 1, установленному под небольшим углом к горизонту, передается через зубчатый венец 3 от электродвигателя 5 переменного тока мощностью 60—200 кВт через цилиндрический редуктор 6 и промежуточный вал 4 с шестерней 2.

Барабан бандажами 7 опирается на четыре опорных ролика 8 и удерживается от смещения в осевом направлении двумя упорными роликами 9, расположенными с двух сторон бандажа. Компоненты агломерационной шихты загружаются в барабан из бункера и при вращении барабана перемешиваются при добавлении небольшого количества воды, которая подается внутрь

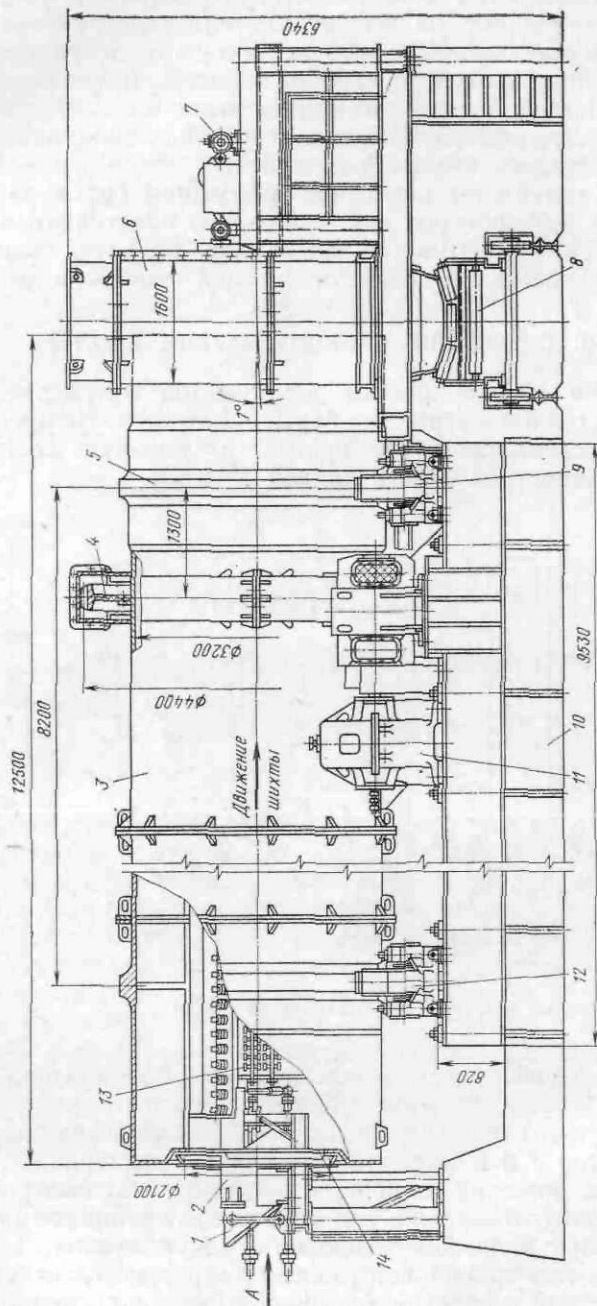


Рис. III.11. Барабанный окомкователь агломерационной шихты: 1 — качающаяся опора балки очистного устройства; 2 — балка очистного устройства; 3 — барабан; 4 — зубчатый венец; 5 — бандаж; 6 — разгрузочная камера; 7 — привод очистного устройства; 8 — оборотный конвейер; 9 — узел опорных роликов; 10 — рама; 11 — при-вод барабана; 12 — узел опорных роликов; 13 — устройство для увлажнения шихты; 14 — загрузочное отверстие

барабана по трубам 10 с форсунками. Перемешиваемый материал перемещается вдоль оси барабана и выгружается из него в разгрузочную камеру. Материал, налипший на внутреннюю поверхность барабана, срезается ножами очистного устройства 11, совершающего возвратно-поступательное движение от кривошипно-шатунного механизма 12, который соединен с электродвигателем 14 переменного тока мощностью 4,5 кВт через цилиндрический редуктор 13; продолжительность пребывания шихты в барабане 58—116 с.

Иногда в смесительных барабанах устанавливают шнек для более интенсивного перемешивания материалов.

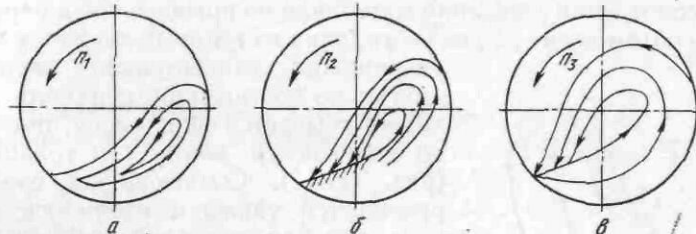


Рис. III.12. Схемы (режимы) движения частиц шихты в барабанных смесителях-окомкователях

Окомкование агломерационной шихты производят в агрегатах (рис. III.11), в основном аналогичных по конструкции смесителю, описанному выше.

В барабанных смесителях-окомкователях различают три режима движения шихтовых материалов: переката, водопадный и циклический (рис. III.12).

Режим переката (рис. III.12, а) возникает при окружной скорости на внутренней поверхности барабана 0,5—1,2 м/с. При вращении барабана материал поднимается на определенную высоту за счет трения его о стенки и, по превышении угла динамического откоса, скатывается по слою вниз. За счет наклона барабана в сторону разгрузки материал одновременно продвигается вдоль его оси. Такой режим является основным при получении окомкованной шихты и окатышей. Различие состоит в том, что окомкователи агломашин заполняются материалом на 8—12 % площади поперечного сечения барабана при угле наклона продольной оси 2,5—4°, а окатыши образуются при заполнении 3 % и угла наклона оси барабана 8—9°.

Водопадный режим (рис. III.12, б) возникает при окружной скорости барабана 1,2—2 м/с. При таких скоростях материал за счет сил инерции и трения поднимается на большую, по сравнению с режимом переката, высоту и падает на нижние слои. В этом случае обеспечивается более интенсивное пересечение траекторий движения отдельных частиц материалов и, как следствие, большая эффективность их перемешивания.

Оптимальное перемешивание в гладком барабане происходит при установке его оси под углом $1,5-2,5^\circ$ к горизонту и степени заполнения его поперечного сечения $12-18\%$.

Циклический режим (рис. III.12, в) возникает при достаточно большой окружной скорости барабана, при которой траектории отдельных слоев материала превращаются в замкнутые и пересыпания не происходит.

Расчет барабанных смесителей и окомкователей

Расчет производительности

При рассмотрении движения материала во вращающемся барабане весь его объем делят на две части, одна из которых движется вверх

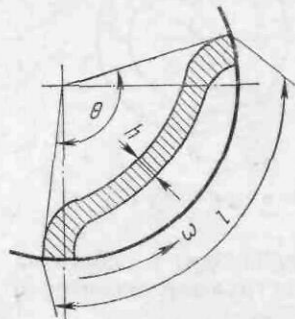


Рис. III.13. Схема перемещения материала в барабане

неподвижно относительно барабана, другая по достижении верхнего положения сыпается вниз слоем, имеющим по окружности длину l и толщину h (рис. III.13). Ссыпающийся слой перемещается также и вдоль оси барабана, так как этот слой наклонен под углом λ к плоскости, перпендикулярной оси вращения. Таким образом, каждый элементарный объем материала при вращении барабана описывает на его внутренней поверхности винтовую линию с углом наклона λ . За одну минуту слой материала длиной l и толщиной h перемещается по этой винтовой линии на $30D\omega_6$, а вдоль оси барабана на $30D\omega_6 \times \operatorname{tg} \lambda$, т. е. через поперечное сечение барабана с внутренним диаметром D за одну минуту пройдет объем материала (м^3)

$$V = 30D\omega_6 lh \operatorname{tg} \lambda, \quad (\text{III.32})$$

где ω_6 — угловая скорость барабана, с^{-1} .

Длина ссыпающегося слоя l зависит от степени заполнения барабана и характеризуются углом θ (в радианах), охватывающим материал в спокойном состоянии $l = \theta (D/2)$.

Толщина ссыпающегося слоя h также зависит от степени заполнения барабана. Для определения величины h получена эмпирическая зависимость $h = 6,4 \cdot 10^{-4} (\theta - 8,3) D$.

После подстановки в формулу (III.32) приведенных зависимостей, с учетом объемной массы материала γ ($\text{т}/\text{м}^3$), производительность барабана ($\text{т}/\text{мин}$)

$$\Pi = 0,175 \cdot 10^{-6} \cdot D^3 \omega_6 \gamma \theta (\theta - 8,3) \operatorname{tg} \lambda. \quad (\text{III.33})$$

Для пользования этой формулой необходимо задать степень заполнения барабана, выраженную через θ и $\operatorname{tg} \lambda$. Эти величины

изменяются по длине барабана и кроме производительности зависят от D и λ (угла наклона оси барабана к горизонту). По рассматриваемой методике барабан разбивают на участки, в каждом из которых по формуле (III.33) определяют $\operatorname{tg} \lambda$ и θ по заданной производительности. По углу θ (в градусах) находят площадь сечения сегмента в начале S_i и в конце S_{i+1} каждого участка (м^2)

$$S = \frac{1}{2} R^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} - \sin \theta \right), \quad (\text{III.34})$$

где R — внутренний радиус барабана, м.

Вес шихты на участке i

$$G_i = \frac{S_i + S_{i+1}}{2} l_i \gamma g, \quad (\text{III.35})$$

где l_i — длина участка i в барабане, м.

Общий вес шихты в барабане

$$G_{\text{ш}} = \sum_{i=1}^n G_i. \quad (\text{III.36})$$

Время пребывания шихты на каждом участке (мин)

$$t_i = G_{\text{ш}} / \Pi g.$$

Полное время пребывания шихты в барабане

$$T = \sum_{i=1}^n t_i.$$

Расчет мощности двигателя привода барабана

Нагрузка на опорные ролики складывается из веса барабана G_6 , веса шихты в барабане $G_{\text{ш}}$ и веса гарниссажа G_r (рис. III.14).

Вес шихты $G_{\text{ш}}$ можно определить по формуле (III.36) либо при известной степени заполнения барабана по следующей формуле:

$$G_{\text{ш}} = \frac{\pi D^2}{4} L \gamma g \psi, \quad (\text{III.37})$$

где L — длина барабана; g — ускорение свободного падения; ψ — степень заполнения барабана.

Нагрузка на один ролик

$$N_p = \frac{G_6 + G_{\text{ш}} + G_r}{Z \cos \alpha}, \quad (\text{III.38})$$

где Z — число опорных роликов; α — половина центрального угла между роликами.

Угол α обычно принимают равным 30—35°. С увеличением угла α растет величина реакции N_p , а с уменьшением α снижается устойчивость барабана.

Влиянием наклона оси барабана к горизонту на распределение нагрузок по роликам, а также сопротивлением от трения в подшипниках упорных роликов при расчете можно пренебречь.

Определение моментов, на преодоление которых расходуется мощность двигателя

1. Момент от сил трения в подшипниках роликов, приведенный к оси барабана

$$M_1 = N_p \frac{d_{ш}}{2} f \frac{R_6}{r_p} Z, \quad (III.39)$$

где f — коэффициент трения в подшипниках роликов; $d_{ш}$ — диаметр цапфы; R_6 — радиус бандажа; r_p — радиус опорного ролика;

2. Момент от сил трения качения бандажей по роликам, приведенный к оси барабана

$$M_2 = N_p k \frac{R_6}{r_p} Z, \quad (III.40)$$

где k — коэффициент трения качения ролика по бандажу.

3. Момент от веса шихты во вращающемся барабане

$$M_3 = G_{ш} R_{ш} \sin \varphi, \quad (III.41)$$

где $R_{ш}$ — расстояние от оси барабана до центра тяжести кругового сегмента шихты

$$R_{ш} = \frac{4}{3} \frac{R \sin 3\theta/2}{\theta - \sin \theta},$$

здесь F — площадь сегмента.

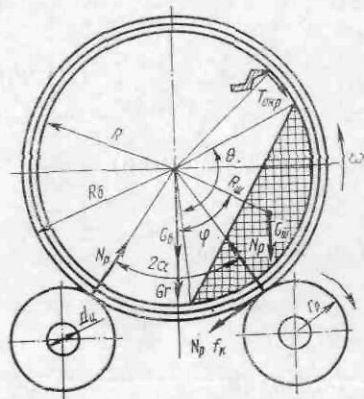


Рис. III.14. Схема к расчету барабанного смесителя-окомкователя

Принимают, что шихта представляет собой одно неподвижное тело, имеющее в сечении форму сегмента наклоненного к вертикали на угол φ (см. рис. III.14), который определяется углом внутреннего трения материала, характеризуемым углом естественного откоса и в значительной степени зависит от скорости вращения барабана. Обычно угол φ при нахождении в барабане железорудной шихты принимают равным 45°.

4. Момент от сил, возникающих при срезании гарниссажа резацами очистного устройства

$$M_4 = T_{окр} (R_6 - \delta_r) Z_p, \quad (III.42)$$

где $T_{окр}$ — окружная составляющая силы резания на одном резе, кН, $T_{окр} = p \delta_c b_c$;

Таблица III.1. Техническая характеристика барабанных смесителей и окомкователей

Параметры	Смесители		Окомкователи		
	СБ 3,2×8,0	СБ 3,2×12,5	ОБ 2,8×11	ОБ 3,2×12,5	ОБ 4,2×24
Производительность, т/ч:					
смесителей (максимальная)	850	1200	—	—	—
окомкователей (по годовому продукту)	—	—	40	450	1100
Диаметр барабана (внутренний), м	3,2	3,2	2,8	3,2	4,2
Длина барабана, м	8	12,5	11	12,5	24
Угол наклона барабана	2° 30'	2° 15'	3—6°	1—4°	2,5°
Степень заполнения барабана, %	<13	<18	<15	<13	8—10,9
Частота вращения барабана, об/мин	9,84; 6,55; 4,92	7,71— 11,56	8—12	4—8	4—8
Мощность электродвигателя привода вращения барабана, кВт	60/90/120/120	400	90	110/175	630

p — удельное сопротивление резанию для мелкой руды и концентрата 200—300 кПа; δ_c — толщина среза одним резцом; b_c — ширина среза одним резцом; δ_r — толщина слоя гарниссажа; Z_p — число резцов в очистном устройстве.

Общий момент на оси барабана (кН·м)

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \quad (III.43)$$

Мощность двигателя привода барабана, работающего в длительном режиме, (кВт)

$$P = M \omega_6 / \eta, \quad (III.44)$$

где η — общий к. п. д. привода.

При уточненных расчетах мощности двигателя привода барабанов большой производительности (800—1400 т/ч) целесообразно дополнительно учитывать моменты сопротивления вращению от сил инерции в пересыпающемся слое шихтовых материалов $M_{ин}$ и от сил трения в пересыпающемся слое $M_{тр}$.

За время поворота барабана на центральный угол θ , соответствующий длине дуги сегмента, занятого материалом (см. рис. III.14), через рассматриваемую стадию цикла пересыпания

пройдет весь материал, находящийся в барабане. Энергия, затрачиваемая приводом на разгон материала, за это время

$$A = \frac{mv^2}{2} = \frac{G_{ш}(\omega R)^2}{2g} = M_{ш}\theta.$$

Откуда

$$M_{ш} = \frac{G_{ш}(\omega R)^2}{2g\theta}.$$

При запуске барабана после аварийной остановки возникает момент сопротивления вращению от соскальзывания верхнего слоя материала в сегменте относительно неподвижного. Из условия равновесия сил принимается, что скользит не более половины имеющегося в барабане материала, тогда возникает сила трения $F_{тр} = 0,5G_{ш}f_{п} \cos \varphi$ и момент трения

$$M_{тр} = 0,5G_{ш}f_{п}R_{ш} \cos \varphi \sin \varphi,$$

где $f_{п}$ — коэффициент трения покоя.

Техническая характеристика барабанных смесителей и окомкователей представлена в табл. III.1.

9. ЧАШЕВЫЕ ОКОМКОВАТЕЛИ ШИХТЫ

На рис. III.15 изображены для сравнения схемы процессов образования окатышей в барабанном и чашевом окомкователях.

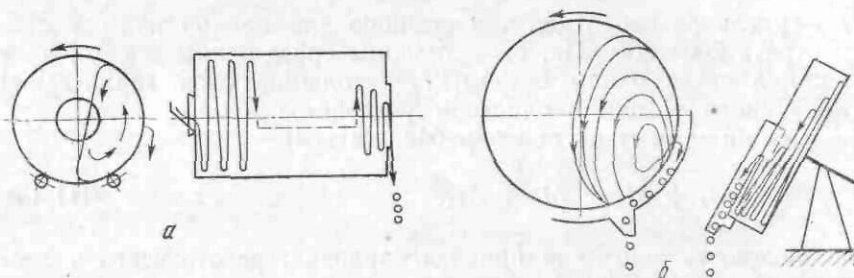


Рис. III.15. Схемы процессов образования окатышей в барабанном (а) и чашевом (б) окомкователях

Во вращающуюся чашу на открытую часть дна непрерывно подается шихта, которая в присутствии распыленной воды окомковывается, превращаясь в круглые тела — окатыши. По мере перемещения в чаше окатыши увеличиваются в диаметре, пересыпаются через борт чаши в разгрузочный лоток и из него поступают на ленточный конвейер.

На рис. III.16 показаны механизмы вращения и наклона чаши чашевого окомкователя, который состоит из чаши, привода, опоры, рамы, механизмов вращения, наклона и очистки. Чаша 1 сварной конструкции выполнена для удобства транспортировки из двух

половин, соединенных между собой болтами. Опора 3 представляет собой жесткую сварную раму со смонтированной в ней на подшипниках качения вращающейся осью 2, на верхнем коническом хвостовике которой неподвижно закреплена чаша 1. Осевые усилия воспринимают установленные в нижней части рамы упорные подшипники.

Привод вращения чаши состоит из электродвигателя 4 постоянного тока, муфты 5, коническо-цилиндрического редуктора 6 и тахогенератора, связанного с валом электродвигателя кинематической зубчатой передачей. На выходном валу редуктора расположена шестерня 6а, находящаяся в зацеплении с зубчатым венцом 7, который закреплен на чаше и вращает ее при включении электродвигателя. Опора 3 валиками 8 шарнирно закреплена на раме, состоящей из двух стоек 9, которые жестко соединены между собой поперечной балкой 10.

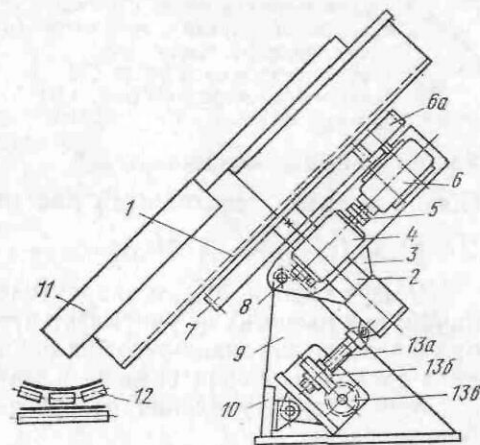


Рис. III.16. Механизмы вращения и наклона чаши чашевого окомкователя

Механизм наклона чаши состоит из тяги-винта 13а, связывающего между собой балку 10 и часть опоры 3, к которым шарнирно прикреплены тяги винтовой пары 13б и червячной передачи 13в. При вращении вала червяка вручную винт, связанный гайкой с червячным колесом, совершает поступательное движение, изменяя угол наклона чаши. Внутреннюю поверхность борта и дна чаши очищают от налипшего материала механизмом очистки, состоящим из бокового и шести регулируемых радиальных ножей. Увлажнение поступающей в чашу шихты производят форсунками с индивидуальными трубопроводами, выполненными в виде гибких шлангов с вентилями для регулирования расхода воды. Из чаши готовые окатыши выгружают на конвейер 12 при помощи лотка 11, прикрепленного к каркасу.

Окатыши обжигают на конвейерных обжиговых машинах, в агрегатах решетка—трубчатая печь либо в шахтных печах.

На фабриках окомкования с обжиговыми машинами типа ОК-108 установлены окомкователи с чашей диаметром 5,5 м, а на фабриках с обжиговыми машинами ОК-306 — с чашей диаметром 7 м.

Чашевые окомкователи по сравнению с барабанными имеют более высокую удельную производительность.

Характерной технологической особенностью чашевого окомкователя является создание организованного движения материала, при котором мелкие фракции и крупные окатыши движутся по разным траекториям, благодаря чему происходит разделение по крупности и выдача из окомкователя лишь окатышей определенного размера (8—15 мм), что позволяет отказаться от их грохочения.

Техническая характеристика чашевых окомкователей

Диаметр чаши, м	5,5	7,0
Высота борта чаши, м	0,8	0,8
Угловая скорость чаши, с ⁻¹	0,6—0,9	0,35—0,64
Угол наклона тарелки к горизонту, град	45—55	45—60
Привод вращения чаши:		
общее передаточное число	83,5	125,2
мощность электродвигателя, кВт	95	120
Производительность, т/ч	30—40	80—90

Расчет чашевых окомкователей

Общий момент, необходимый для вращения чаши (кН·м)

$$M = M_{тр} + M_{ср} + M_{м}. \quad (III.45)$$

Момент трения $M_{тр}$ в опорах чаши имеет незначительную величину и в расчетах не учитывается, так как современные чашевые окомкователи устанавливают на подшипниках качения, в которых сила трения в опорах сведена к минимуму.

Момент сопротивления от срезания гарниссажа на днище и борта чаши

$$M_{ср} = M_{ср.д} + M_{ср.б}.$$

Момент сопротивления от срезания гарниссажа с днища чаши в случае применения стационарных донных ножей

$$M_{ср.д} = W_p (r_1 + \dots + r_n) = W_p \sum_{i=1}^z r_i,$$

где r_i — расстояние от i -того реза до оси вращения чаши; z — число резов; $W_p = F_{ср} q_p$ — усилие сопротивлению резания одним резцом; $F_{ср} = b_p l_p$ — площадь срезания одним резцом; b_p — глубина резания; l_p — длина кромки резания; q_p — удельное сопротивление резанию.

Тогда

$$M_{ср.д} = b_p l_p q_p \sum_{i=1}^z r_i. \quad (III.46)$$

Момент сопротивления от срезания гарниссажа бортовым ножом

$$M_{ср.б} = b_p h q_p R, \quad (III.47)$$

где h — высота борта; R — радиус чаши,

Суммарный момент от срезания гарниссажа

$$M_{ср} = b_p q_p \left(l_p \sum_{i=1}^z r_i + hR \right). \quad (III.48)$$

Материал в чаше располагается в виде части срезанного цилиндра «дольки апельсина» ограниченного цилиндрическим бортом чаши, наклонным плоским днищем и сверху плоскостью, наклоненной под углом естественного откоса материала (рис. III.17).

Вес материала (кН), находящегося в чаше, можно приближенно определить по формуле

$$G_m = 2R^2 h \gamma_m g / 3, \quad (III.49)$$

где γ_m — объемная масса материала, т/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Координаты центра тяжести объема, занятого материалом, с центром осей координат O , находящимся на наклонной оси чаши и плоскости ее днища, можно для частного случая (см. рис. III.17) определить по следующим формулам:

$$x_{ц} = 3\pi R / 16; \quad y_{ц} = 3\pi h / 32.$$

Момент от смещения материала относительно оси чаши

$$M_m = k_k G_a L, \quad (III.50)$$

где $G_a = G_m \sin \alpha$ — скатывающая составляющая от силы G_m в плоскости, параллельной плоскости днища; $k_k = 4600 / \omega_ч^2$ — коэффициент, учитывающий изменение количества материала в чаше в зависимости от угловой скорости $\omega_ч$; $L = x_{ц} \sin \beta$ — смещение центра тяжести объема, занятого материалом, от оси вращения чаши; β — угол подъема центра тяжести объема, град; $\beta = 90^\circ - \arccos \frac{R \omega_ч^2}{9 (\sin \alpha - f \cos \alpha)}$; α — угол наклона чаши, град; $f = 0,4 \div 0,5$ — коэффициент трения материала о днище чаши.

После подстановок и преобразований получим

$$M_m = k_k \frac{\pi}{8} R^3 h \gamma_m g \sin \alpha \sin \beta. \quad (III.51)$$

Мощность двигателя механизма вращения чашевого окомкователя (кВт)

$$P_{дв} = M \omega_ч / \eta, \quad (III.52)$$

где $\omega_ч$ — угловая скорость чаши, с⁻¹, η — к. п. д. механизма.

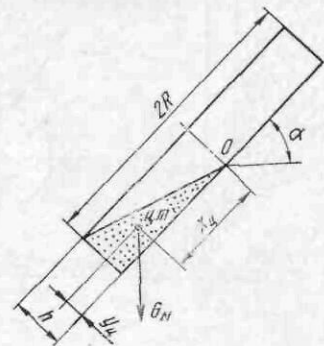


Рис. III.17. Схема к расчету чашевого окомкователя

10. ПИТАТЕЛИ ПОСТЕЛИ И ШИХТЫ АГЛОМЕРАЦИОННЫХ МАШИН

Питатели (укладчики) шихты являются ответственным узлом агломерационной машины, так как от их работы зависит ее про-

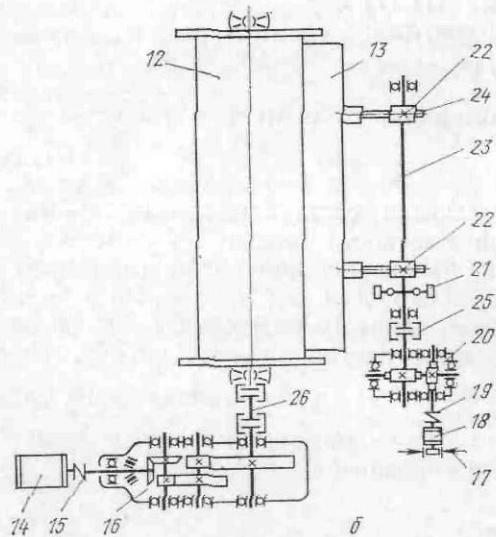
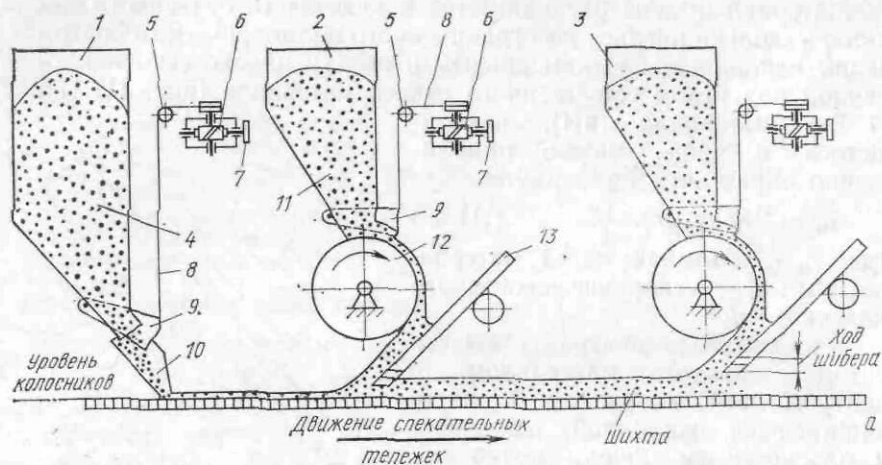


Рис. III.18. Схема питателей постели и шихты (а) и привода питателей шихты (б) агломерационной машины

изводительность и качество агломерата. На машину должен укладываться постоянный по высоте и ширине слой шихты, который при этом не должен уплотняться, чтобы не уменьшалась газопроницаемость. При этом на движущиеся тележки сначала укладывают крупные куски (постель), а затем остальную шихту.

Недостатком маятниковых распределителей и укладчиков шихты является движение с переменной скоростью в крайних положениях, что приводит к неравномерному распределению шихты (по количеству и фракциям) и неодинаковой газопроницаемости по ширине тележки в результате уплотнения шихты при срезании шиберам ее излишка. Кроме того, установка маятникового распределителя требует увеличения высоты здания.

Питатели с отдельными бункерами для постели и шихты даны на рис. III.18, а. Питатель постели 1 состоит из саморазгружающегося бункера 4, имеющего секторный затвор 9 и загрузочный

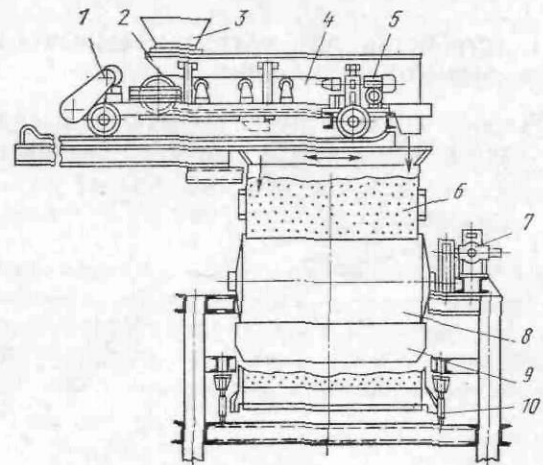


Рис. III.19. Установка челнокового распределителя и барабанного питателя агломерационной машины

поворотный лоток 10. Подъем секторного затвора осуществляется вручную через трос 8, систему блоков 5 и редуктор 6 с ручным маховичком 7. Толщина слоя подстилочного материала регулируется шиберам, расположенным на нижней кромке загрузочного лотка. Шихта подается двумя барабанными питателями 2 и 3, установленными за питателем постели. Укладчик шихты состоит из бункера 11 с барабанным питателем 12, секторного затвора 9, шибера 13, регулирующего высоту слоя шихты на тележках.

Привод барабана (рис. III.18, б) состоит из электродвигателя 14, коническо-цилиндрического редуктора 16 и муфты 15 и 26. Привод перемещения шибера включает электродвигатель 18, червячный редуктор 20, тормоз 17, муфты 19 и 25, приводной вал 23 с двумя шестернями 22, которые находятся в зацеплении с рейками 24, связанными с шиберами. Фиксация шибера в промежуточных положениях осуществляется тормозом 17. Ход шибера ограничивается конечными выключателями 21.

Наиболее удачным из существующих конструкций является сочетание челнокового распределителя и барабанного питателя (рис. III.19), обеспечивающих равномерную укладку шихты на тележки агломерационной машины.

Челноковый распределитель представляет собой небольшой конвейер 4 с приводом 5, установленный на раме 2 тележки с механизмом перемещения 1. Загрузку конвейера осуществляют через лоток 3. Под челноковым распределителем установлен промежуточный бункер 6, из которого шихта попадает на барабан 8, вращающийся от привода 7. Количество шихты, подаваемой на тележку 10, регулируется шибером 9.

Такая установка обеспечивает равномерное распределение шихты на тележках машины и небольшую высоту падения материала.

11. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАГРУЗКИ СЫРЫХ ОКАТЫШЕЙ НА ОБЖИГОВУЮ МАШИНУ

Устройства для загрузки сырых окатышей на движущиеся тележки обжиговой машины должны обеспечивать постоянство высоты

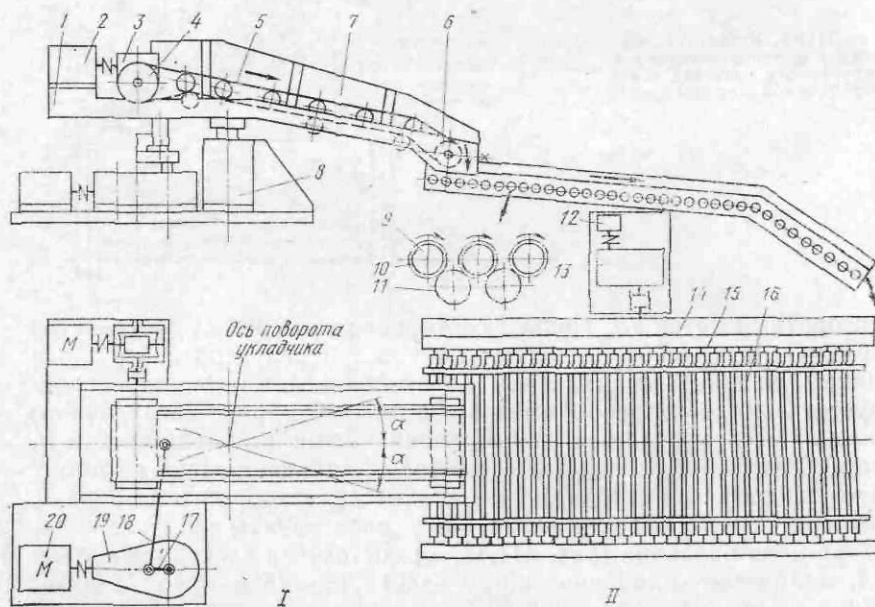


Рис. III.20. Качающийся укладчик (а) и роликовый питатель (б) для загрузки сырых окатышей на обжиговую машину

слоя по ее ширине и длине и минимальную высоту падения окатышей для предотвращения их разрушения. Для этих целей применяют последовательно устанавливаемые качающиеся укладчик и роликовый питатель (рис. III.20). На укладчик сырые окатыши, полученные в окомкователе, подаются ленточным конвейером.

Качающийся укладчик

Качающийся укладчик (рис. III.20, I) состоит из ленточного конвейера, поворачивающегося относительно вертикальной оси в горизонтальной плоскости, чем обеспечивается распределение окатышей по ширине роликового питателя.

Ленточный конвейер 5 с приводом, состоящим из электродвигателя 2 и червячного редуктора 3, смонтирован на сварной раме 1. Лента конвейера огибает приводной 4 и натяжной 6 барабаны. Рама 1 устанавливается на опоре 8, состоящей из корпуса и вращающейся в нем вертикальной оси, опирающейся на один упорный и два радиальных подшипника. К стойкам на раме прикреплены с двух сторон борта 7, ограждающие рабочую ветвь конвейера.

Качение конвейера осуществляется кривошипно-шатунным механизмом 17, 18, движение которому передается от двигателя 20 через цилиндро-конический трехступенчатый редуктор 19. Угол поворота укладчика α изменяют за счет сменных кривошипов 17 разной длины.

Для исключения изгибающих моментов, действующих на ось опоры 8, в месте крепления рамы 1 к опоре в конструкции укладчика УК-1600×5000 предусмотрен горизонтальный шарнир, а консольный конец рамы опирается на колеса. Для обеспечения равномерной подачи окатышей применено частотное регулирование скоростей конвейера.

Техническая характеристика качающихся укладчиков типа УК-1600×5000

Производительность, т/ч	130	650
Ширина ленты, м	800	1600
Скорость ленты, м/с	1,03	0,1—0,4
Число двойных качаний в минуту	10,3	6,5—13
Мощность электродвигателя привода, кВт	3,6	7

Роликовый питатель

Роликовый питатель (рис. III.20, II), предназначенный для укладки сырых окатышей на обжиговую машину, представляет собой наклонный роликовый конвейер с гладкими гуммированными роликами диаметром 150 мм. Ролики 9 питателя устанавливаются на подшипниках в двух боковых рамах 15. На консолях роликов закреплены приводные цилиндрические шестерни 10, которые находятся в зацеплении с паразитными шестернями 11, что обеспечивает вращение всех роликов в одном направлении. Привод роликов состоит из электродвигателя 12 и редуктора 13, установленных на раме 14. Для предотвращения просыпания и изменения ширины потока окатышей на питателе установлены с двух сторон борта 16, положение которых регулируется с помощью винтов.

Питатель имеет две зоны. В активной зоне (угол наклона 3—12°) происходит загрузка окатышей, распределение их по ширине питателя и отсев мелочи. Зона разгрузки (угол наклона 28—34°) служит для плавной перегрузки окатышей на обжиговую машину. В последних моделях питателей (ПР2-4000) принят один угол наклона, равный 26°. Привод каждого ролика осуществляется через упругую муфту, которая соединена с тихоходным валом мотор-редуктора. Достоинствами такого привода являются возможность регулирования зазора между роликами и надежная работа питателя.

Техническая характеристика роликовых питателей

Тип	ПРЧ-3000	ПР2-4000
Число роликов	58	57
Частота вращения роликов, об/мин	20—60	63
Число электродвигателей	2	57
Мощность электродвигателей, кВт	5,5	1,1
Привод	Групповой	Индивидуальный

12. КОНВЕЙЕРНЫЕ АГЛОМЕРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

В СССР получили распространение конвейерные (ленточные) прямолинейные агломерационные машины непрерывного действия.

На рис. III.21 приведена принципиальная схема агломерационной конвейерной машины. Главной частью машины является конвейер, состоящий из отдельных тележек 1 с колосниковой решеткой. Тележки движутся по замкнутым направляющим путям. На верхнем и нижнем путях тележки движутся плотно прижатыми друг к другу, образуя рабочую и холостую ветви. Движение тележек по рабочей ветке осуществляется за счет их подъема с холостой ветви и проталкивания приводными звездочками 7.

В начале рабочей ветки конвейера на движущиеся тележки укладывается питателем 2 постель (подстилочный материал), состоящая из крупных кусков шихты и затем основная шихта питателем 3 (одним или двумя) слоем 150—500 мм. Слой постели толщиной 30—50 мм предохраняет колосники тележек от перегрева и уменьшает просыпь шихты через щели колосниковой решетки.

Для зажигания входящего в шихту твердого топлива (кокса) установлен горн 4, работающий на газе или мазуте. Под слоем шихты в вакуум-камерах 5 создается разрежение, благодаря чему продукты сгорания проходят через шихту, зажигая частицы твердого топлива. Газы через вакуум-камеры, газовые тракты и пылеуловители 6 отводятся в дымовую трубу 9. Необходимое для этого разрежение 10—25 кПа создается нагнетателем (экспаустером) 8.

Полученный агломерат после разгрузки с машины подвергают дроблению и сортировке по крупности (грохочению). Охлаждение

агломерата до температуры 100—130 °С осуществляют на удлиненных агломерационных машинах, либо на установленных за ними линейных, кольцевых или чашевых охладителях за счет принудительной подачи холодного воздуха в слой агломерата. От способа и режима охлаждения зависят качество продукции, количество мелочи и выход годного агломерата, а также условия работы последующего оборудования и обслуживающего персонала. После сортировки кондиционный агломерат направляют в доменный цех или грузят в специальные железнодорожные вагоны.

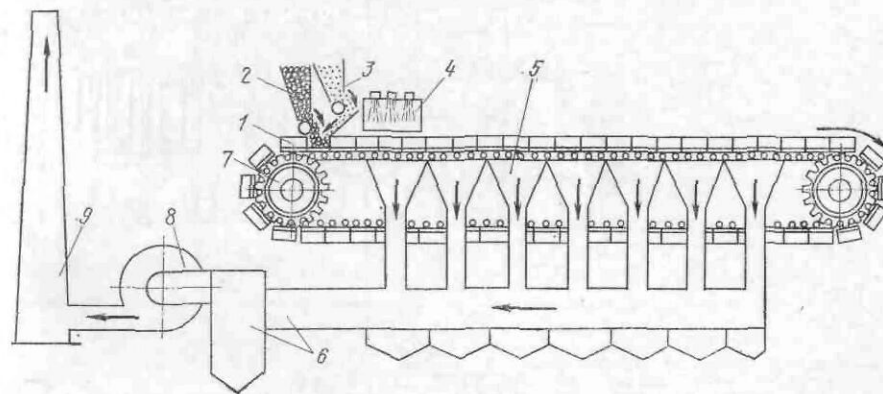


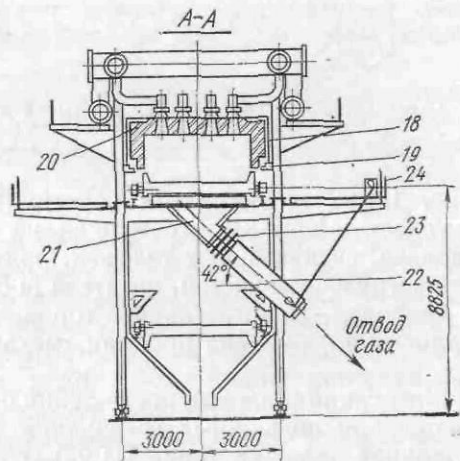
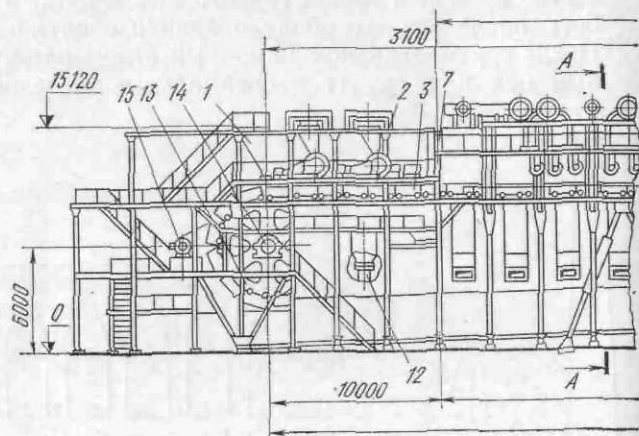
Рис. III.21. Схема установки для спекания шихты на агломерационной конвейерной машине

На рис. III.22 представлена конструкция агломерационной машины модели АКМ7-312, состоящая из следующих основных узлов: каркаса, спекательных тележек, привода ленты, головной, средней и разгрузочной частей, питателя постели и двух питателей шихты с приводом, зажигательного горна, газоотсосных вакуум-камер, уплотнений, бункера просыпи, механизма очистки колосников.

Для компенсации тепловых расширений по длине машины в каркасе имеются три подвижных соединения.

Спекательная тележка (рис. III.23) состоит из литого корпуса 1, четырех ходовых 5 и четырех грузовых 4 роликов, смонтированных на подшипниках качения соответственно 9 и 8, осей 10, бортов 7 и двух стальных уплотнительных пластин 2, комплекта колосников 3, набираемых в пазы корпуса тележки и образующих решетку, масленок 11. Корпус отливают из углеродистой стали, борта — из жаропрочного чугуна. Колосники выполняют штампованными из жаропрочной стали. Ходовыми роликами тележка опирается на направляющие рельсы 6. Захват тележки звездочками приводов ленты и разгрузочной части осуществляют за грузовые ролики.

Привод ленты агломашины (рис. III.24, а) расположен в головной части и предназначен для подъема спекательных тележек с нижнего наклонного пути на верхний горизонтальный и продвижения тележек по горизонтальному пути. Привод состоит из электродвигателя 2 постоянного тока, муфты 3, тормоза 4, цилиндриче-



ского четырехступенчатого редуктора 5, тахогенератора 1, зубчатой муфты 6.

Вал 9 вращается в подшипниках качения 10, корпуса которых установлены на опорных плитах, закрепленных на боковых рамах каркаса. На коренном валу закреплены две сварные звездочки 7, соединенные между собой барабаном 8.

В новых конструкциях агломерационной машины применяют привод разгрузочной части (рис. III.24, б) который служит для плавного спуска тележек с верхней ветви на нижнюю. Он состоит

из электродвигателя 12 постоянного тока, работающего в тормозном режиме, тахогенератора 11, муфты 13, тормоза 14, цилиндрического редуктора 15 и зубчатой муфты 16. Вал 18 со звездочками 17 вращается в подшипниках качения 19. Звездочки со сменными зубчатыми сегментами закреплены на валу шпонками.

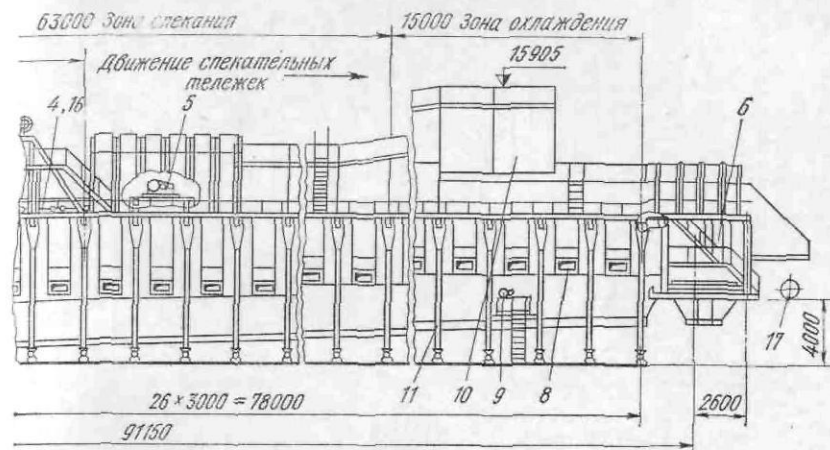


Рис. III.22. Агломерационная машина конвейерного типа модели АКМ7-312: 1 — питатель постели; 2 — питатель шихты; 3 — спекательная тележка; 4 — направляющие для спекательной тележки; 5 — устройство для передвижения спекательных тележек во время монтажа и ремонтов; 6 — разгрузочная часть; 7 — экран; 8 — газоотсосная камера; 9 — механизм для очистки колосников спекательных тележек; 10 — укрытие машины; 11 — каркас; 12 — бункер просыпи; 13 — приводные звездочки; 14 — вал звездочек; 15 — привод головной части (звездочек); 16 — средняя часть машины; 17 — дробилка агломерата; 18 — зажигательный горн; 19 — водоохлаждаемый литой угольник; 20 — горелка турбулентного типа; 21 — газоотсосная вакуум-камера; 22 — патрубок с шибром; 23 — тарельчатый температурный компенсатор; 24 — электрический исполнительный механизм

Устройство для улавливания, уборки и подачи просыпи на конвейер, расположенное в разгрузочной части машины, показано на рис. III.25. Просыпь, падающая в бункер 1, через два выгрузочных отверстия направляется в смонтированные в звездочках 2 вращающиеся течки 3, откуда поступает в стационарные течки 4, установленные на каркасе машины. Далее просыпь лотками 5 направляют на конвейер.

Горн, предназначенный для зажигания поверхностного слоя спекаемой шихты, устанавливается после питателей над лентой (по ходу движения ее рабочей ветви). Горн секционный, камерного типа представляет собой сварную металлоконструкцию, по нижнему периметру которой установлены водоохлаждаемые литые угольники. Горн футерован огнеупорным кирпичом. Внутри установлены горелки турбулентного типа. Для исключения нагрева стоящих перед горном механизмов его торцовая стенка имеет водяной экран кессонного типа.

По длине рабочего участка агломашины размещены газоотсосные вакуум-камеры сварной конструкции с патрубками и тем-

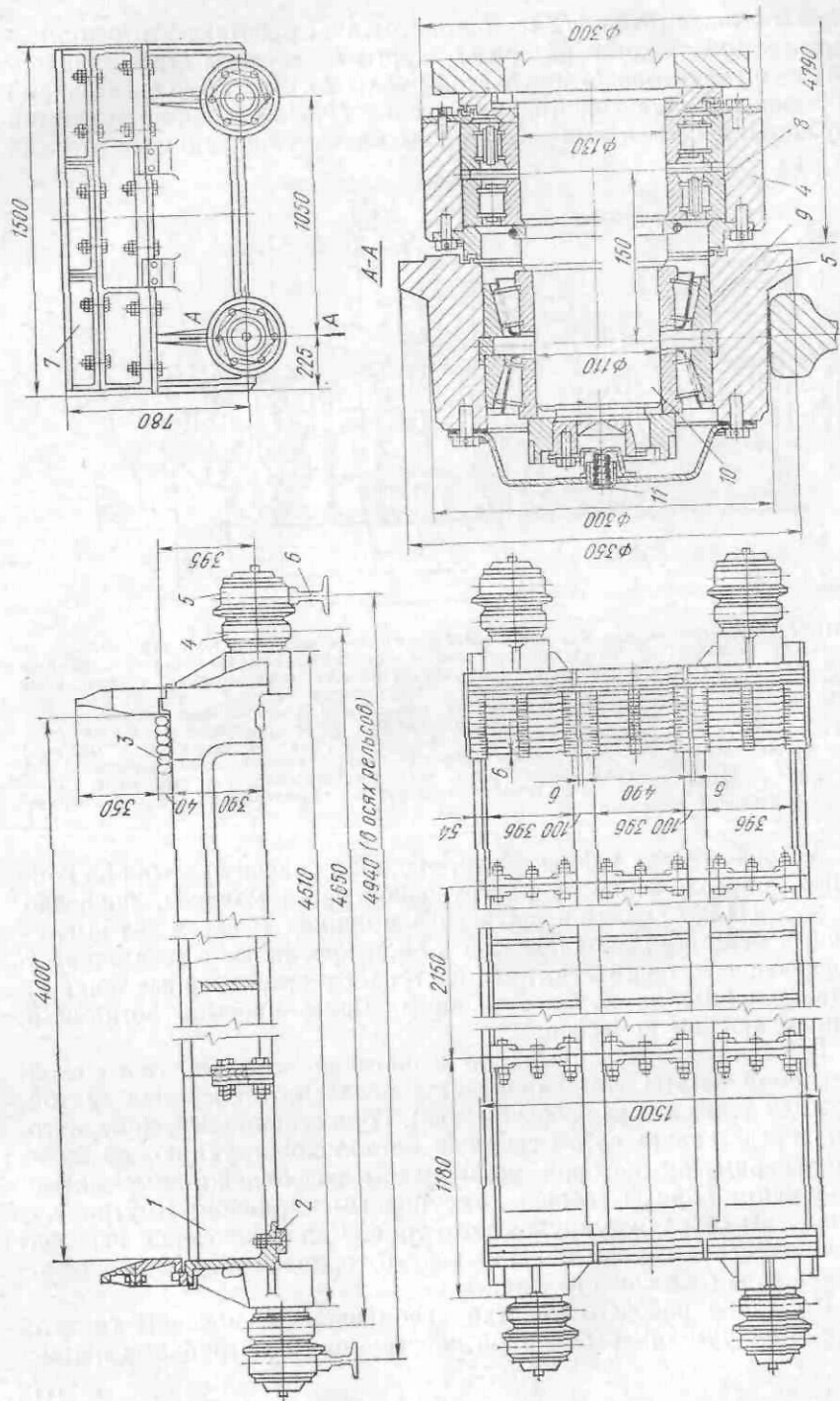


Рис. 111.23. Спекательная тележка агломерационной машины

пературными компенсаторами. Патрубок каждой вакуум-камеры снабжен заслонкой, установленной на подшипниках качения, которые вынесены в сторону от стенок патрубка. Заслонку приводят

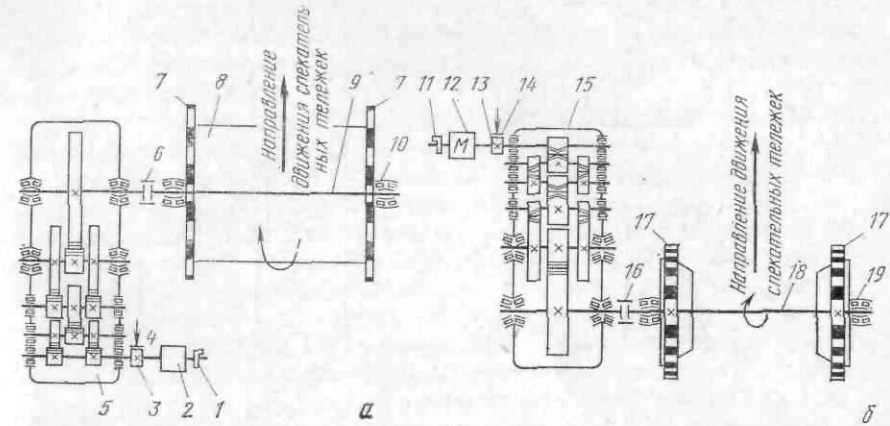


Рис. 111.24. Кинематические схемы привода тележек (а) и привода разгрузочной части (б) агломерационной машины

в действие электрическим исполнительным механизмом. Поперечные стенки вакуум-камер перекрыты стальными гофрированными уплотнениями и защитными плитами.

Особо ответственным местом в конструкции машины является сопряжение движущихся спекательных тележек с неподвижными вакуум-камерами. При неплотном контакте возникают вредные прососы воздуха, который поступает в вакуум-камеры, минуя слой шихты.

Для исключения вредных прососов воздуха поперечные стыки вакуум-камер перекрывают приварными гофрированными уплотнениями из тонкого стального листа и мощными плитами, под которыми укладывают для уплотнения асбестовый шнур (рис. 111.26, а). Эти уплотнения компенсируют перемещения вакуум-камер, возникающие при эксплуатации агломашин.

Перед первой и за последней газотососными камерами расположены торцевые уплотнения, предотвращающие вредные прососы воздуха. Применяются торцевые (поперечные) уплотнения трех типов: неподвижная плита, установленная с минимальным зазором по отношению к нижней плоскости корпусов спекательных

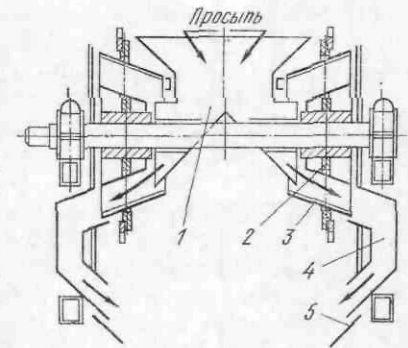
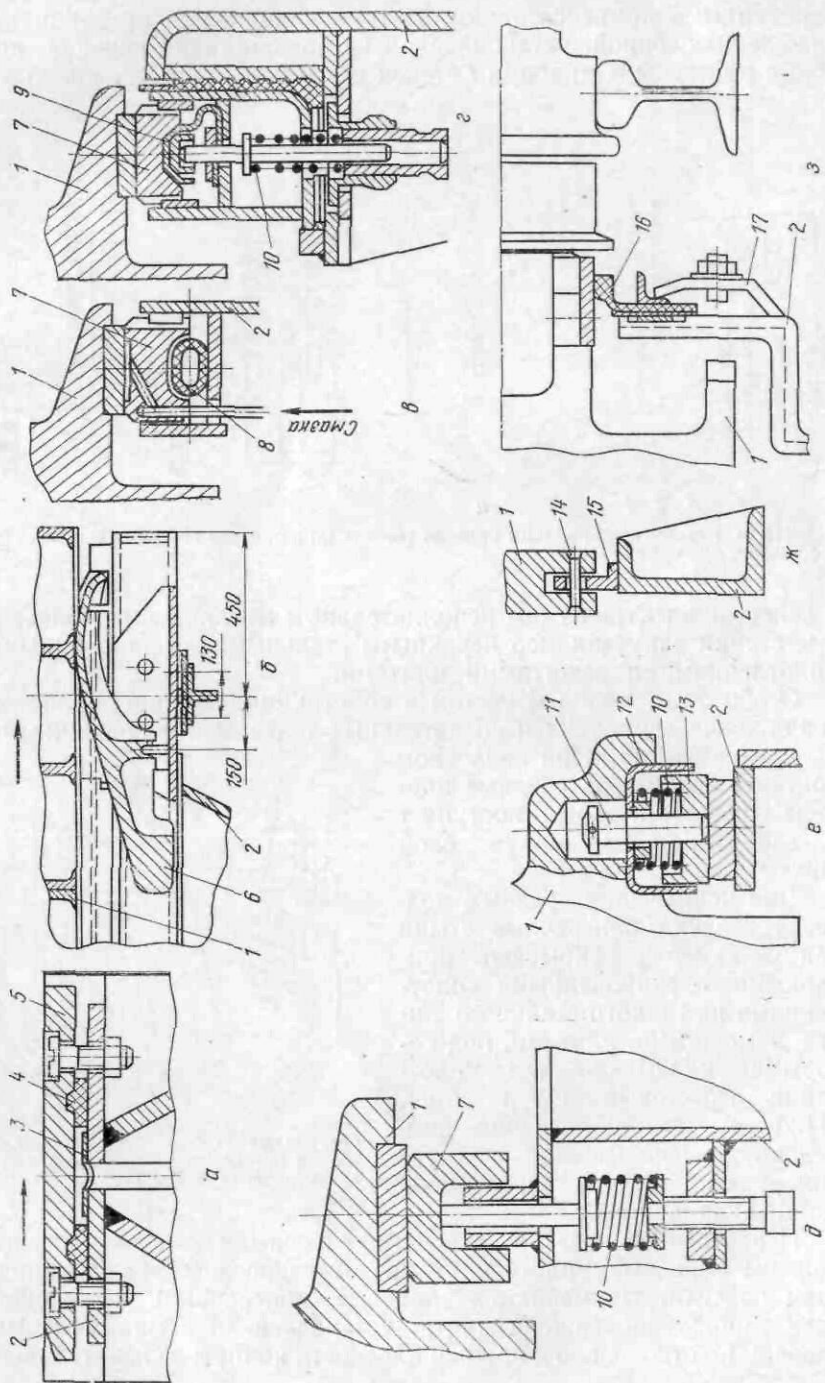


Рис. 111.25. Схема устройства для уборки просыпи в разгрузочной части агломерационной машины



тележек; качающиеся плиты, прижимаемые грузами или пружинами к нижней плоскости балок корпусов тележек; уплотнение в виде отдельных качающихся стальных фигурных плит, свободно опирающихся закругленной поверхностью на поперечное ребро каркаса агломашины (рис. III.26, б). Один конец плиты несколько тяжелее, и поэтому другой ее конец постоянно прижимается к нижней плоскости корпусов тележек.

Для устранения прососов воздуха через зазоры между нижней частью тележек и верхней плоскостью вакуум-камер вдоль всей рабочей длины машины устанавливают продольные уплотнения. Распространено несколько типов продольных уплотнений.

Уплотнение с гидравлическим прижимом (рис. III.26, в) состоит из резино-тканевого рукава, помещенного в корыто вакуум-камер, и отдельных П-образных стальных или чугунных пластин, перекрывающих рукав сверху. В рукав под давлением подается вода, благодаря чему П-образные пластины прижимаются к пластинам движущихся спекательных тележек. Основным недостатком этого уплотнения является низкая стойкость резино-тканевых рукавов вследствие их прогорания и истирания в местах стыков П-образных пластин.

В уплотнении, показанном на рис. III.26, г, пластины прижимаются к спекательным тележкам винтовыми пружинами, а зазор между этими пластинами и вакуум-камерами перекрывается многослойной полосой из стеклоткани.

На рис. III.26, д показано уплотнение, состоящее из продольных стальных квадратных направляющих, на которые с незначительными зазорами по вертикальным граням установлены отдельные П-образные пластины, прижимаемые винтовыми пружинами к пластинам спекательных тележек.

Одним из недостатков всех этих уплотнений является сложность проведения их ревизии и ремонтов. Для замены изношенных и вышедших из строя пластин, рукавов и других элементов уплотнений требуется снятие спекательных тележек с верхней ветви агломашины.

Уплотнение с пружинным прижимом, встроенное в спекательные тележки, показано на рис. III.26, е. Внутри корытообразного желоба, по длине равного ширине тележки, установлена подвижная пластина, прижимаемая к пластинам вакуум-камер винтовыми пружинами и собственным весом. Преимуществом этого уплотнения является удобство его смены и ремонта.

Рис. III.26. Уплотнения вакуум-камер:
 1 — спекательная тележка; 2 — вакуум-камера; 3 — гофр; 4 — асбестовый шнур; 5 — плита; 6 — качающаяся плита; 7 — уплотнительные пластины вакуум-камер; 8 — резиновый рукав; 9 — стеклоткань; 10 — пружина; 11 — стержень-ограничитель хода пластины; 12 — желоб; 13 — подвижная пластина спекательной тележки; 14 — штырь; 15 — подвижная (подвешенная) пластина; 16 — резиновая пластина; 17 — скоба крепления секции уплотнения

Весьма простое по устройству уплотнение изображено на рис. III.26, ж. В пазах корпусов тележек установлены пластины с овальными отверстиями, в которые вставлены удерживающие их штыри. Пластины прижимаются к плоскости вакуум-камер под действием их веса. К недостаткам этого уплотнения следует отнести возможность зависания пластин и неплотного прилегания их к вертикальным стенкам пазов из-за попадания кусочков агломерата.

На рис. III.26, з изображено уплотнение, в котором лента из износостойкой резины за счет ее упругости и вакуума внутри камеры плотно прижимается к стальным пластинам движущихся спекательных тележек. По длине агломерационной машины уплотнение разделено на несколько секций. Каждая секция состоит из резиновой ленты, угольника и двух стальных пластин.

Техническая характеристика агломерационных машин

Тип агломашин	К-50	АКМ-75	АКМ-105	АКМ-312	МАК-650 (проект)
Рабочая площадь, м ²	50	75	105	312	650
Ширина рабочей поверхности, м	2,0	2,5	2,5	4,0	6,0
Высота спекаемого слоя, мм	300	300	300	<500	<600
Скорость движения тележек, м/мин	1,4—4,36	1,5—4,5	1,5—6,0	1,5—7,5	2,0—12,0
Производительность, т/ч	40—90	75—150	145—160	450—540	850—1300
Мощность электродвигателя привода тележек, кВт	11	13	16	70	75

Расчет мощности и производительности агломерационной машины

Расчет мощности двигателя привода

Поскольку привод конвейера агломашин является непрерывно действующим механизмом с практически равномерным графиком нагрузки, мощность электродвигателя определим как отношение работы, затрачиваемой на перемещение всех тележек по контуру агломашин, ко времени перемещения с учетом к. п. д. передач привода (рис. III.27)

$$P_{дв} = Az/t\eta, \quad (III.53)$$

где A — работа, затрачиваемая приводом на перемещение одной тележки по контуру агломерационной машины $DEFMNKD$ с учетом подъема тележек приводной звездочкой, сил трения на горизонтальном (рабочем), наклонном (холостом), разгрузочном и загрузочном участках, и работа, отдаваемая приводу при опускании тележек на разгрузочном и наклонном участках, кН·м;

z — число спекательных тележек; t — время передвижения тележки по контуру агломашин ($t = s/v$); s ; v — максимальная скорость передвижения тележек, м/с; η — коэффициент полезного действия привода с учетом сил трения в цапфах приводной звездочки.

Здесь длина контура агломашин по оси ската спекательных тележек

$$s = \pi(R + r) + L(1 + 1/\cos \alpha),$$

где R и r — радиусы траектории движения оси ската тележки на участках подъема и разгрузки тележек соответственно; L —

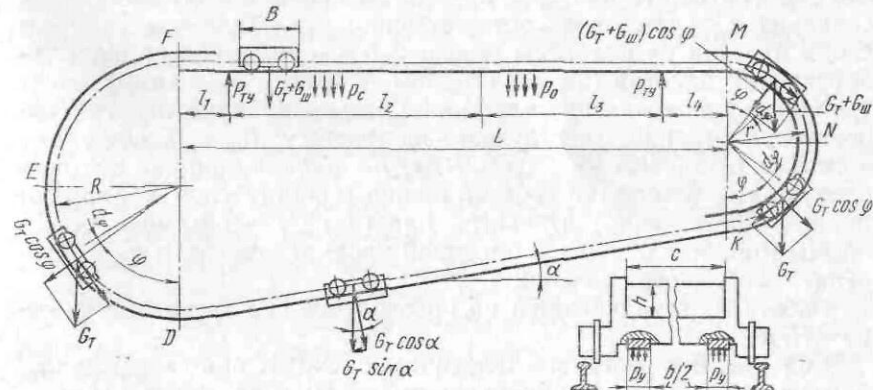


Рис. III.27. Схема к расчету привода конвейера агломерационной машины

длина горизонтального участка контура; α — угол наклона холостой ветви агломашин,

$$\alpha = \arctg \frac{2(R - r)}{L}.$$

Работа перемещения одной спекательной тележки по контуру состоит из алгебраической суммы работ

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4. \quad (III.54)$$

Работа перемещения одной тележки при ее подъеме на участке DEF (с наклонного на горизонтальный участок) с учетом сил трения о направляющие на участке DE

$$A_1 = G_T 2R + \int_0^{90} G_T R \omega \cos \varphi d\varphi = G_T R (2 + \omega), \quad (III.55)$$

где G_T — вес спекательной тележки; ω — коэффициент сопротивления передвижению тележки; φ — угол между прямой, соединяющей центр тяжести тележки с осью вращения, и вертикалью в рассматриваемом положении.

Работа, затрачиваемая на перемещение тележки по горизонтальному участку агломашины:

$$A_2 = [G_T l_1 + (G_T + G_{ш} + p_c B c - p_y b B) l_2 + (G_T + G_{ш} + p_o B c - p_y b B) l_3 - 2P_{т.у} B + (G_T + G_{ш}) l_4] \omega + p_y b B \mu (l_2 + l_3) + 2P_{т.у} B \mu, \quad (III.56)$$

где l_1, l_2, l_3, l_4 — длина пути движения незагруженной тележки по горизонтальному участку, загруженной над вакуум-камерами спекания и охлаждения, загруженных после вакуум-камер охлаждения соответственно; p_c, p_o — разрежение в вакуум-камерах спекания и охлаждения соответственно; p_y — давление уплотняющих пластин на пластины тележек; b — суммарная ширина уплотняющих пластин (на обе стороны тележки); μ — коэффициент трения в уплотняющих пластинах; $P_{т.у}$ — усилие одного торцового уплотнения, действующее на тележку; $G_{ш} = Bch\gamma g$ — вес шихты на одной тележке; здесь B, c, h — длина, ширина и высота слоя шихты в тележке соответственно (ширину слоя принимают равной колее уплотнительных пластин); γ — объемная масса шихты (принимают равной объемной массе агломерата); g — ускорение свободного падения.

Работа A_3 затрачивается на преодоление сил трения на участке MNK .

Считаем, что разгрузка тележки происходит при ее вертикальном положении, т. е. при повороте на 90 град, тогда работа

$$A_3 = \int_0^{90} (G_T + G_{ш}) r \omega \cos \varphi d\varphi + \int_0^{90} G_T r \omega \cos \varphi d\varphi - (G_T + G_{ш}) r - G_T r = (2G_T + G_{ш}) r (\omega - 1). \quad (III.57)$$

Работу, затрачиваемую на перемещение тележки при ее опускании с рабочей на холостую ветвь на разгрузочном участке MNK , не учитывают; при наличии привода на разгрузочном участке (например, в машине модели АКМ7-312) она определяет мощность привода разгрузочной части.

Работа, затрачиваемая на перемещение тележки на нижней ветви агломашины,

$$A_4 = G_T (\omega \cos \alpha - \sin \alpha) L / \cos \alpha = G_T L (\omega - \operatorname{tg} \alpha). \quad (III.58)$$

Подставляя полученные выражения работ на различных участках в формулу (III.54) и преобразуя ее, получим

$$A = \omega \{G_T (R + 2r + 2L + l_1) + B [c (p_c l_2 + p_o l_3) - 2P_{т.у} - p_y b (l_2 + l_3)]\} + G_{ш} [(r + L - l_1) \omega - r] + p_y b B \mu (l_2 + l_3) + 2P_{т.у} B \mu. \quad (III.59)$$

Расчет производительности агломерационной машины

Производительность агломерационной машины по скорости спекания шихты (т/ч)

$$\Pi_c = 60F\gamma v_c k_r, \quad (III.60)$$

где F — площадь спекания ленты, m^2 ; γ — объемная масса шихты, t/m^3 ; v_c — вертикальная скорость спекания шихты, $m/\text{мин}$; k_r — выход годного агломерата, %.

Производительность по скорости движения тележек агломашины (т/ч)

$$\Pi_d = 60Bhw_T \gamma k_r, \quad (III.61)$$

где B — ширина машины, m ; h — высота спекаемого слоя, m ; v_T — скорость движения тележки, $m/\text{мин}$.

13. ОХЛАДИТЕЛИ АГЛОМЕРАТА

С агломерационной машины пирог агломерата сходит со средней температурой 500—600 °С, а нижняя его часть, лежащая на колосниках, с температурой около 1200 °С. При такой температуре дальнейшая обработка агломерата, его транспортировка и загрузка в доменную печь сопряжена со значительными трудностями. Поэтому агломерат после дробления охлаждают до температуры ниже 100 °С, что улучшает условия работы оборудования и обслуживающего персонала, позволяет транспортировать его на ленточных конвейерах.

Для охлаждения агломерата применяют прямолинейные, кольцевые и чашевые охладители (рис. III.28). Охлаждение осуществляют путем продувания или прососа воздуха через слой агломерата.

Прямолинейный охладитель (рис. III.28, а) представляет собой пластинчатый конвейер 1 с колосниковым полотном. Под разгрузочным концом охладителя расположены грохоты 2 для отсева агломерата. Недостатком прямолинейных охладителей является наличие холостой ветви 3 и, в связи с этим, низкое использование площади колосникового полотна для охлаждения (< 50 %).

Кольцевой охладитель (рис. III.28, б) имеет вращающийся в горизонтальной плоскости кольцевой желоб 4 с колосниковым днищем 5, состоящим из отдельных секций. Разгрузка охлажденного агломерата осуществляется поворотом секций днища. В охладителях этого типа площадь колосникового полотна почти полностью используется для охлаждения агломерата. Недостатком охладителей являются значительные размеры диаметра кольцевого желоба, что усложняет компоновку фабрик, состоящих из нескольких рядом расположенных агломерационных лент.

Чашевые охладители имеют вращающийся кольцевой бункер 6. Охлаждающий воздух просасывается или продува-

ется в радиальном направлении через жалюзийные стенки 7 бункера. Чашевые охладители при одинаковой производительности имеют меньший размер по диаметру, чем кольцевые.

По конструкции бункера чашевые охладители разделяются на два типа: с секционным бункером (рис. III.23, в) и кольцевым (рис. III.28, з).

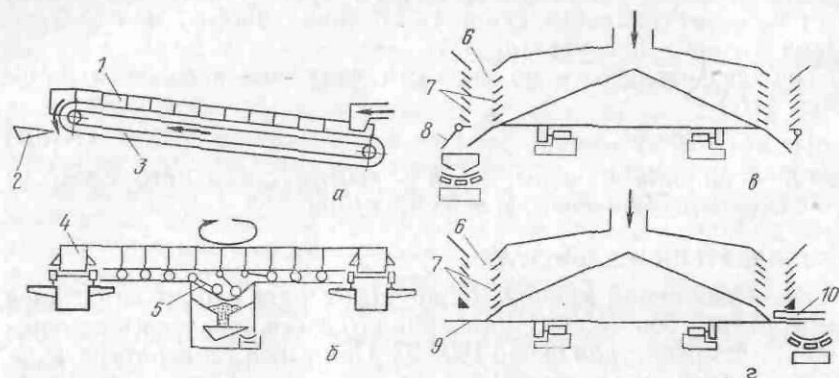


Рис. III.28. Охладители агломерата

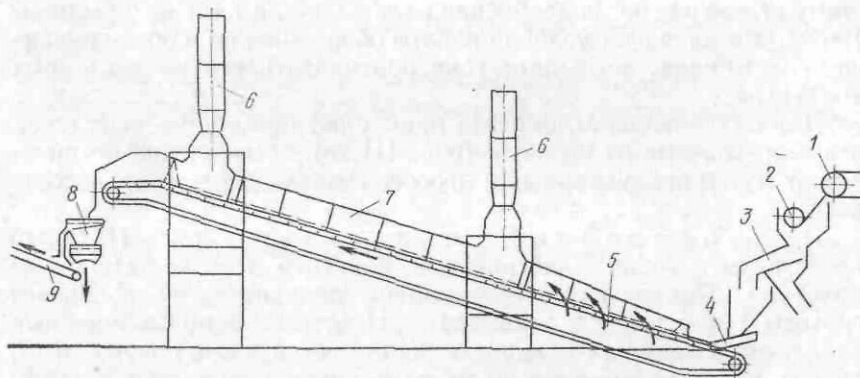


Рис. III.29. Схема прямолинейного охладителя агломерата

Секционный бункер на всю высоту разделен вертикальными перегородками на несколько секций. При вращении охладителя секции бункера последовательно полностью заполняются сверху горячим агломератом и после поворота охладителя также полностью перегружаются через откидные днища 8.

В охладителе с кольцевым чашевым бункером радиальных перегородок нет. Агломерат под углом естественного откоса высыпается на вращающуюся тарель 9, с которой сбрасывается разгрузочным ножом 10.

Значительное распространение получили прямолинейные охладители агломерата (рис. III.29). Горячий агломерат, сходящий

с агломашины 1, пройдя дробилку 2 и грохот 3, попадает в питатель 4, которым агломерат подается на охладитель, представляющий собой конвейер 5 с движущимся полотном, состоящим из двух бесконечных цепей и прикрепленных к их звеньям, колосниковых решеток. Под рабочей ветвью полотна расположены дутьевые камеры. Воздух продувают через слой агломерата, лежащего на решетках, и отводят через трубы 6. Конвейер закрыт кожухом 7. Охлажденный агломерат, сходящий с конвейера, направляют на грохот 8 и далее на конвейер 9.

Как показывает практика, прямолинейные охладители весьма экономичны. Высота слоя агломерата на полотне достигает 1000 мм. Рабочая площадь в 1,3—1,5 раза превышает площадь спекания агломерационной машины. Расход воздуха составляет от 3500 до 7000 м³/т агломерата. Продолжительность цикла охлаждения — 20—30 мин.

Техническая характеристика прямолинейных охладителей

Тип	ОП-125	ОП-315
Производительность, т/ч	125	370
Рабочая площадь, м ²	125	315
Скорость движения полотна, м/мин	0,5—1,5	1—3
Мощность двигателей, кВт	19,5	2×55

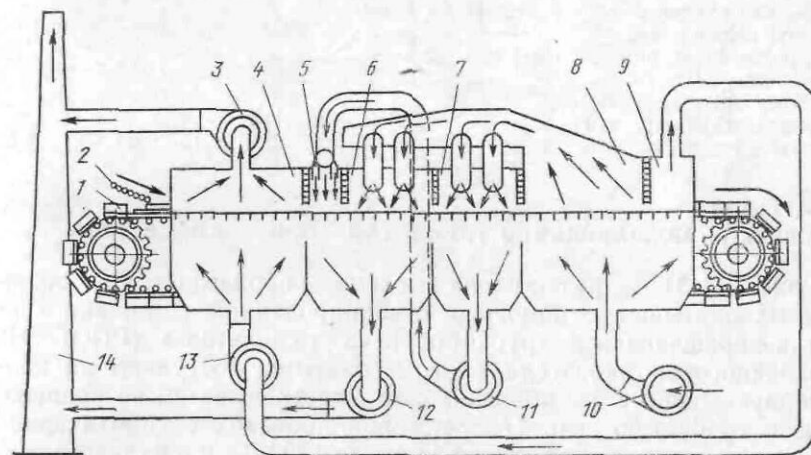


Рис. III.30. Схема конвейерной машины для обжига окатышей (стрелками показаны газозвудушные потоки)

14. КОНВЕЙЕРНЫЕ ОБЖИГОВЫЕ МАШИНЫ

В СССР основное количество обожженных окатышей (>90 %) получают на конвейерных обжиговых машинах, конструкция которых во многом сходна с агломерационными машинами.

На рис. III.30 показана схема конвейерной машины для обжига окатышей. Машина снабжена верхними укрытиями-камерами, соответствующими технологическим зонам. Сырые окатыши, уло-

женные на колосниковые решетки тележек 1 с помощью укладчика 2, последовательно проходят несколько зон, на которые разделена машина: сушики 4 и 5, подогрева 6, высокотемпературного обжига и рекуперации 7, охлаждения 8 и 9. Суммарное время пребывания окатышей на ленте машины составляет 20—30 мин. На тележки сначала укладываются донная и бортовая постели. Обжиг окатышей производится продуктами сгорания газа, сжигаемого при помощи газовых горелок, устанавливаемых в укрытиях-камерах зон подогрева и обжига.

В отличие от агломерационных машин обжиговые машины имеют более низкий вакуум под решеткой ввиду высокой газопроницаемости слоя окатышей, что позволяет вместо эксгаустеров использовать высокотемпературные вентиляторы 3, 10—13. Продукты сгорания отводятся в трубу 14.

Техническая характеристика конвейерных обжиговых машин

Модель	ОК6-108	ОК1-306	ОК-520
Активная рабочая площадь, м ²	108	306	520
Ширина рабочей поверхности, м	2	3	4
Число тележек	136	189	204
Скорость движения обжиговых тележек, м/мин	0,5—3,0	0,63—3,78	1,8—5,6
Наибольшая толщина слоя окатышей на колосниковой решетке, мм	250	300	350
Электродвигатель привода тележек:			
мощность, кВт	20	32×2	—
частота вращения, об/мин	580	730	—
Производительность, т/ч	90—110	260	—
Производительность, млн. т/год	0,7—0,8	2,15—2,22	3,1—3,5

15. АГРЕГАТ

«РЕШЕТКА—ВРАЩАЮЩАЯСЯ ТРУБЧАТАЯ ПЕЧЬ—ОХЛАДИТЕЛЬ»

На рис. III.31 представлена схема производства обожженных окатышей с помощью комбинированной установки «решетка—вращающаяся трубчатая печь—охладитель» (РПО). Из барабанного окомкователя 4 сырые окатыши поступают на конвейерную машину 5 с колосниковой решеткой, затем во вращающуюся трубчатую печь 11, в которой происходит упрочняющий обжиг окатышей при температуре около 1350 °С, и в охладитель 9, где их температура снижается до 100 °С.

Нагрев сырых окатышей в печи 11 обеспечивается мощными форсунками или горелками 10. Тепло продуктов сгорания нефти или газа с температурой около 1000 °С используется в головной части для подсушки сырых окатышей и подогрева на конвейерной машине 5 с колосниковой решеткой.

Корпус трубы через бандаж опирается на опорные ролики (две или три опоры в зависимости от длины трубы). Для предупреждения осевого смещения трубы установлены упорные ролики, расположенные с двух сторон бандаж. Привод осуществля-

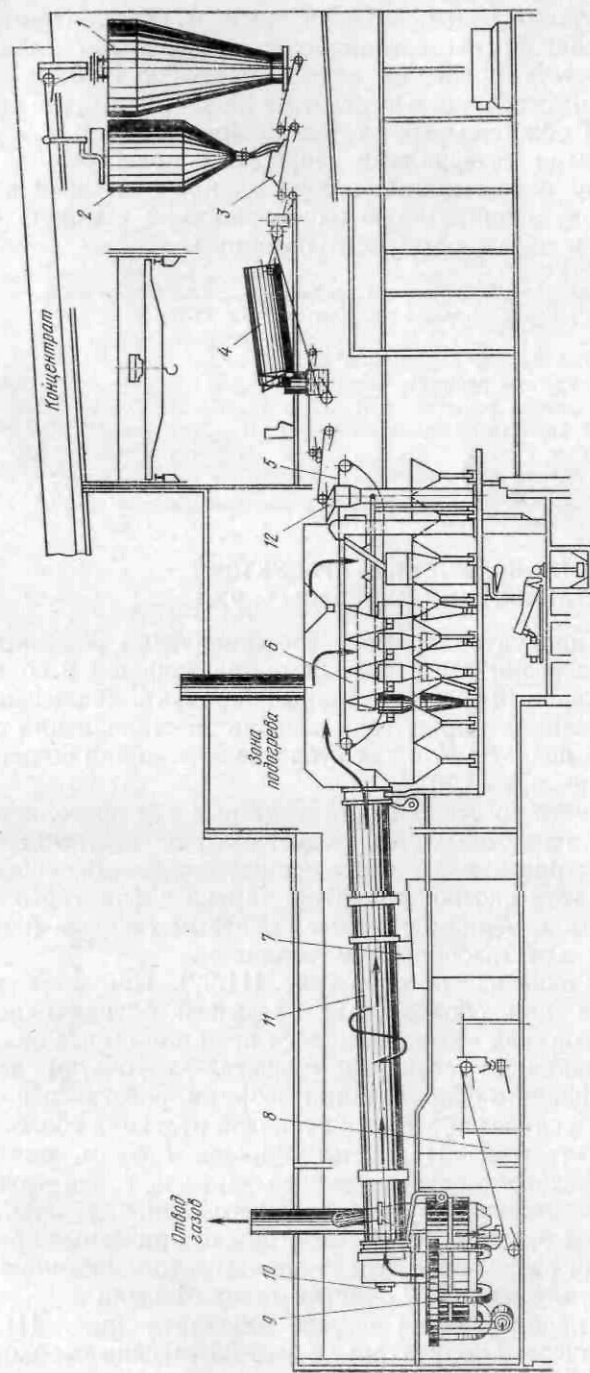


Рис. III.31. Схема производства окатышей с агрегатом решетка—вращающаяся трубчатая печь—охладитель: 1 — бункер концентрата; 2 — бункер бентонита и известняка; 3 — смеситель; 4 — барабанный окомкователь; 5 — колосниковая решетка; 6 — циклоны; 7 — привод печи; 8 — бункер уборки готовых окатышей; 9 — охладитель; 10 — горелка; 11 — вращающаяся печь; 12 — грохот-питатель

егся через зубчатый венец, закрепленный на трубе. Применение для привода двигателей постоянного тока позволяет плавно регулировать частоту вращения печи в пределах 1 : 5.

Характерной особенностью агрегата является то, что высокотемпературный обжиг сырых окатышей происходит в футерованной огнеупорными материалами непрерывно вращающейся печи, благодаря чему осуществляется пересыпание окатышей в печи, что обеспечивает значительную однородность и высокую производительность и надежность работы машины.

Характеристика установки «решетка — трубчатая печь», работающей на Днепровском ГОКе

Площадь конвейерной решетки, м ²	177,3
Скорость движения решетки, м/мин	1,6—6,4
Мощность привода решетки, кВт	36,8
Внутренний диаметр вращающейся печи, м	6,7
Длина печи, м	45,7
Частота вращения печи, об/мин	0,5—1,5
Мощность привода, кВт	740
Производительность, т/ч	380

16. ФАБРИКИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПРОДУКТОВ ПРЯМОГО ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЖЕЛЕЗНЫХ РУД

Производство продуктов прямого восстановления железных руд осуществляется различными способами, развивается и совершенствуется. Получаемый восстановленный продукт квалифицируют как металлизированное сырье, если степень восстановления оксида железа не превышает 80 % и как губчатое железо при степени восстановления не ниже 90 %.

Способ прямого восстановления железных руд позволяет получать продукты, из которых выплавляют высококачественные стали в дуговых электропечах, не загрязненные примесями, вносимыми скрапом. При этом способе возможна замена дефицитного кокса, используемого в доменном процессе, дешевым твердым (некоксуемые угли) или газообразным топливом.

Рассмотрим один из способов (рис. III.32). При этом способе обработка руд или обожженных окатышей осуществляется в слое твердого топлива во вращающейся печи или сырых окатышей на комбинированной установке «решетка—трубчатая печь».

В состав основного оборудования фабрики, работающей с твердым топливом, в случае обработки кусковой руды или обожженных окатышей входят (рис. III.32, а): бункера 1 руды, окатышей, флюса и оборотного твердого топлива, вращающаяся трубчатая восстановительная печь 2, бункер 3 свежего угля, трубчатый охладитель 4, грохот 5, магнитные сепараторы 6, брикетные прессы 7, сепаратор 8 для разделения пустой породы и топлива, конвейер 9 оборотного угля, система 10 очистки газов от пыли.

В случае использования сырых окатышей (рис. III.32, б) применяют бункеры 1 концентрата и бентонита, чашевые окомкова-

тели 2, колосниковую решетку 3, обогреваемую газами из трубчатой восстановительной печи 4, охладитель 5, бункер 6 свежего угля и систему 7 очистки газов от пыли.

Второй вариант оказывается более выгодным, так как окатыши поступают с колосниковой решетки после нагрева, сушки и упроч-

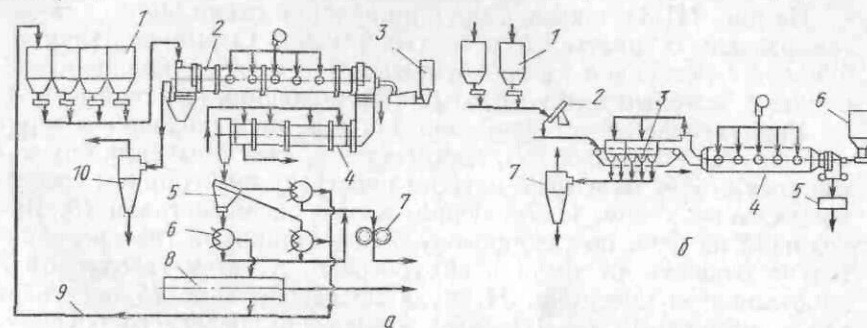


Рис. III.32. Схемы фабрик для производства восстановительного железа

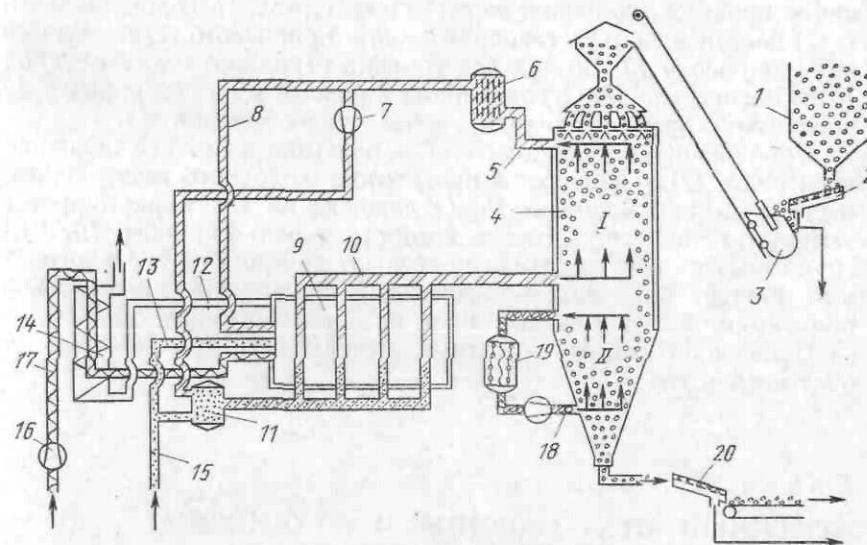


Рис. III.33. Принципиальная схема получения металлизированных (восстановленных) окатышей в шахтной печи

нения в восстановительный агрегат горячими, что повышает производительность агрегата, снижает расход топлива и позволяет уменьшить длину вращающейся трубы. Нагрев окатышей на колосниковой решетке производят газами, отходящими от вращающейся трубчатой печи. Степень восстановления зависит от количества избыточного углерода и может превышать 95 %.

На крупных агрегатах при диаметре трубчатой печи около 6 м, длине 60—70 м годовая производительность составляет до

600 тыс. т восстановленного продукта в год. Намечается строительство завода производительностью 8 млн. т стали в год, в состав которого будет входить девять установок с трубчатыми печами диаметром 6 м и длиной 150 м для получения продуктов прямого восстановления железных руд.

На рис. III.33 показана принципиальная схема получения металлизированных окатышей в шахтной печи. Сырые окатыши из бункера 1 поступают на грохот-питатель 2 и далее направляются в скип 3, которым подают окатыши на колошник шахтной печи 4.

Упрочняюще-восстановительный обжиг, происходящий в верхней половине печи (зона I), достигается за счет омывания опускающегося столба окатышей идущим навстречу ему горячим восстановительным газом, поступающим в печь по магистрали 10. Выходящий из печи по газопроводу 5 колошниковый газ предварительно очищают от пыли в скруббере 6, а затем газодувкой 7 направляют в смеситель 11, куда по газопроводу 15 поступает также природный газ. Процесс конверсии последнего осуществляют в аппарате 9. Физическое тепло, необходимое для протекания процесса, получают за счет сжигания части колошникового газа, поступающего по газопроводу 8, и природного газа, идущего по газопроводу 13. Воздух для горения нагнетают воздуходувкой 16 по магистрали 17. Отходящие из аппарата 9 по газопроводу 12 продукты сгорания проходят через теплообменник 14.

Упрочненные и восстановленные окатыши в нижней половине печи (зона II) охлаждают в противотоке холодного газа, подаваемого в печь газодувкой 18. Охлаждающий газ циркулирует в замкнутом контуре, в состав которого входит скруббер 19. Выгружаемые из печи окатыши поступают на грохот 20. Надрешетный продукт направляют в доменный цех или на склад готовой продукции, а подрешетный идет на переработку.

Производительность шахтных печей достигает 500 тыс. т окатышей в год.

Глава IV

ДОМЕННЫЙ ЦЕХ. МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К ДОМЕННОМУ ПОДЪЕМНИКУ

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДОМЕННЫХ ЦЕХАХ

Доменная печь

Доменная печь (рис. IV.1) шахтного типа предназначена для выплавки чугуна; основными частями ее являются: колошник 1, шахта 2, распар 3, заплечики 4, горн 5, лещадь 6 и фундамент 7.

Через верхнюю цилиндрическую часть — колошник — загружают шихтовые материалы в печь и отводят образующиеся

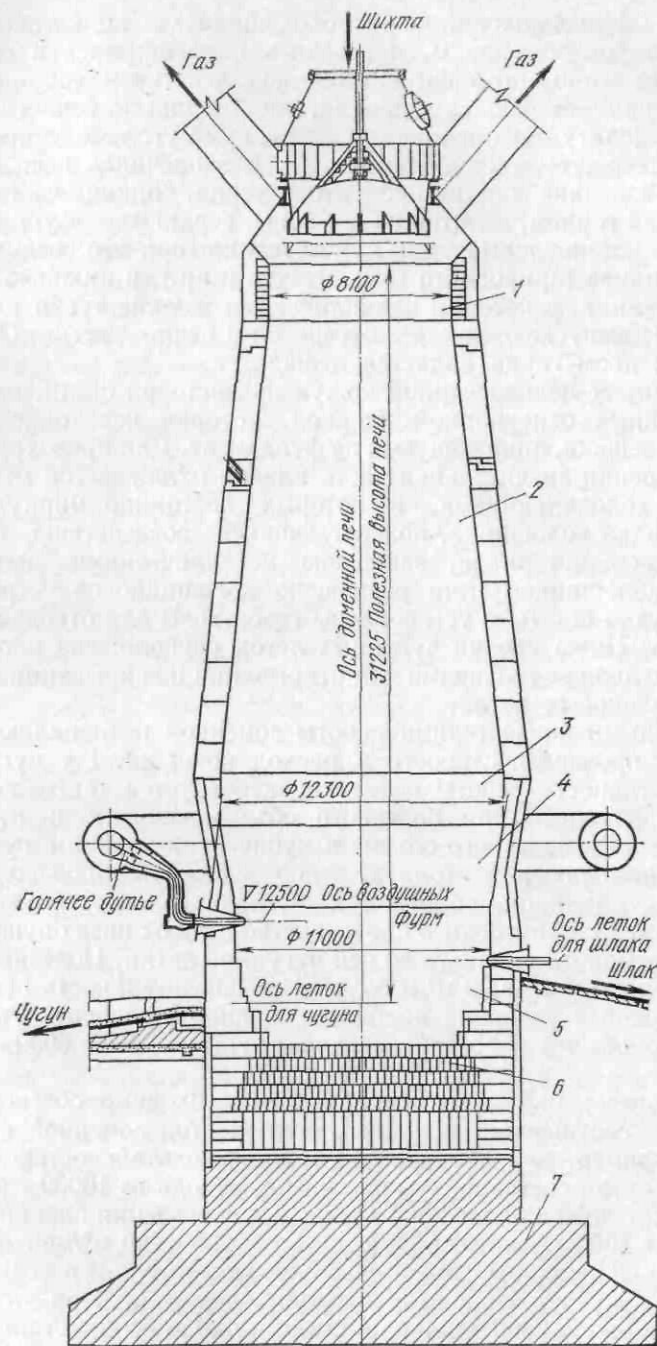


Рис. IV.1. Доменная печь полезным объемом 2700 м³

в ней газы. Ниже колошника расположена шахта конической формы, в которой материалы, нагреваясь и расширяясь в объеме, беспрепятственно опускаются вниз под действием собственного веса. Распар — наиболее широкая, цилиндрическая часть печи, соединяет шахту с заплечиками, ликвидируя угол, в котором могли бы задержаться куски материала. В заплечиках печи происходит образование жидких продуктов плавки. Нижняя часть печи, называемая горном, делится на две зоны: верхнюю — фурменную, в которой установлены фурмы для вдувания горячего воздуха (дутья) и топлива (природного газа, мазута и пр.), и нижнюю — металлоприемник, в котором накапливаются жидкие чугун и шлак. Последние выпускаются через отверстия в печи — летки. Основанием или дном горна является лещадь.

Печь имеет цельносварной кожух из листовой стали, внутри футерованный огнеупорной кладкой, которая переходит внизу в кладку лещади, опирающуюся на фундамент. Для предохранения от разрушения значительная часть кладки охлаждается металлическими холодильниками, в которых постоянно циркулирует вода. Кладка колошника, подвергающаяся воздействию падающих кусков материала, защищена металлическими плитами.

Над колошником печи размещено колошниковое устройство для загрузки шихты и установлены газоотводы для отвода доменного газа. Ниже уровня чугунных леток расположена площадка литейного двора с машинами для открывания и закрывания чугунных и шлаковых леток.

Основными показателями работы доменной печи являются ее суточная производительность и расход кокса на 1 т чугуна.

Эффективность работы печей характеризуется также коэффициентом использования полезного объема печи (к. и. п. о.) — отношением ее полезного объема в кубических метрах к суточной производительности в тоннах, либо удельной производительностью — величиной, обратной к. и. п. о. Под полезным объемом понимается внутреннее пространство печи от низа опущенного конуса засыпного аппарата до оси чугунной летки. Полезный объем печей достигает 5000 м³ и более. Производительность печи при прочих равных условиях находится в прямой зависимости от ее полезного объема и составляет для крупных печей 5000—11000 т/сут.

В процессе работы доменной печи необходимо обеспечивать требуемое соотношение основных компонентов доменной плавки. Так, например, для доменной печи производительностью 5000 т чугуна в сутки состав шихты рассчитан, исходя из 10000 т агломерата и окатышей и около 2500 т кокса. Для введения плавки в печь поступает 5000 м³/мин горячего дутья и 200—400 м³/мин природного газа. Кроме того, вместе с холодным воздухом в воздухонагреватель вдувается около 300 м³/мин кислорода. При этом производится около 2500 т шлака в сутки и около 8000 м³/мин доменного газа.

Интенсификация доменного процесса достигается благодаря улучшению качества шихты, повышению давления газа под колошником, увеличению температуры дутья, обогащению дутья кислородом, автоматизации процесса загрузки шихты в печь и другим мероприятиям, направленным на сокращение продолжительности плавки, уменьшение расхода кокса, повышение качества и снижение себестоимости чугуна.

Доменная печь характеризуется высокой степенью автоматизации. На многих печах автоматизированы операции шихтоподачи, распределение шихтовых материалов, автоматически поддерживаются уровень засыпи, давление газа, температура и влажность дутья и пр.; автоматизировано переключение воздухонагревателей и управление режимом их нагрева.

Новые доменные печи оснащают системами централизованного контроля и управления. Ведутся работы по комплексной автоматизации доменной печи с использованием ЭВМ.

Устройство доменных цехов

Современный доменный цех включает в себя несколько печей, отделение приемных бункеров (бункерную эстакаду), систему подачи шихты к загрузочному устройству печи (скиповую яму и подъемник с машинным зданием либо наклонный ленточный конвейер), литейный двор, воздухонагреватели с воздухопроводами, систему газоочистки, отделение разлива чугуна, склад холодного чугуна, системы придоменной грануляции шлака, а также отделения приготовления огнеупорных масс и ремонта чугуновозных ковшей и воздухоудвную станцию.

С увеличением объема производства и улучшением качества выплавляемого чугуна, повышением технико-экономических показателей работы доменных печей и ростом уровня механизации и автоматизации шло постепенное развитие доменного цеха по пути изыскания более рационального состава технологического оборудования, обслуживающего отдельные участки цеха, его компоновки и взаимосвязи с другими отделениями и цехами металлургического предприятия.

Многие доменные цехи имеют склад шихтовых материалов (рудный двор) с вагоноопрокидывателями и перегрузочными кранами, бункерную эстакаду с машинами периодического действия — перегрузочными вагонами и вагон-весами, скиповую систему загрузки материала в печь, литейный двор со стационарными желобами для уборки жидкого чугуна и шлака в ковши (рис. IV.2, IV.3).

На ряде металлургических предприятий склады шихтовых материалов расположены вне доменного цеха, рудосодержащие компоненты шихты поступают с окомковательной фабрики в перегрузочных вагонах на бункерную эстакаду цеха и затем с помощью ленточных конвейеров или вагон-весов подаются к скиповому

Рис. IV.2. Устройство доменного цеха с рудным двором:
 1 — вагоноопрокидыватель; 2 — перегрузочный кран; 3 — штабеля материалов рудного двора; 4 — коксовый силос; 5 — бункерная эстакада; 6 — перегрузочные вагоны (рудный и коксовый); 7 — скиповая яма; 8 — скиповый подъемник; 9 — машинное здание; 10 — доменная печь; 11 — колошниковое устройство доменной печи; 12 — газоотвод; 13 — литейный двор; 14 — чугуновозы; 15 — шлаковозы; 16 — пылеуловители грубой очистки; 17 — агрегаты тонкой очистки газа; 18 — воздухонагреватели; 19 — разливочная машина; 20 — воздуходувная станция

подъемнику печи, а кокс с коксохимического завода ленточным конвейером непосредственно загружается в коксовые бункера эстакады и далее в скипы (рис. IV.4). Литейный двор доменного цеха оснащают подвижными желобами для разливки чугуна и шлака в ковши или агрегатами придоменной грануляции шлака (рис. IV.5).

Новые доменные цехи с печами большого объема строят с конвейерной системой шихтоподачи; все компоненты шихты из отделения приемных бункеров подают ленточными конвейерами непосредственно к загрузочному устройству печи. Доменные цехи такого типа построены в СССР: с печью полезным объемом 5000 м³ на Криворожском металлургическом комбинате (рис. IV.6) и с печью объемом 5580 м³ — на Череповецком металлургическом комбинате.

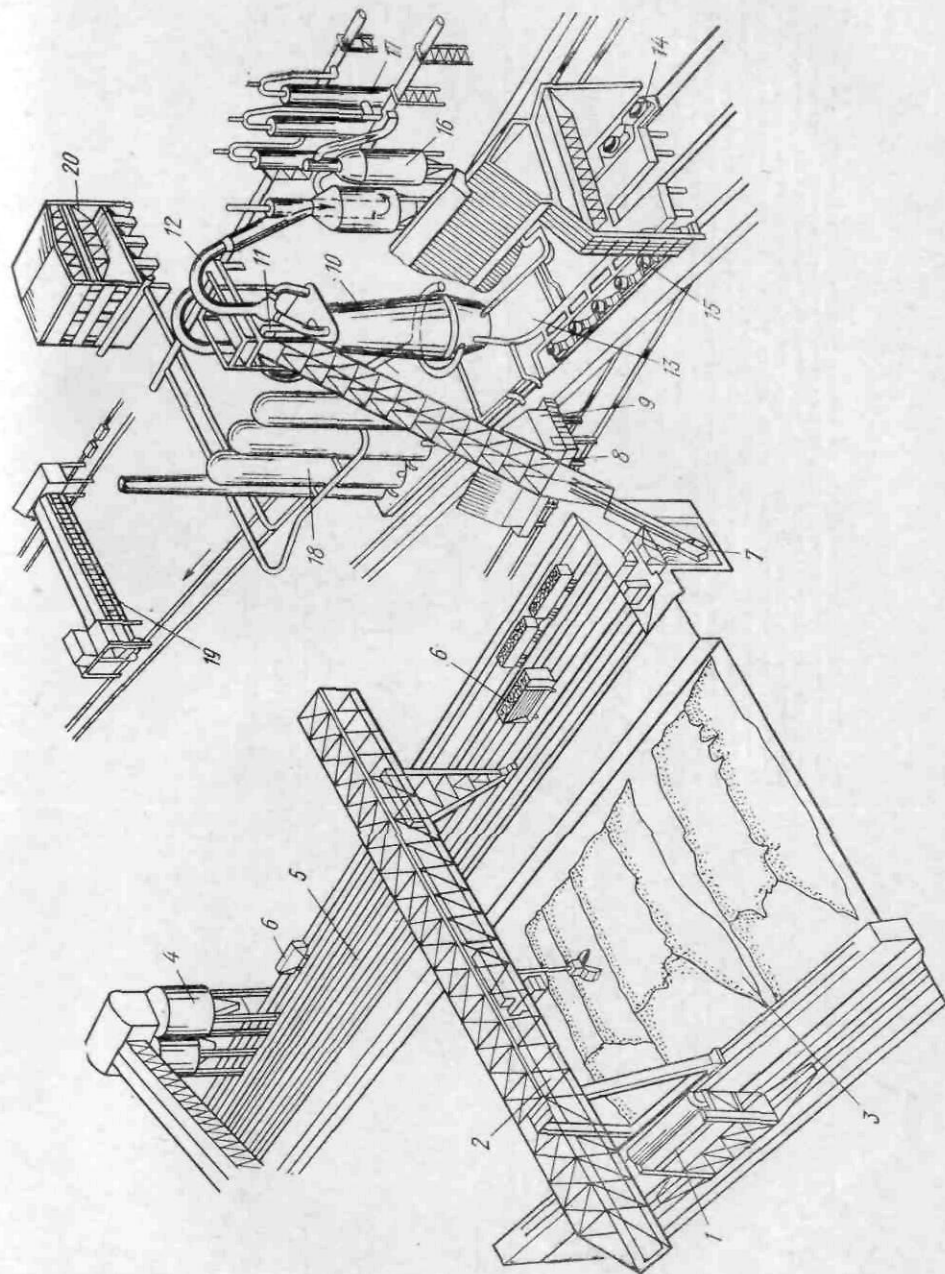
В соответствии с установленным типовым рядом в нашей стране строились и эксплуатируются доменные печи с полезным объемом 1033, 1386, 1719, 2000, 2300, 2700, 3000, 3200 и 5000—5500 м³. С течением времени полезный объем вновь сооружаемых печей непрерывно возрастал.

Планы доменных цехов

В связи с увеличением объема печей, совершенствованием технологии производства чугуна и конструкций применяемого оборудования планировка доменных цехов претерпели существенное изменение (рис. IV.7).

Основным требованием, предъявляемым к планам доменных цехов, является рациональное расположение всех основных сооружений, агрегатов, машин, устройств и транспортных путей, обеспечивающих нормальную работу цеха.

В СССР первый типовой проект доменного цеха с печами полезным объемом 930 м³ выполнен с блочным расположением печей (рис. IV.7, а). При такой планировке две доменные печи 1а и 1б объединяли в один блок с общим литейным двором 2. Основные железнодорожные пути 5 и 6 для уборки жидких продуктов плавки расположены параллельно общей оси доменных печей, литейных дворов и воздухонагревателей 3. Газоочистные устройства 4 располагали со стороны, противоположной скиповому подъемнику 7 и бункерной эстакаде 8. При блочном расположении доменных печей достигается компактность цеха, но общий литейный



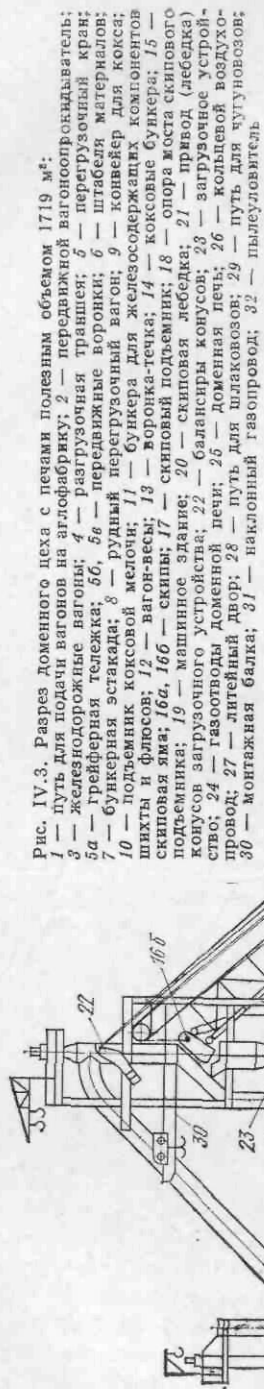


Рис. IV.3. Разрез доменного цеха с печами полезным объемом 1719 м³.
 1 — путь для подачи вагонов на аглофабрику; 2 — передвижной вагонопроводыватель;
 3 — железобетонные вагоны; 4 — разгрузочная траншея; 5 — перегрузочный кран;
 5а — грейферная тележка; 6 — передвижные воронки; 6а — штабеля материалов;
 7 — бункерная тележка; 8 — рудный перегрузочный вагон; 9 — конвейер для кокса;
 10 — подъемник коксовой мелочи; 11 — бункера для железосодержащих компонентов
 шихты и флюсов; 12 — вагон-весы; 13 — воронка-течка; 14 — коксовые бункера; 15 —
 скиповая яма; 16а, 16б — скипы; 17 — скиповый подъемник; 18 — опора жоста скипового
 конусов загрузочного устройства; 22 — балансиры конусов; 23 — загрузочное устрой-
 ство; 24 — газотопды доменной печи; 25 — доменная печь; 26 — кольцевая воздухо-
 провод; 27 — литейный двор; 28 — путь для шлакокозов; 29 — путь для чугуновозов;
 30 — монтажная балка; 31 — наклонный газопровод; 32 — пылеуловитель.

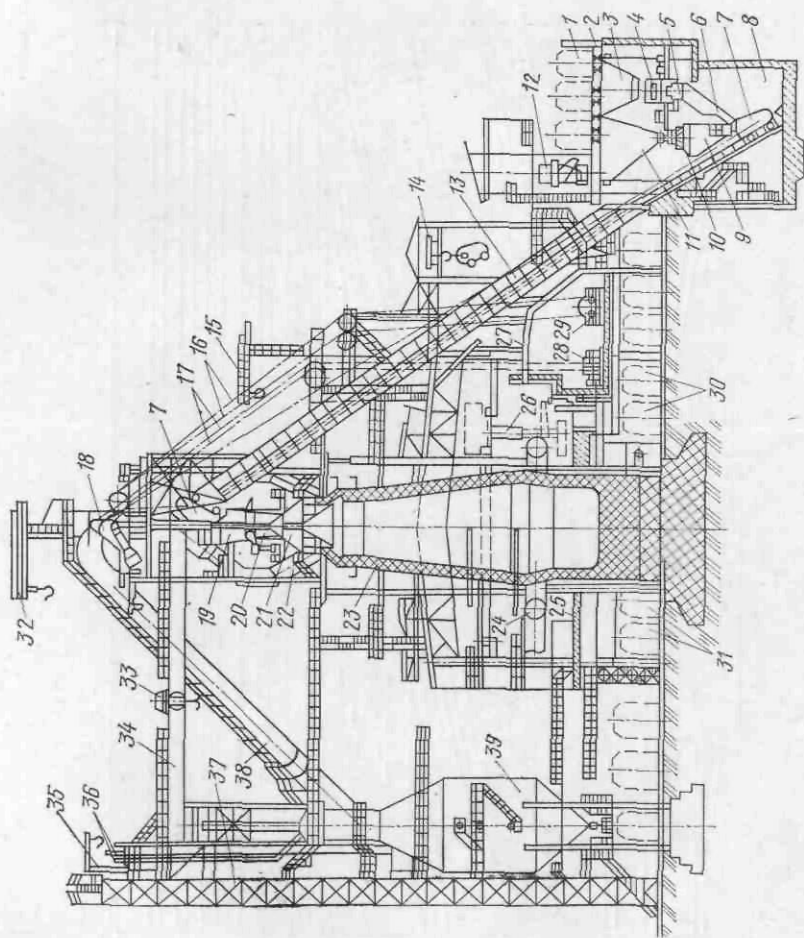


Рис. IV.4. Разрез доменного цеха с печами полезным объемом 2700 м³.
 1 — рудный перегрузочный вагон; 2 — бункерная эстакада; 3 — бункера для агломерата и добавок; 4 — пластичатый конвейер; 5 — перекидной лоток агломерата; 6 — взвешивающая воронка для агломерата; 7 — скипы; 8 — скиповая яма; 9 — взвешивающая воронка для кокса; 10 — грохот; 11 — коксовые бункера; 12 — конвейер для кокса; 13 — скиповый подъемник; 14 — устройство для смешивания скипов; 15 — консольный поворотный кран; 16 — канаты скиповой лебедки; 17 — канаты лебедки конусов; 18 — балансиры для управления конусами загрузочного устройства; 19 приемная воронка; 20 — распределитель шихты; 21 — засыльный аппарат; 22 — газотопды доменной печи; 23 — доменная печь; 24 — кольцевой воздухопровод с фурмами; 25 — литейный двор; 26 — кран; 27 — машинное здание; 28 — привод (лебедка) конусов; 29 — скиповая лебедка; 30 — пути для чугуновозов; 31 — пути для чугуновозов; 32 — консольно-поворотный кран; 33 — монтажная тележка; 34 — монтажная тележка; 35 — консольный кран; 36 — атмосферные клапаны; 37 — лифт; 38 — наклонные газопроводы; 39 — пылеуловитель.

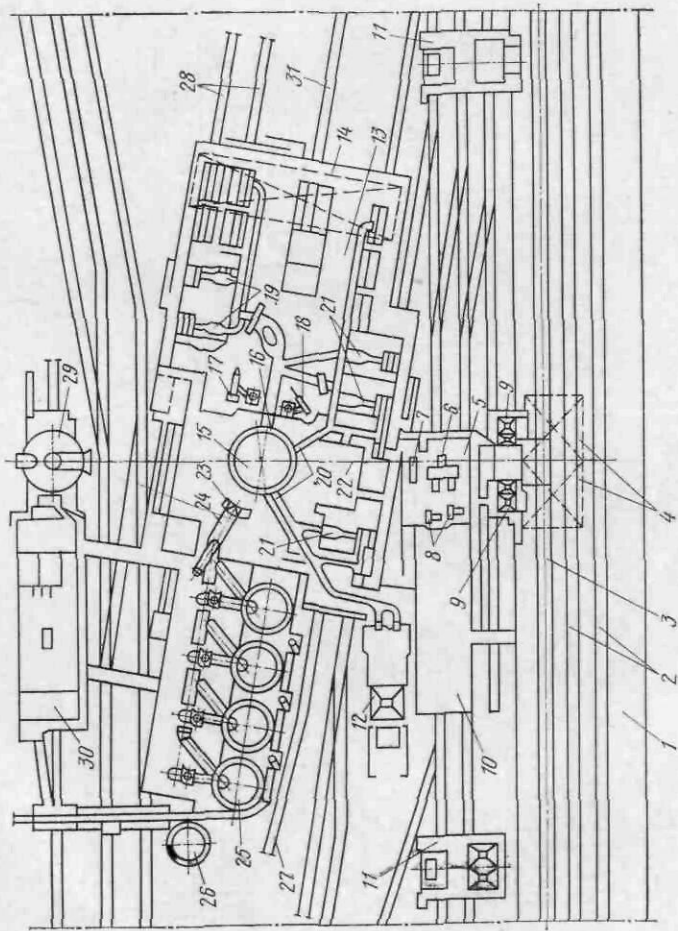


Рис. IV.5. План доменного цеха с печами полезным объемом 2700 м³: 2 — бункерная эстакада; 3 — пути для перегружающих и железнодорожных вагонов; 4 — конвейер для кокса; 5 — коксовое здание; 6 — скиповая лебедка; 7 — привод (лебедка) конусов; 8 — зондовые лебедки; 9 — подъемники коксовой мелочи; 10 — здание скипового подьемника (пульта управления); 11 — подъемник мелочи агломерата; 12 — агрегат грануляции шлама; 13 — литейный двор; 14 — мостовой кран; 15 — доменная печь; 16 — чугунная — летка; 17 — пушка для заливки чугунной летки; 18 — машина для разделки чугунной летки; 19 — желоба для одноносковой разливки чугуна; 20 — шлаковые летки; 21 — желоба для одноносковой разливки шлама; 22 — ось скипового подьемника; 23 — кольцевой воздухопровод; 24 — воздуховод горячего дутья; 25 — дымовая труба; 26 — пути для шлакопозов; 27 — пути для чугунозозов; 28 — здание пульты управления печью; 29 — здание пульты управления; 30 — здание пульты управления; 31 — тупиковый путь

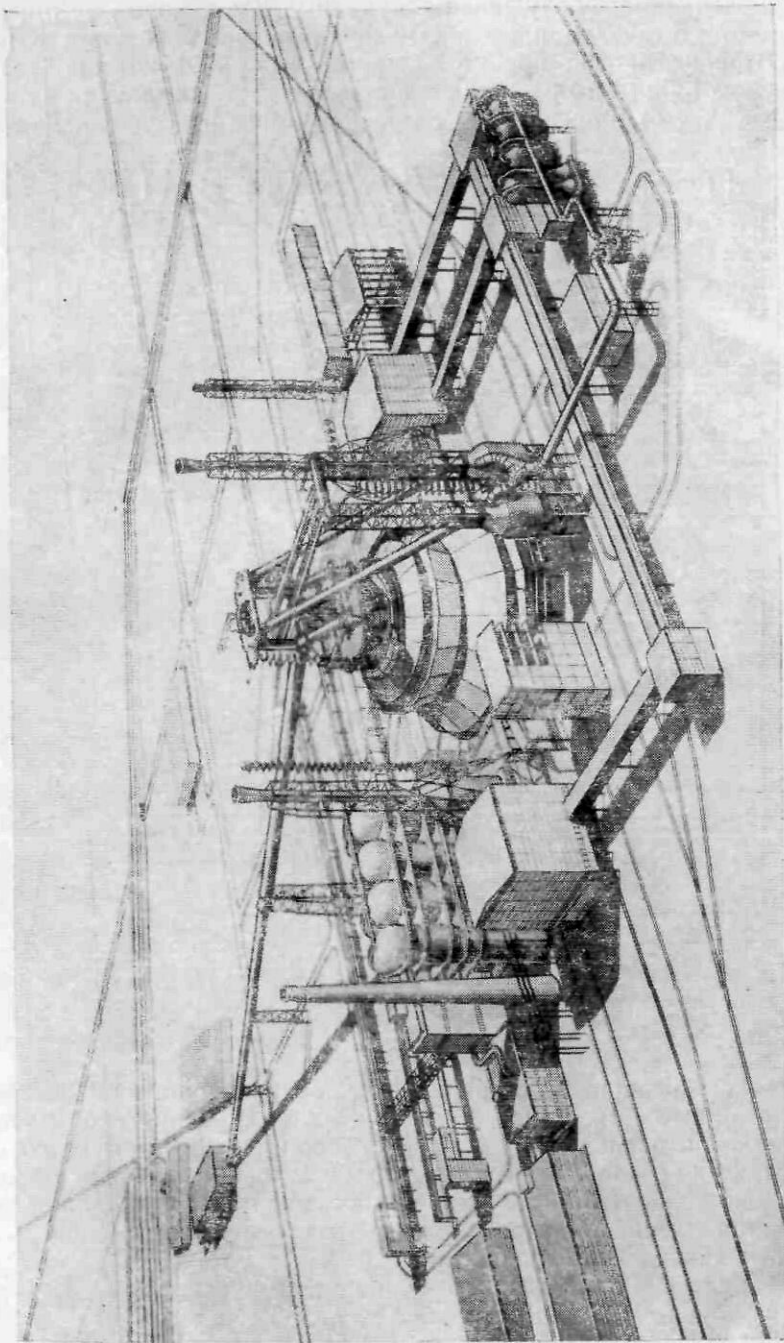


Рис. IV.6. Комплекс доменной печи полезным объемом 5000 м³

двор затрудняет обслуживание чугунных и шлаковых леток; при этом отсутствует в пределах цеха связь между путями 5 и 6.

Второй типовой проект доменного цеха с печами полезным объемом 1300 м³ был выполнен с островным расположением печей (рис. IV.7, б), при котором создаются хорошие условия для ра-

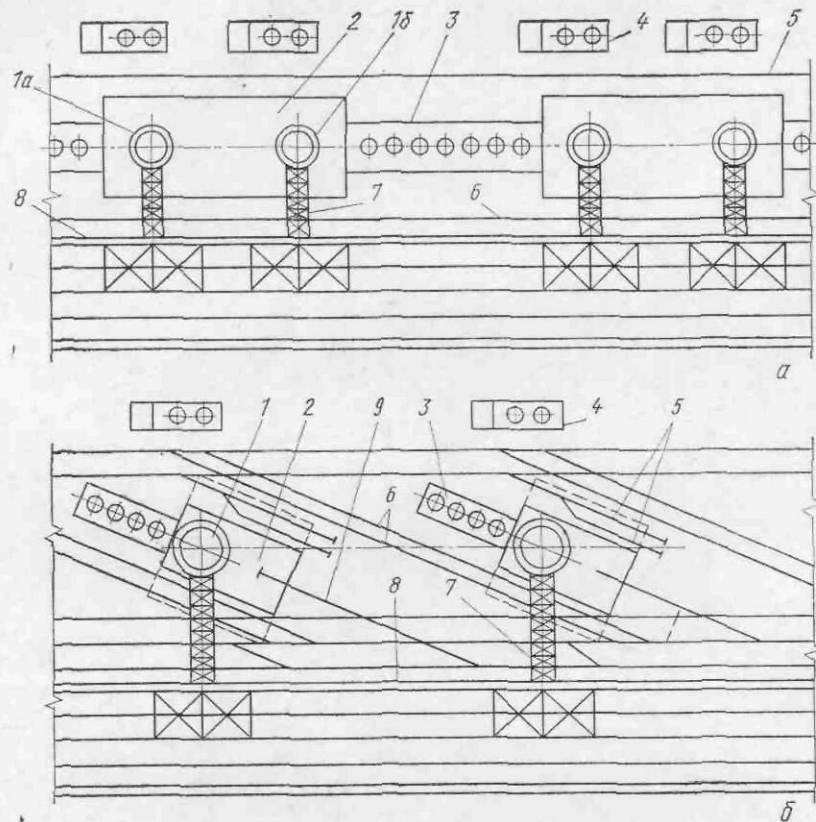


Рис. IV.7. Типы планировок доменных цехов с подачей шихтовых материалов к загрузочному устройству доменных печей скиповыми подъемниками: а — с блочным расположением печей; б — с островным расположением печей

боты железнодорожного транспорта, обслуживания доменных печей в процессе эксплуатации и при ремонтах. При такой планировке пути, расположенные с двух сторон доменных печей, соединены между собой, имеются тупиковые пути для установки чугуновозов и шлаковозов и хозяйственный тупиковый путь 9 для обслуживания литейных дворов 2 — все это обеспечивает независимую работу каждой доменной печи.

Характерной особенностью такой планировки является расположение всех доменных печей 1 по одной оси, а блоков воздухонагревателей 3, литейных дворов 2 и постановочных путей для

чугуновозов и шлаковозов каждой печи — под углом к этой оси. По такой планировке в СССР построены в послевоенный период в основном все доменные цехи.

В последнее время строят доменные печи с конвейерной подачей шихтовых материалов на колошник печи. Такая подача впервые осуществлена в СССР на доменной печи объемом 5000 м³ Криворожского металлургического комбината.

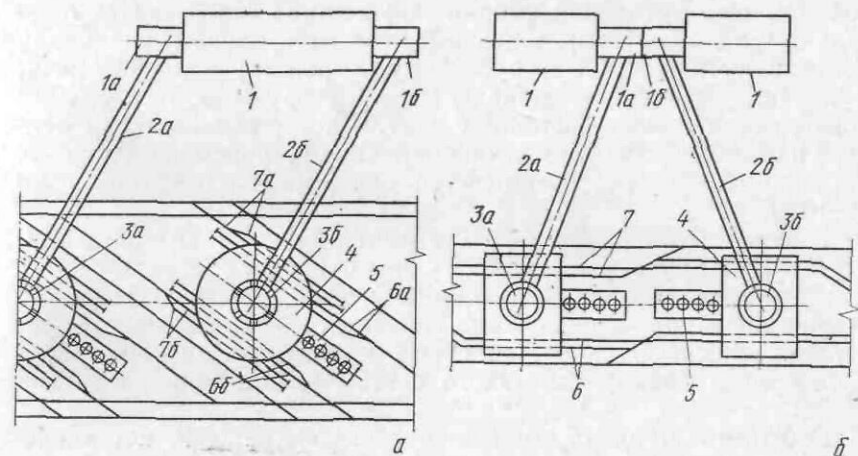


Рис. IV.8. Типы планировок доменных цехов с подачей шихтовых материалов к загрузочному устройству доменных печей ленточными конвейерами: а — из отдельно расположенных загрузочных отделений шихты; б — из центрально расположенных загрузочных отделений шихты

На рис. IV.8 приведены два типа планировки доменных цехов с применением конвейерной системы загрузки печей. При планировке первого типа шихту из бункеров 1 (рис. IV.8, а) к печам 3а и 3б подают конвейерами, расположенными в наклонных галереях 2а и 2б, из загрузочных отделений 1а и 1б. Литейный двор 4 выполнен круглым (в плане). Тупиковые пути для чугуновозов 6а и 6б и для шлаковозов 7а и 7б располагают с двух сторон, а блоки воздухонагревателей 5 — под углом к оси доменных печей.

Возможно центральное расположение загрузочных отделений 1а и 1б (рис. IV.8, б) для подачи шихты конвейерами 2а и 2б в доменные печи 3а и 3б. Литейные дворы 4 выполнены прямоугольными. Блоки воздухонагревателей 5 размещены по оси доменных печей. Пути для чугуновозов 6 и шлаковозов 7 расположены с разных сторон доменных печей и имеют съезды за каждым блоком печей. Такую планировку имеют некоторые доменные цехи Японии, например на металлургическом заводе фирмы «Кавасаки Сэйтэцу» в Мидзусиме.

2. БУНКЕРНАЯ ЭСТАКАДА

Непрерывная подача шихтовых материалов в доменную печь в определенной последовательности по заданной программе является одним из основных технологических требований при выплавке чугуна. Для этой цели во многих доменных цехах непосредственно у печей располагают бункерную эстакаду, которая связывает технологические потоки материалов, поступающих с агломерационной или обогатительной фабрик, коксохимического завода либо склада (рудного двора), с подачей этих материалов к скиповому подъемнику и затем к загрузочному устройству доменной печи. Бункерная эстакада представляет собой сооружение из стальных конструкций и железобетонных плит, в котором размещены бункера и обслуживающие их различного типа устройства, механизмы и машины. Эстакада возвышается над уровнем цеха примерно на 10 м.

В составе бункерной эстакады имеются рудные и коксовые бункера, а также бункера добавок. Рудные бункера, предназначенные для приема железосодержащих компонентов шихты, располагают обычно в два ряда вдоль фронта доменных печей, а коксовые бункера — непосредственно у скипового подъемника с целью сокращения перегрузок и связанного с этим уменьшения дробления кокса.

Собственно бункера выполняют железобетонными, металлическими или смешанной конструкции. Для защиты от истирания внутренние стенки и особенно горловины рудных бункеров футеруют рельсами, а коксовых — плитками из литого камня — диабаз. Над бункерами укладывают рельсы или устраивают галереи для транспортных машин, осуществляющих загрузку бункеров, а также решетки для предупреждения попадания в них крупных предметов. Под бункерами расположены питатели и грохоты для выдачи и отсева материала, а также транспортирующие и взвешивающие устройства, механизмы и машины для подачи материалов к скиповому подъемнику в соответствии с заданной программой загрузки доменной печи.

Процессы подачи компонентов шихты в бункера эстакады, дозирование и транспортирование их к скиповому подъемнику в настоящее время механизированы и частично или полностью автоматизированы.

Под бункерной эстакадой по оси скипового подъемника размещают скиповую яму с установленными в ней (или около нее) механизмами для набора, отсева, взвешивания и загрузки кокса в скипы скипового подъемника.

В некоторых новых доменных цехах при подаче шихтовых материалов к загрузочным устройствам печей с помощью ленточных конвейеров вместо бункерной эстакады предусматривают отдельные приемные бункеры, оснащенные механизмами и машинами для отсева, дозирования и выдачи материалов на конвейеры.

3. СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К СКИПОВОМУ ПОДЪЕМНИКУ

В настоящее время в доменных печах в СССР и за рубежом применяют различные системы подачи компонентов шихтовых материалов в бункера эстакады и из бункеров к скиповому подъемнику, оборудование которых можно разделить на машины периодического и непрерывного (конвейерного) действия.

При системе подачи шихтовых материалов машинами периодического действия (рис. IV.9) с окучивательных фабрик железнодорожный состав вагонов с агломератом, окатышами, рудой и пр. обычно доставляют на рельсовый путь 4 бункерной эстакады. Вагоны 6 разгружают материалы в бункера 5, расположенные в два ряда. В случае подачи материалов с рудного двора рудный перегрузочный вагон 8 перемещается по пути 3, загружается материалами перегрузочным грейферным краном 18 и развозит их по рудным бункерам 5. Консольный путь 4 служит для разгрузки материалов из саморазгружающихся вагонов 17 на склад шихтовых материалов — рудный двор.

Под бункерами эстакады проложен рельсовый путь для вагонов 9, которые набирают материал из бункеров 5 (по обе стороны оси скипового подъемника), транспортируют к оси подъемника и через направляющие воронки (течки) 10 загружают поочередно в скипы 11. Рудные вагоны 6 и 8 оснащены бункерами с разгрузкой материалов в обе стороны, т. е. в рудные бункера обоих рядов эстакады, закрытые снизу барабанными затворами 19.

Коксовый силос устанавливают в торце бункерной эстакады. Кокс подают в бункера силоса системой конвейеров с коксохимического завода. При подаче кокса из коксового силоса к скиповому подъемнику также используют перегрузочные вагоны 7, которые перемещаются по рельсовому пути 1 бункерной эстакады и устанавливаются над коксовыми бункерами 12 для разгрузки. Разгрузку материала из бункера коксового перегрузочного вагона осуществляют только в одну сторону — в сторону коксовых бункеров эстакады.

Из бункеров 12 кокс попадает на грохот-питатель 13. Мелкую фракцию (подрешетный продукт) собирают в бункер коксовой мелочи 15 с затвором и скипом 16 подъемника коксовой мелочи транспортируют в верхние бункера коксовой мелочи (на схеме не показаны).

Крупная фракция кокса (надрешетный продукт) поступает в весовую воронку 14 кокса и далее через затвор в скип 11 скипового подъемника. Стремление сократить число перегрузок и связанное с этим уменьшение дробления кокса обусловило на многих металлургических заводах замену коксовых перегрузочных вагонов ленточными конвейерами для подачи кокса к коксовым бункерам эстакады.

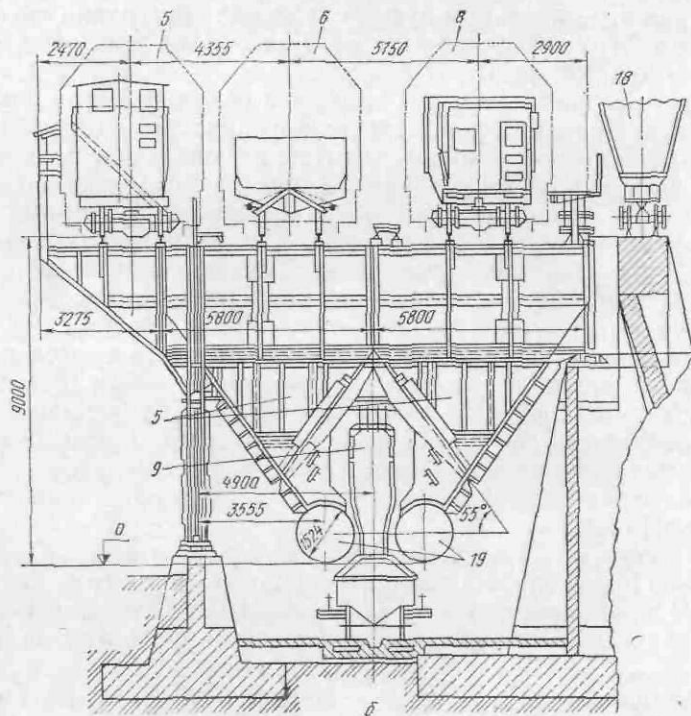
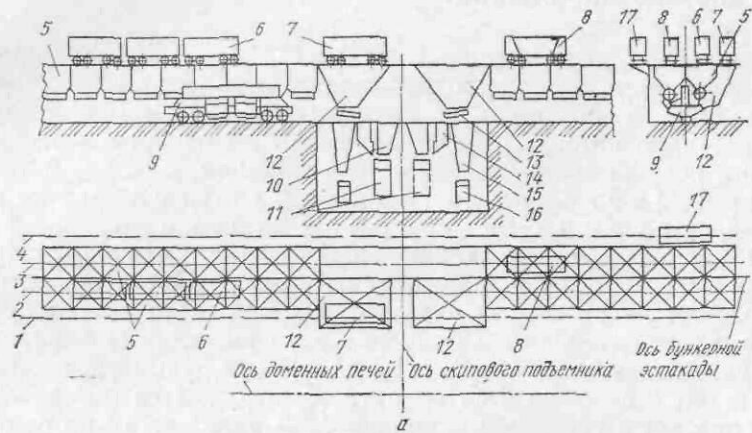


Рис. IV.9. Система подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику машинами периодического действия:
 а — схема; б — поперечный разрез бункерной эстакады

При конвейерной системе подачи шихтовых материалов на бункерной эстакаде размещают три (рис. IV.10) или четыре (рис. IV.11) ленточных конвейера. Конвейер 1 (см. рис. IV.10) служит для загрузки коксовых бункеров, конвейер 2 — добавок и железорудной части шихты, а конвейер 3 — только железорудной части шихты. Конвейером 2 в случае необходимости можно загружать и кокс. Материалы с конвейеров при помощи автоматических сбрасывающих тележек 12 и 11 загружают в коксовые бункера 13 и двухрядно расположенные

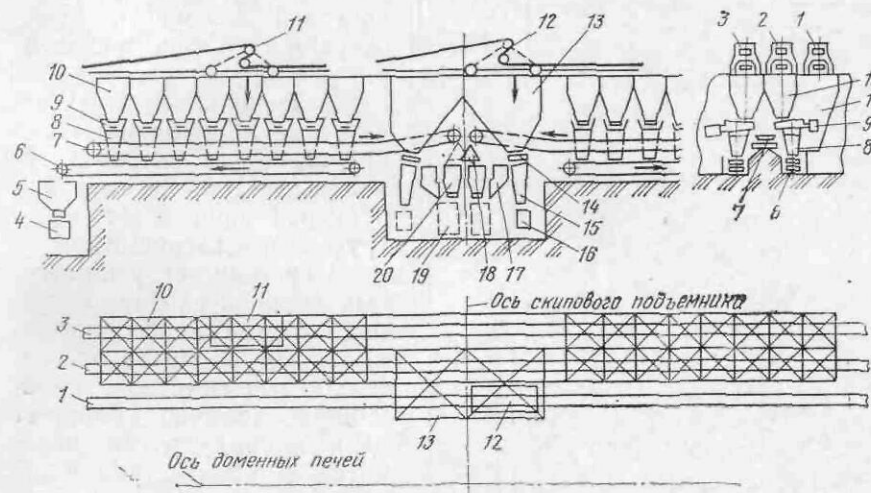


Рис. IV.10. Система подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику машинами непрерывного действия

рудные бункера 10, которые используют и как бункера добавок. Иногда устанавливают вместо двухрядных однорядные бункера увеличенной емкости. На некоторых заводах вместо конвейеров 2 проложен рельсовый путь для подачи вагонов.

Из бункеров 10 через грохоты-питатели 9 отсеянный материал (агломерат, окатыши) подают на конвейер 7, который транспортирует его к скиповой яме и посредством передвижного распределителя 18 загружает в правую или левую весовую воронку 20 агломерата, снабженную затвором. При открывании затвора воронки материал высыпается в скипы 19 скипового подъемника.

Мелкие фракции (подрешетный продукт) по воронке (течке) 8 подаются на конвейер 6 и транспортируются в бункер 5 мелочи агломерата. При открывании затвора бункера движущимся скипом 4 подъемника мелочи агломерата мелкая фракция высыпается в этот скип и подъемником транспортируется к верхним бункерам мелочи агломерата. Из верхних бункеров мелкие фракции вагонами подаются на аглофабрику для повторного спекания.

Добавки (флюсы и др.) выдаются из бункеров 10 на основной конвейер 7 через весовые и дозирующие устройства или по вспомогательным конвейерам непосредственно в весовые воронки агломерата 20.

Кокс из бункеров 13 через грохоты 14 попадает в весовую воронку кокса 17 и из нее в скипы 19 скипового подъемника. Коксовая мелочь из бункера 15 выдается в скип 16 подъемника коксовой мелочи и затем — в верхние бункера коксовой мелочи и далее отправляется на аглофабрику.

На многих доменных печах, где применяется горячий агломерат (с температурой выше 100 °С), загрузку бункеров производят перегрузочными вагонами.

В систему загрузки весовых воронок входят две линии загрузки, расположенные слева и справа относительно оси скипового подъемника (обычно работает одна линия, другая находится в резерве или в ремонте).

Для улучшения условий работы в подбункерном помещении эстакады установлена мощная вентиляционная система, заборники которой располагают около постоянных источников пыли (грохотов, узла пере-

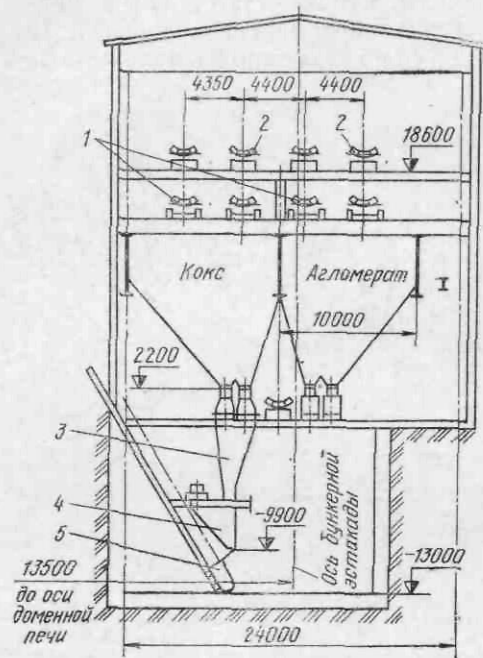


Рис. IV.11. Поперечный разрез бункерной эстакады с загрузкой бункеров с помощью ленточных конвейеров: 1 — холостая ветвь конвейера; 2 — рабочая ветвь конвейера; 3 — воронка коксовой мелочи; 4 — бункер коксовой мелочи; 5 — скип коксовой мелочи

грузки и т. п.); просыпь материалов убирается гидросмывом.

Система подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику через центральные бункера эстакады для доменной печи объемом 3200 м³ представлена на рис. IV.12, а. Скиповой подъемник печи 17 выполнен с расчлененным мостом (рис. IV.12, б), состоящим из двух частей 18а и 18б, по которым перемещаются скипы 9а и 9б.

Загрузка этих скипов осуществляется из двух центральных бункеров кокса (К) и агломерата (А). В результате такого проектного решения удалось значительно повысить емкость центральных бункеров и упростить систему загрузки доменной печи.

Загрузку бункеров эстакады материалами осуществляют реверсивными передвижными конвейерами 14, на которые материалы подают четырьмя стационарными конвейерами 13 (двумя конвейерами — агломерат и двумя — кокс и добавки).

Комплекс оборудования шихтоподачи от бункеров к скипам состоит из двух самостоятельных групп механизмов, расположен-

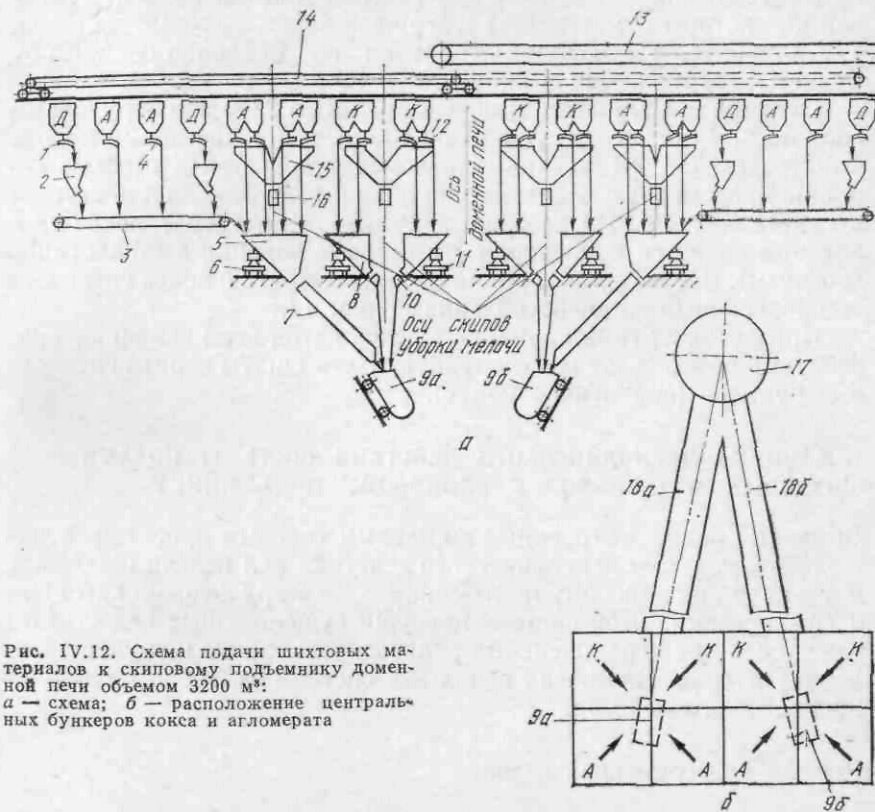


Рис. IV.12. Схема подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику доменной печи объемом 3200 м³: а — схема; б — расположение центральных бункеров кокса и агломерата

ных в подбункерном помещении по обе стороны оси скипового подъемника доменной печи. Производительность каждой группы механизмов выбрана из условия нормальной загрузки печи при работе одной группы механизмов шихтоподачи.

Загрузку кокса в скипы 9а или 9б осуществляют из четырех бункеров (К) общей емкостью 3000 м³, под каждым из которых установлено по два виброгрохота 12 производительностью 550 м³/ч. После грохочения кокс (фракцией более 40 мм) подают в тензометрические весовые воронки 8 полезным объемом до 17 м³, соответствующим емкости скипа скипового подъемника.

Коксовую мелочь и мелочь агломерата по точкам-бункерам 15 с затвором 16 загружают на конвейер (на рис. IV.12 не показан),

а затем в железнодорожные вагоны и транспортируют на аглофабрику для повторного использования.

Загрузка скипов 9а или 9б отсортированным коксом осуществляется одновременно из двух весовых воронок 8 через наклонный желоб (течку) 10.

Добавки из бункеров (Д) электровибропитателями 1 подаются на весы добавок 2 и далее после взвешивания на конвейер добавок 3, которым материалы загружаются в весовые воронки 5 агломерата. Из воронок 5 добавки по наклонному желобу (течке) 7 загружаются в скипы 9а и 9б.

Бункера агломерата (А) общей емкостью 2800 м³ оборудованы грохотами 4 производительностью 100 м³/ч, отсеивающими мелочь агломерата. Отсортированный агломерат подается в весовые воронки 5 агломерата, после чего по наклонной течке 7 он поступает в скипы 9а и 9б. Из резервных бункеров агломерат после грохочения подается конвейером 3 в весовые воронки 5 (аналогично добавкам). Все весовые воронки для агломерата и кокса снабжены весопроверочными приспособлениями 6 и 11.

При реконструкции доменных печей вагон-весы заменяют конвейерами или подают железорудную часть шихты через центральные бункера (аналогично коксу).

4. МАШИНЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К СКИПОВОМУ ПОДЪЕМНИКУ

Доменные цехи, построенные по первым типовым проектам, оснащались машинами периодического действия для подачи шихтовых материалов к скиповому подъемнику — перегрузочными вагонами и вагон-весами. Этой системе присущи существенные недостатки, связанные с ее ограниченной производительностью и трудностями автоматизации. На многих печах эта система заменена машинами непрерывного действия.

Рудный перегрузочный вагон

Рудный перегрузочный вагон (самоходная машина периодического действия) оборудован бункером для транспортирования плавильных материалов шихты (руды, флюсов и пр.).

Рудный перегрузочный вагон (рис. IV.13) имеет сварную раму 2, опирающуюся на две двухосные ходовые тележки 1 железнодорожного типа. На раме с обоих торцов расположены кабины машиниста 3. Между кабинами установлен сварной бункер 5 с боковыми выгрузочными створками 6, которые открываются и закрываются четырьмя механизмами 4, соединенными попарно с каждой продольной стороны бункеров. На торцевых частях рамы установлены автосцепки, буферные устройства и предохранительные фартуки.

Механизм открывания створок бункера вагона (рис. IV.14) состоит из электродвигателя 1, соединительной

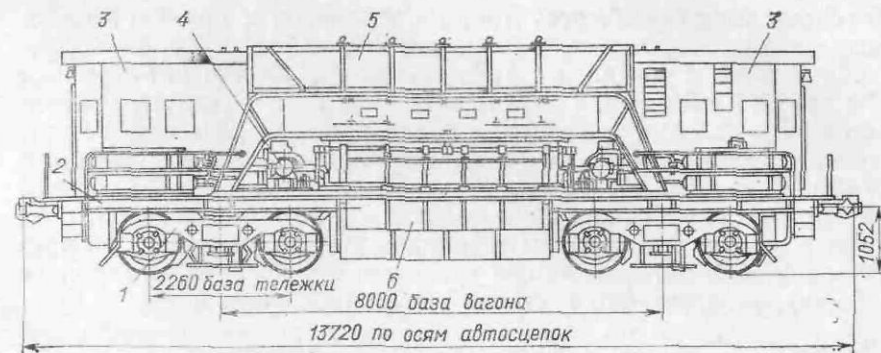


Рис. IV.13. Рудный перегрузочный вагон

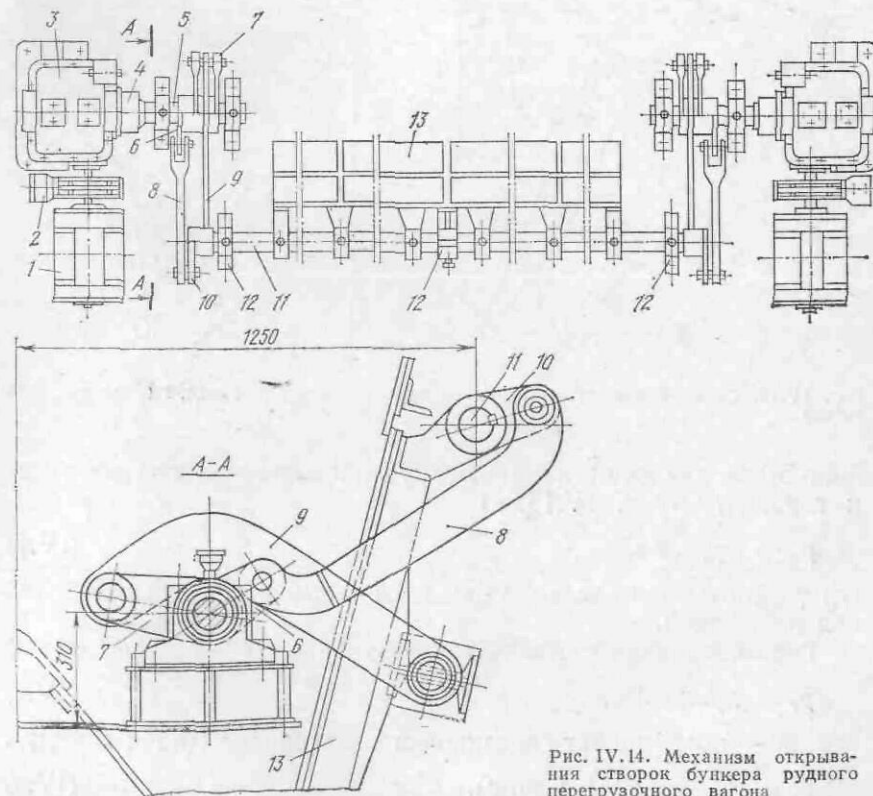


Рис. IV.14. Механизм открывания створок бункера рудного перегрузочного вагона

муфты с тормозом 2, редуктора 3 с червячной и цилиндрической передачами, муфты 4, вала 5 с двумя кривошипами 6 и 7. Кривошип 6 тягой 8 соединен с кривошипом 10, жестко укрепленным на валу 11 (общим для двух механизмов, расположенных с одной стороны), который вращается в подшипниках 12. На валу 11 свободно подвешены створки 13, которые приводятся в действие при помощи кривошипа 7 и тяги 9, шарнирно закрепленной на створке 13. Механизм открывания створок — самозапирающийся; прямая, соединяющая центры шарниров при закрытом положении створок, находится ниже оси вращения кривошипов, что создает момент, действующий в сторону запираения затвора.

Расчет механизмов рудного перегрузочного вагона

Механизм открывания створок бункера. Для расчета мощности двигателя механизма открывания створок бункера вагона определим вначале давление, действующее на створку бункера от веса материала. Вертикальная составляю-

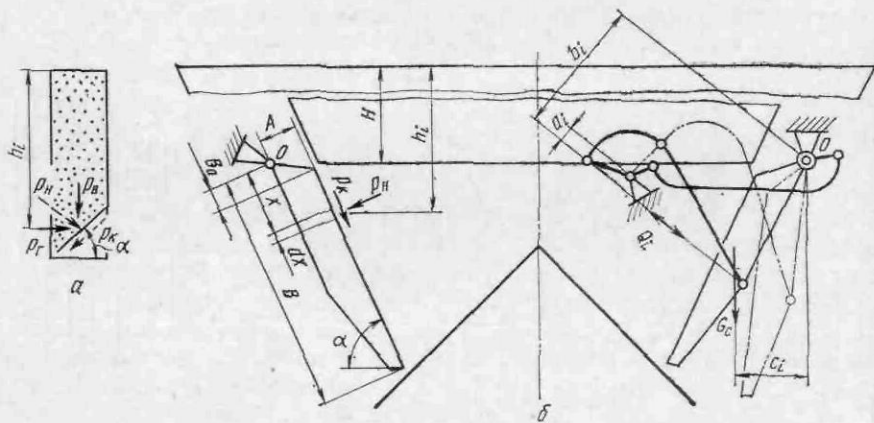


Рис. IV.15. Схема к расчету механизма открывания створок бункера перегрузочного вагона

щая этого давления на площадку, наклоненную под углом α к горизонту (рис. IV.15, а)

$$p_n = h\gamma g \cos \alpha, \quad (IV.1)$$

где γ — объемная масса материала; h — высота столба материала над площадкой.

Горизонтальная составляющая давления на эту же площадку

$$p_r = \gamma g h m \sin \alpha, \quad (IV.2)$$

где m — коэффициент подвижности материала (по Ренкину),

$$m = (1 - \sin \psi) / (1 + \sin \psi). \quad (IV.3)$$

Нормальное давление на площадку, наклоненную под углом α к горизонту,

$$p_n = p_n \cos \alpha + p_r \sin \alpha = \gamma g h (\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha), \quad (IV.4)$$

где h — расстояние от уровня засыпи до рассматриваемой площадки длиной dx (по вертикали).

Касательное давление на эту же площадку

$$p_r = p_n \sin \alpha - p_r \cos \alpha = \frac{1}{2} \gamma g h (1 - m) \sin 2\alpha. \quad (IV.5)$$

Суммарный момент M относительно оси шарнира (точки 0) створки равен сумме трех моментов (рис. IV.15, б).

$$M_1 = G_c c_i, \quad (IV.6)$$

где G_c — вес створки; c_i — плечо приложения веса створки относительно оси вращения 0 в рассматриваемом положении.

Момент от нормального давления материала на створку

$$M_2 = \int_{B_0}^B x p_n L dx, \quad (IV.7)$$

$$\text{где } h = H + (x - B_0) \sin \alpha, \quad (IV.8)$$

здесь x — расстояние от оси вращения створки до рассматриваемой площадки длиной dx ; L — ширина створки; B — длина створки; H — расстояние от уровня засыпи до верхней кромки створки (по вертикали); B_0 — расстояние от точки пересечения перпендикуляра, опущенного из оси вращения створки на ее поверхность (начала отсчета), до точки, в которой начинается давление сыпучего материала на створку.

Тогда

$$\begin{aligned} M_2 &= \int_{B_0}^B L \gamma g (\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha) (H + x \sin \alpha - B_0 \sin \alpha) x dx = \\ &= L \gamma g (\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha) \left[\frac{(B^3 - B_0^3) \sin \alpha}{3} + \right. \\ &+ \left. \frac{(B^2 - B_0^2)(H - B_0 \sin \alpha)}{2} \right] = \frac{L \gamma g (\cos^2 \alpha + m \sin^2 \alpha)}{6} \times \\ &\times [2(B^3 - B_0^3) \sin \alpha + 3(B^2 - B_0^2)(H - B_0 \sin \alpha)]. \end{aligned} \quad (IV.9)$$

Момент от касательного давления материала на створку

$$\begin{aligned} M_3 &= \int_{B_0}^B A p_r L dx = \int_{B_0}^B \frac{1}{2} A \gamma g L (1 - m) \sin 2\alpha (H + x \sin \alpha - \\ &- B_0 \sin \alpha) dx = \frac{1}{4} A \gamma g L (1 - m) (B - B_0) \times \\ &\times [2H + (B - B_0) \sin \alpha] \sin 2\alpha, \end{aligned} \quad (IV.10)$$

где A — расстояние от рабочей плоскости створки до оси вращения створки.

Усилие в шатуне

$$Q_i = (M_1 + M_2 + M_3)/b_i. \quad (IV.11)$$

Момент на валу кривошипа

$$M_{кр. i} = Q_i a_i. \quad (IV.12)$$

Статический момент на валу двигателя

$$M_{дв. ст. i} = \frac{M_{кр. i}}{u\eta}, \quad (IV.13)$$

где u — передаточное число механизма от вала кривошипа до вала двигателя; η — к. п. д. механизма.

Мощность двигателя при кратковременном режиме работы

$$P_{дв} = \frac{(M_{дв. ст. max} + M_{дин}) \omega_{дв} k_z}{\lambda_{доп}}, \quad (IV.14)$$

$$\text{здесь } M_{дин} = J_{пр} \omega_{дв} / t_{п}, \quad (IV.15)$$

где $M_{дин}$ — динамический момент на валу двигателя, обусловленный разгоном вращающихся масс; $J_{пр}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции масс, определяемый с учетом моментов инерции всех движущихся частей механизма (в том числе массы ротора двигателя J_p); $\omega_{дв}$ — угловая скорость двигателя; $t_{п}$ — время пуска двигателя; $\lambda_{доп}$ — коэффициент допустимой перегрузки двигателя; k_z — коэффициент запаса мощности.

Момент инерции J_p предварительно выбираем из каталога, для чего определяем ориентировочную мощность двигателя привода механизма открывания створок бункера вагона:

$$P_{дв. пр} = M_{кр. max} \omega_{кр} / \eta, \quad (IV.16)$$

где $M_{кр. max}$ — максимальный момент на кривошипе; $\omega_{кр}$ — угловая скорость кривошипа.

Далее расчет ведется по максимальному моменту за цикл закрывания порожней створки либо по моменту, необходимому для перемещения кривошипа за мертвую точку при загруженном бункере. Мощность двигателя определяют, исходя из возможности открывания двух створок одной стороны одним двигателем.

Механизм передвижения вагона. Рудные перегрузочные вагоны передвигаются на небольшие расстояния при загрузке бункеров бункерной эстакады и на более значительные, когда перевозится материал с рудного двора на аглофабрики. Поэтому мощность двигателя механизма передвижения вагона выбирают по среднеквадратичному (эквивалентному моменту) с проверкой на перегрузку.

Суммарное статическое сопротивление передвижению вагона по рельсам

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \quad (IV.17)$$

$$\text{где } W_1 = (G_r + G_v) \omega, \quad (IV.18)$$

$$W_2 = (G_r + G_v) \sin \alpha, \quad (IV.19)$$

$$W_3 = \rho S, \quad (IV.20)$$

здесь W_1 — сопротивление от сил трения; G_r — вес груза в вагоне; G_v — вес вагона; ω — коэффициент сопротивления передвижению; W_2 — сопротивление от уклона пути; α — уклон пути; W_3 — сопротивление от ветровой нагрузки; ρ — расчетное давление ветра; S — расчетная площадка поперечного сечения вагона.

Зная суммарное сопротивление передвижению W и скорость передвижения вагона v , определяют ориентировочно мощность двигателя привода механизма передвижения вагона:

$$P_{дв} = Wv / (z\eta), \quad (IV.21)$$

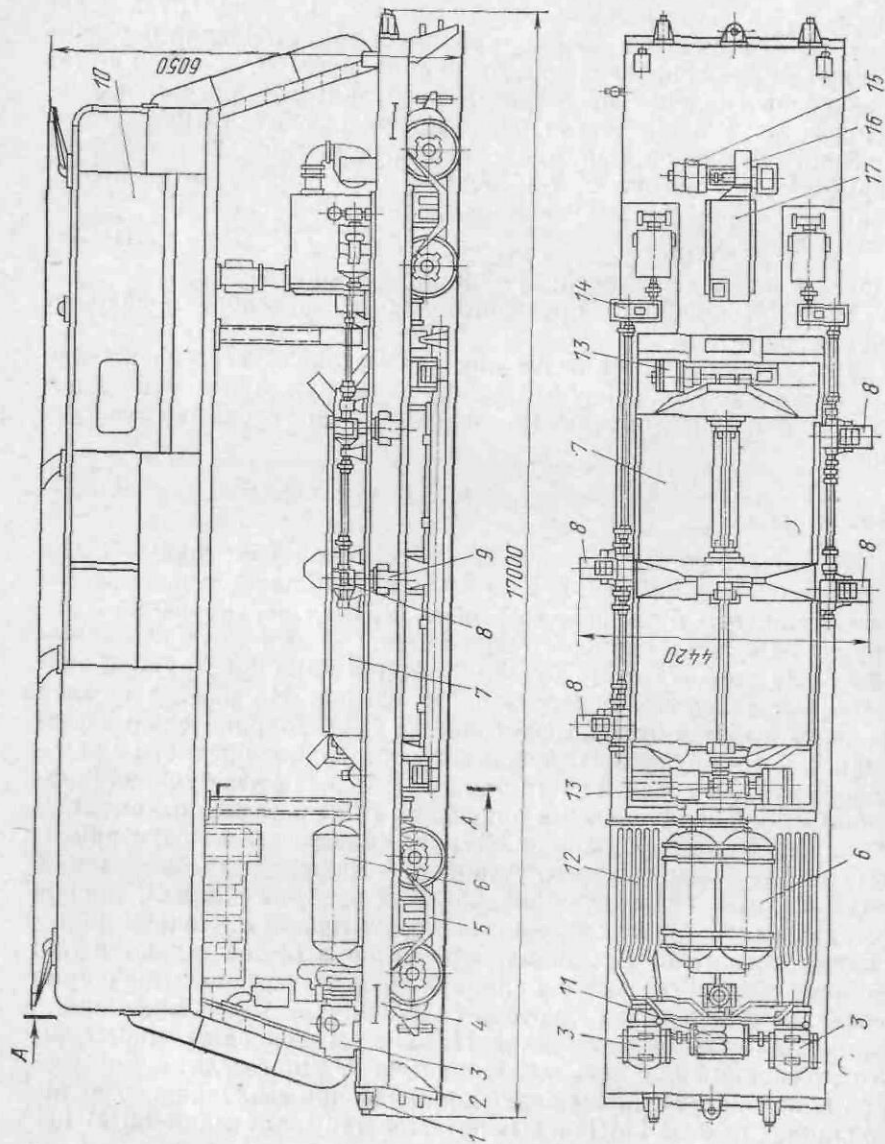
где z — число двигателей; η — к. п. д. привода.

По этой мощности предварительно по каталогу подбирают электродвигатель.

Дальнейший расчет ведут как для механизмов передвижения с повторно-кратковременным режимом нагружения с учетом динамических моментов от поступательно и вращательно движущихся масс.

Вагон-весы

Вагон-весы (рис. IV.16) представляют собой самоходный вагон с двумя бункерами (карманами) 7 для набора плавильных материалов из рудных бункеров, взвешивания, транспортирования и выгрузки их в скипы скипового подъемника. Рама 4 вагон-весов опирается на две двухосные ходовые тележки 5, по конструкции аналогичные тележкам перегрузочного вагона. На раме с каждой стороны имеются буферные устройства 1, предохранительные фартуки 2, которые сгребают просыпь и посторонние предметы с рельсового пути. В средней части рамы установлены два бункера (кармана) 7 с индивидуальными приводами 13 механизмов открывания и закрывания створок днища. Бункера опираются на грузоприемные рычаги взвешивающего устройства. На раме размещены также два механизма 14 вращения барабанных затворов рудных бункеров эстакады с четырьмя качающимися редукторами 8. Подъем и опускание каждого из качающихся редукторов осуществляются при помощи пневматического цилиндра 9, шток которого шарнирно соединен с корпусом редуктора 8, а корпус — через подшипники опирается на раму вагон-весов. На раме установлены компрессоры 3 с змеевиками 12 и воздухоотборниками 6. Двигатель компрессоров 11 автоматически включается при падении давления в воздухоотборниках ниже 0,4 МПа и выключается при достижении 0,6 МПа.



Для подачи в герметизированную кабину машиниста 10 очищенного воздуха предусмотрена вентиляционная установка, состоящая из электродвигателя 15, вентилятора 16 и фильтрующего элемента 17. В кабине машиниста находится аппаратура управления механизмами и циферблатная головка взвешивающего механизма. На крыше кабины расположены токоотъемники.

Бункера вагон-весов выполняются сварными (рис. IV.17). Каждый бункер снабжен двумя откидными днищами 8,

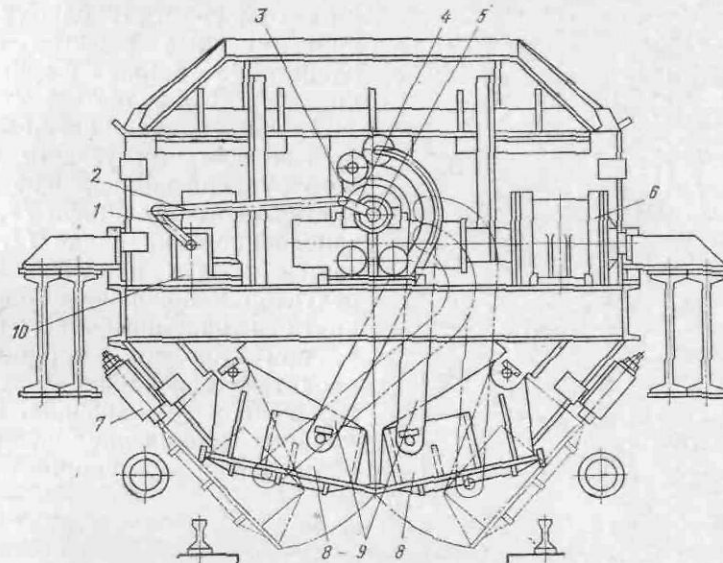


Рис. IV.17. Бункер вагон-весов с механизмом открывания створок

шарнирно прикрепленными к его стенкам. К створкам шарнирно крепятся криволинейные шатуны-рычаги 9, связанные с кривошипами 3, закрепленными на валу 5. Вал опирается на подшипники и получает вращение от шестерни, находящейся в зацеплении с рейкой. Рейка является продолжением штока пневматического цилиндра 6 управления створками кармана. Для ограничения хода створок и поглощения ударов при их открывании с каждой стороны установлены пружинные амортизаторы 7. При открытых створках исключается возможность включения механизма передвижения вагон-весов за счет поворота кривошипа 4, закрепленного на валу 5, который через тягу 2 и кривошип 1 управляет конечным выключателем 10.

Выпускное отверстие рудного бункера 1 эстакады перекрывается барабанным затвором 6 (рис. IV.18, а), который при вращении выдает материал через боковую щель в бункер 10 вагон-весов. Привод вращения барабана расположен на вагон-весах. Ось барабана 21 закреплена на кронштейнах 20

рудного бункера. Барабан состоит из цилиндрической обечайки и торцовых дисков-ступиц. На одном из дисков имеется зубчатый венец 18. В диски запрессованы втулки, которыми барабан опирается на ось. Для отсечения материала при остановке барабана служит швеллер-отсекатель 3, прикрепленный к двум криволинейным рычагам 2, шарнирно соединенным с рудным бункером. К одному из криволинейных рычагов и к планке 19 также шарнирно крепится тяга-толкатель 17.

После остановки вагон-весов против соответствующего рудного бункера под поршень пневматического цилиндра 12, установленного на балке 11, подается воздух и качающийся редуктор 9 поворачивается вокруг оси трансмиссионного вала 8, при этом его шестерня 13 входит в зацепление с зубчатым венцом 18 барабана. Нормальное зацепление шестерен обеспечивается упором 15,

который упирается в пластину 7 кронштейна 20. Одновременно носок 14 корпуса качающегося редуктора поднимает ролик 16, тягу-толкатель 17 и швеллер-отсекатель 3.

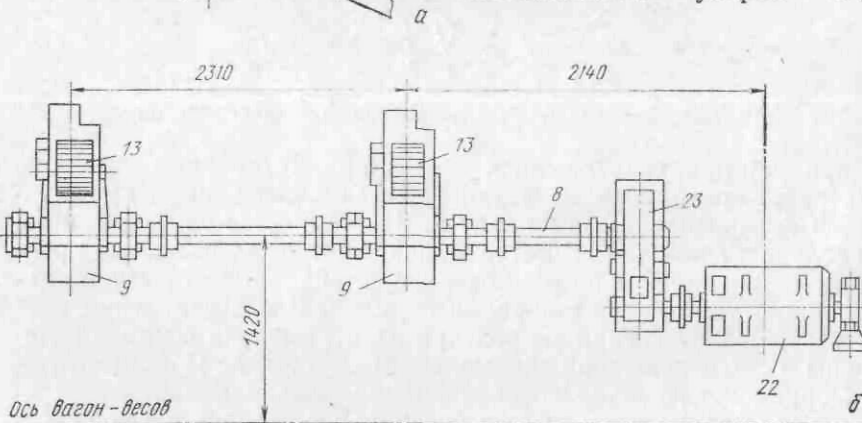


Рис. IV.18. Барабанный затвор рудного бункера (а) и механизм вращения барабана (б)

который упирается в пластину 7 кронштейна 20. Одновременно носок 14 корпуса качающегося редуктора поднимает ролик 16, тягу-толкатель 17 и швеллер-отсекатель 3.

При включении привода барабан начинает вращаться (по часовой стрелке) и увлекает за собой материал из рудного бункера

в бункер вагон-весов. После того как масса материала, загруженного в бункер, достигнет заданной величины, выключается механизм вращения и опускается качающийся редуктор.

Для очистки поверхности барабана имеется скребок 5, прижимаемый к барабану пружиной 4. Между наклонной стенкой бункера и поверхностью барабана устанавливается уплотнение, предотвращающее просыпание материала.

Привод механизма загрузки бункеров вагон-весов, т. е. вращения барабанных затворов рудного бункера, расположен на раме вагон-весов с двух сторон вдоль бункеров. На рис. IV.18, б показан один из двух механизмов вращения барабанного затвора рудного бункера. От электродвигателя 22 с колодочным тормозом через муфты и редуктор 23 вращение передается трансмиссионному валу 8. На вал насажены зубчатые шестерни, расположенные внутри корпусов качающихся редукторов 9 и передающие вращение выходным (паразитным) шестерням 13, которые могут входить в зацепление с зубчатым венцом барабана рудного бункера при поднятом редукторе.

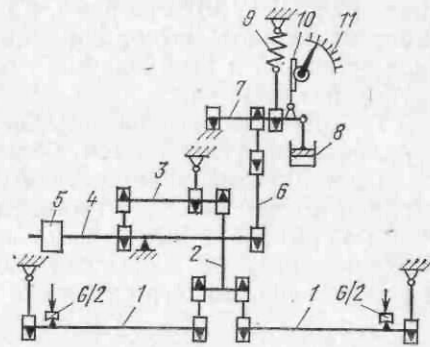


Рис. IV.19. Схема рычажного весового механизма вагон-весов

Весовой механизм вагон-весов (рис. IV.19)

состоит из рычажной системы, в которую входят грузоприемные и передаточные рычаги, подвески, циферблатная головка и регистрирующий прибор (на рисунке не показан). Рычаги передают усилие на подвески при помощи призм. Грузоприемные рычаги 1, установленные на раме вагон-весов, воспринимают вес груженых бункеров (G) и опираются через призмы на раму и на тяги 2 промежуточного рычага 3. Рычаг 3 через тягу с призмами передает усилие рычагу 4, на котором установлен груз 5, служащий для уравновешивания веса пустых бункеров и весового механизма. Рычаг 4 через тягу 6 передает усилие рычагу 7, к которому присоединены демфер 8, весовая пружина 9 и тяга 10 с рейкой, вращающая стрелку циферблата весового указателя 11. Уменьшенный пропорционально передаточному числу рычажной системы вес материала воспринимается пружиной 9. Пропорционально деформации пружины реечная передача 10 поворачивает стрелку, которая показывает массу материала в бункере. С осью стрелки соединен самопишущий прибор, регистрирующий массу материала. Вагон-весы должны обеспечивать с некоторым запасом непрерывную загрузку скипов скипового подъемника при форсированной работе доменной печи. Они набирают материалы по заданной программе, которую устанавливает мастер доменной печи.

Машинист останавливает вагон-весы под рудными бункерами в той последовательности, которая предусмотрена программой загрузки, и набирает материал в оба бункера. После этого загруженные вагон-весы подают к скиповой яме, где материал загружают в скипы скипового подъемника через течи.

Цикл работы вагон-весов уменьшают за счет сокращения числа компонентов шихты, рационального распределения материала по бункерам, сокращения продолжительности операций и т. д.

Загруженные материалом вагон-весы иногда простаивают над скиповой ямой в ожидании скипов. Для увеличения производительности системы загрузки за счет исключения таких простоев на многих доменных печах оснастили направляющие воронки (поз. 10 рис. IV.9) затворами, в которые из вагон-весов разгружаются материалы. Затвор воронки открывается при наличии скипа под воронкой и необходимости грузить (по программе) соответствующий материал.

Работа компрессора в условиях подбункерного помещения существенно усложняется большой запыленностью воздуха.

По инициативе комбината «Азовсталь» многие предприятия заменяют пневматические приводы механизмов управления створками карманов и подъема качающихся редукторов на электро-механические. Это повышает надежность работы вагон-весов за счет значительного снижения нагрузки на компрессор.

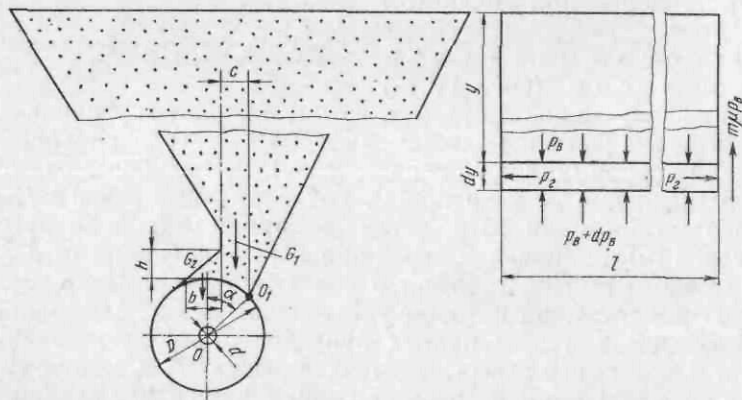


Рис. IV.20. Схема к расчету механизма вращения барабанного затвора рудного бункера

Расчет механизмов вагон-весов

Механизм вращения барабанного затвора рудного бункера. Мощность привода механизма расходуется в основном на преодоление сил трения барабана затвора о материал и в цапфах вала барабана. Для определения давления материала на барабан рассмотрим горизонтальное сечение столба материала на глубине y от поверхности (рис. IV.20), при этом дав-

ление на горизонтальную плоскость, расположенную на расстоянии y от поверхности, выразим через p_B , а давление на вертикальную плоскость, расположенную на этом же уровне, — через p_r .

На уровне $y + dy$ давление на горизонтальную плоскость составит $p_B + dp_B$. Вес материала (с объемной массой γ) в слое высотой dy и площадью поперечного сечения S равен $\gamma g S dy$. Изменение давления на высоте dy происходит под действием разности веса материала и силы трения о боковую поверхность бункера:

$$dp_B = \frac{1}{S} (S \gamma g dy - \mu p_r L dy), \quad (IV.22)$$

где $p_r = m p_B$, (IV.23)

L — периметр поперечного сечения горловины бункера;

$m = \frac{1 - \sin \Psi}{1 + \sin \Psi}$ — коэффициент подвижности материала; Ψ — угол естественного откоса материала; μ — коэффициент трения материала о стенки.

$$\text{Поскольку } L/S = 1/R, \quad (IV.24)$$

где R — гидравлический радиус сечения, то, подставляя выражения (IV.23) и (IV.24) в формулу (IV.22) и разделяя переменные, получим

$$dy = \frac{dp_B}{\gamma g - \frac{m\mu}{R} p_B}. \quad (IV.25)$$

После интегрирования

$$y = -\frac{R}{m\mu} \ln \left(\gamma g - \frac{m\mu}{R} p_B \right) + C. \quad (IV.26)$$

Определив постоянную C при начальных условиях $y = 0$; $p_B = 0$

как $C = \frac{R}{m\mu} \ln \gamma g$ и подставив в формулу (IV.26), получим

$$-\frac{m\mu}{R} y = \ln \left(1 - \frac{m\mu}{R \gamma g} p_B \right). \quad (IV.27)$$

Потенцируя уравнение (IV.27) и преобразуя, получим формулу Янсена

$$p_B = \frac{R \gamma g}{m\mu} \left(1 - e^{-\frac{m\mu}{R} y} \right). \quad (IV.28)$$

Исследования показали, что по формуле (IV.28) получают несколько завышенные значения давлений. Значение $e^{-\frac{m\mu}{R} y}$ для полных бункеров составляет 0,015—0,02, поэтому в практических расчетах формулу (IV.28) можно использовать в следующем виде:

$$p_B = \frac{R \gamma g}{m\mu} k_c, \quad (IV.29)$$

где k_c — коэффициент ($k_c < 1$).

Угол α (см. рис. IV.20) следует принимать меньше угла трения материала о барабан, так как при большем его значении в точке O_1 образуется зона застоя материала.

Усилие на барабан от действия веса материала составит

$$G = G_1 + G_2 = Sp_v + \frac{1}{2}bhlyg, \quad (IV.30)$$

где G_1 — вес вертикального столба материала; $S = lc$ — площадь поперечного сечения вертикального столба материала, опирающегося на барабан; l — длина щели бункера; c — ширина прямоугольного сечения материала; G_2 — вес треугольной призмы материала, лежащей на барабане; b и h — ширина и высота призмы материала.

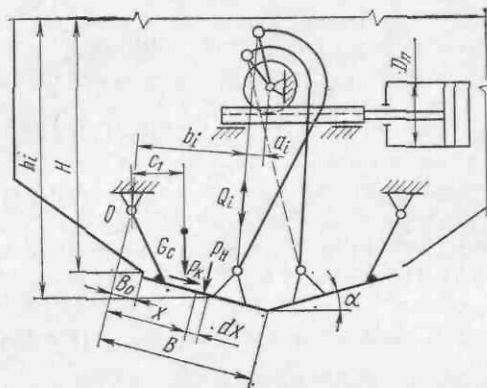


Рис. IV.21. Схема к расчету механизма открывания створок бункера вагон-весов

Сила трения материала о боковую поверхность барабана

$$F_T = G\mu, \quad (IV.31)$$

где μ — коэффициент трения шихты о барабан.

Крутящий момент относительно оси барабана

$$M = F_T \frac{D}{2} + (G + G_0) \frac{f_1 d}{2}, \quad (IV.32)$$

где D — диаметр барабана по поверхности трения; G_0 — вес барабана; f_1 — коэффициент трения в подшипниках барабана; d — диаметр цапфы барабана.

Угловую скорость барабана ω_0 определяют из заданной производительности

$$\Pi = 30\omega_0 Dhlyk_p, \quad (IV.33)$$

где k_p — коэффициент разрыхления материала ($k_p = 0,8$).

Мощность двигателя механизма вращения барабана с учетом возможности одновременной загрузки материала через два барабанных затвора составит

$$P_{дв} = 2 \frac{M\omega_0}{\eta}, \quad (IV.34)$$

где η — к. п. д. механизма.

Далее двигатель рассчитывают как для повторно-кратковременного режима работы.

Механизм открывания створок бункера. В начале открывания затвора пневматический цилиндр должен создать момент, превышающий момент от веса створок и материала (рис. IV.21). После перевода кривошипов через мертвое положение створки раскрываются под действием момента от собственного веса створок и материала.

Расчет усилий при открывании створок выполняют аналогично расчету механизма открывания створок бункера рудного перегрузочного вагона.

Определив суммарный момент M относительно оси вращения створки по формулам (IV.6), (IV.9) и (IV.10), находят усилие в тяге, соединяющей шарниры:

$$Q_i = M/b_i, \quad (IV.35)$$

где b_i — плечо приложения усилия Q_i (направлено по прямой, соединяющей шарниры) относительно оси вращения створки.

Момент на оси кривошипа (от одной створки)

$$M_{кр. i} = Q_i a_i, \quad (IV.36)$$

где a_i — плечо приложения силы Q_i относительно оси вращения кривошипа.

Диаметр поршня пневматического цилиндра определяют по максимальному моменту M_{max} , который может возникнуть при открывании груженого или закрытии (в различных положениях створок) порожнего бункера вагон-весов.

Максимальный момент на валу кривошипа одного бункера (двух створок)

$$M_{кр. max} = 2M_{max} \frac{1}{\eta}, \quad (IV.37)$$

где η — к. п. д. механизма.

Усилие на штоке-рейке

$$F = \frac{2M_{кр. max}}{d_{\omega 1}}, \quad (IV.38)$$

где $d_{\omega 1}$ — начальный диаметр окружности шестерни, сцепляющейся со штоком-рейкой.

Диаметр поршня пневматического цилиндра механизма открывания створок бункера вагон-весов определяют по усилию F и давлению воздуха в цилиндре p .

5. МЕХАНИЗМЫ КОНВЕЙЕРНОЙ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К СКИПОВОМУ ПОДЪЕМНИКУ

Автоматизированную конвейерную систему шихтоподачи от бункеров эстакады к скипам скипового подъемника применяют в СССР на доменных печах большого объема (2000 м³ и более). Эта система подачи материалов имеет большую по сравнению

с вагон-весами производительность и позволяет осуществить полную автоматизацию системы загрузки и отсеивать мелкие фракции железосодержащей части шихты перед загрузкой ее в скипы скипового подъемника.

Конвейеры для загрузки бункеров

В современных доменных цехах, построенных в последние годы, подача шихтовых материалов фабрики окискования, а также коксохимического завода в бункера эстакады осуществляется конвейерами. Для этого температура железосодержащей части шихты (агломерата, окатышей) должна быть не выше 100 °С, так как при более высокой температуре резиновые ленты быстро

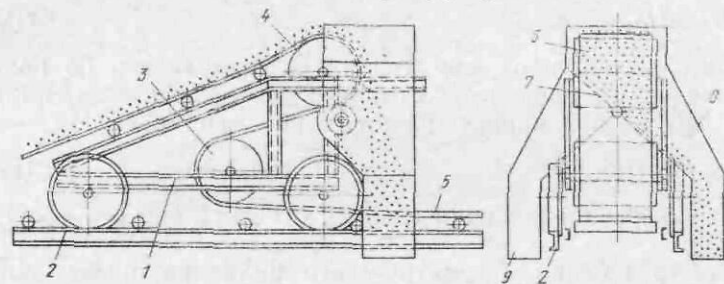


Рис. IV.22. Сбрасывающая тележка конвейера

выходят из строя. При недостаточном охлаждении агломерата (например, на аглофабрике Череповецкого металлургического комбината) на участке от аглофабрики до бункерной эстакады конвейеры с прорезиненными лентами заменены на пластинчатые конвейеры.

Конвейер состоит из ленты, неприводного барабана с грузовым натяжным устройством, отклоняющих барабанов, привода и сбрасывающих тележек. Ширина ленты конвейера 1000—1600 мм, скорость движения 1—2 м/с. Во избежание быстрого выхода из строя стыки ленты вулканизируют.

Разгрузка конвейеров и загрузка бункеров осуществляются при помощи сбрасывающих тележек или передвижных реверсивных конвейеров.

Сбрасывающая тележка (рис. IV.22) состоит из рамы 1 с механизмом передвижения (на рисунке не показан), которая может перемещаться по рельсам 2. На раме установлены барабаны 3 и 4, огибая которые лента 5 разгружает материал в приемную воронку 6 с поворотным шибером 7 и двумя желобами (течками) 8 и 9. При загрузке бункеров тележку устанавливают неподвижной. Если конвейер разгружается при помощи двухбарабанной тележки, то увеличивается сопротивление перемещению ленты, которое состоит из сопротивления подъему груза и сопротивления на двух дополнительно огибаемых барабанах. Это необходимо учитывать при расчете мощности привода конвейера.

На некоторых металлургических предприятиях бункера загружают с помощью реверсивных конвейеров. Реверсивные конвейеры используют также для передачи материала на транспортные конвейеры, обеспечивающие загрузку бункеров следующей печи.

Грохот-питатель

Грохот-питатель состоит из короба 1 (рис. IV.23), представляющего собой сварную раму с дном в виде наклонной колосниковой решетки, который жестко соединен болтами с электромагнитным приводом 2. Через резино-металлические амортизаторы 3 короб

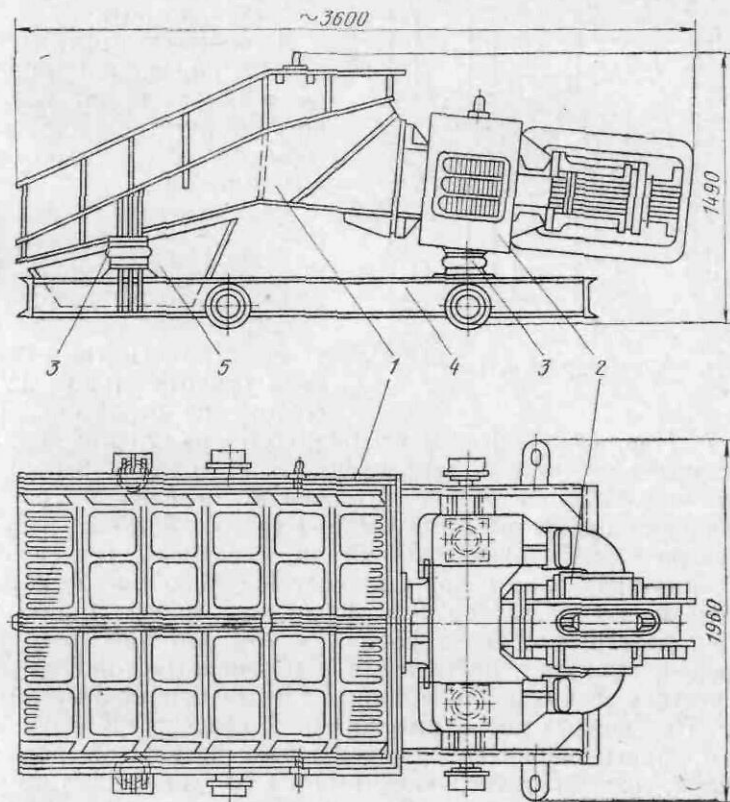


Рис. IV.23. Грохот-питатель рудного бункера

и привод опираются на тележку 4, которая позволяет выкатывать грохот из-под рудного бункера при ремонтах. На тележке укреплена направляющая воронка 5 для мелочи агломерата.

Производительность грохота типа 182АГр составляет 100 м³/ч, угол наклона колосников к горизонту 20 град, амплитуда колебаний короба 0,9 мм.

Для нормальной работы грохота необходимо, чтобы усилие от привода, сообщающего колебания, проходило через центр тяжести короба.

Электровибрационные грохоты-питатели по принципу действия относятся к двухмассным резонансным колебательным системам, массы которых упруго связаны между собой. Активной массой являются рабочий орган (лоток), балка-обойма, скоба и якоря электромагнита, а реактивной — корпус, траверсы и сердечник электромагнита с катушками. При работе грохота материал из бункера или воронки подается на лоток и за счет направленных колебаний, создаваемых вибратором, равномерно перемещается по лотку.

Грохоты этого типа просты по конструкции, надежны и обеспечивают возможность автоматической работы совместно с другими механизмами.

Недостатком такого грохота является сравнительно низкая эффективность грохочения из-за забивания колосников.

Рис. IV.24. Схема электромагнитного привода грохота

Электромагнитный привод грохота (рис. IV.24) состоит из сердечника (статора) 7 Н-образной формы, набранного из листовой электротехнической стали и закрепленного в корпусе 8 привода. Корпус представляет собой пустотелую отливку с гнездами для закладки пакета рессор 9. Якоря (ротор) 3 также набраны из пластин электротехнической стали, соединены траверсой 4, выполненной как одно целое с кронштейном-обоймой 2, которая крепится к пакету рессор 9 и фланцем к коробу 1 питателя. Принцип действия привода состоит в том, что при совместном возбуждении катушек постоянным и переменным током (цепи 5 и 6) в статоре возникают постоянные *a* и переменные *b* магнитные потоки. Переменные магнитные потоки *b*, воздействуя с постоянными *a*, противоположно направленными в каждой половине вибратора, создают пульсирующий поток со сдвигом фаз на угол 180 град. Результирующая сил притяжения вызывает колебательные движения статора и якорей с частотой, равной частоте переменного тока.

Пластинчатый конвейер

Пластинчатый конвейер для подачи горячих ($>100^\circ\text{C}$) материалов к скипу состоит из следующих основных узлов: ленты, привода и натяжной станции.

Лента конвейера представляет собой две параллельные ветви пластинчатых цепей с закрепленными между ними пластинами. Одни пластины *1a* и *1б* звеньев цепи (рис. IV.25) соединены шарнирно валиками 2 и втулками 3, а другие через одно звено — осями 4, общими для обеих ветвей цепи. Пластины ленты 5 крепят к внутренним пластинам звеньев цепи болтами или заклепками. При движении ленты пластины цепи опираются на консольные ролики 8, расположенные на раме конвейера в два ряда

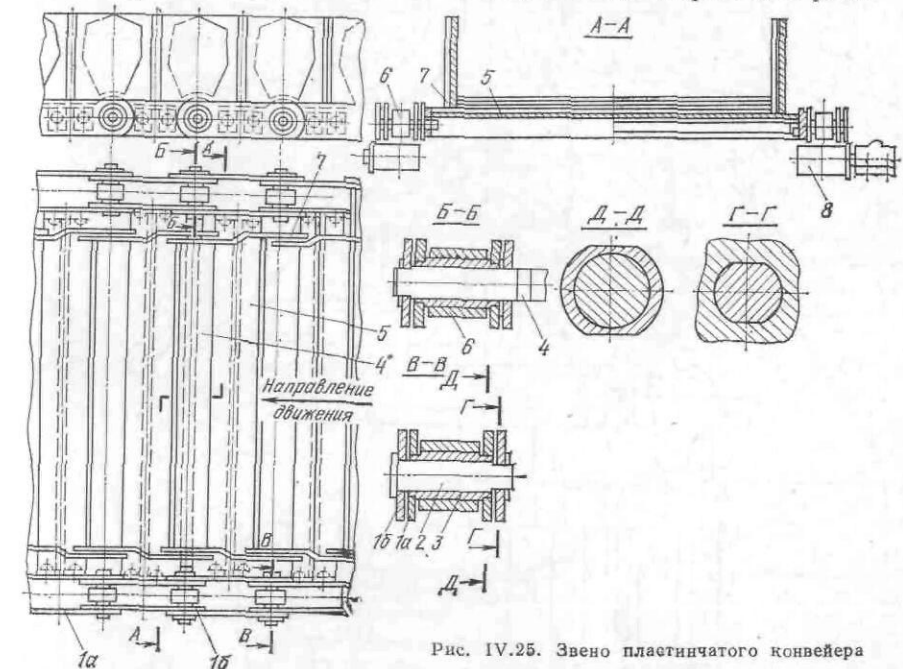


Рис. IV.25. Звено пластинчатого конвейера

на рабочей и холостой ветвях. Зубья приводной и холостой звездочек входят в зацепление с роликами 6 звеньев цепи. К звеньям цепей крепят пластины 7, образующие борта конвейера. Для уменьшения износа соприкасающиеся поверхности втулок, валиков, роликов и осей упрочняют. Производительность конвейера при номинальной скорости 0,575 м/с составляет 720 м³/ч. Для точного набора заданной массы материала скорость конвейера в конце загрузки переводится на ползучую — 0,192 м/с.

Привод конвейера расположен в головной части и состоит из электродвигателя, двухступенчатого редуктора, промежуточной шестеренной передачи и вала с приводными звездочками.

Перекидные лотки и шиберы

Перекидные лотки (желоба) служат для направления сыпавшегося с конвейера материала поочередно в весовые воронки левого и правого скипов. На металлургических

заводах эксплуатируют несколько конструкций перекидных лотков.

Передвижной перекидной лоток представлен на рис. IV.26. С конвейера 6 или 7 материал поступает в на-

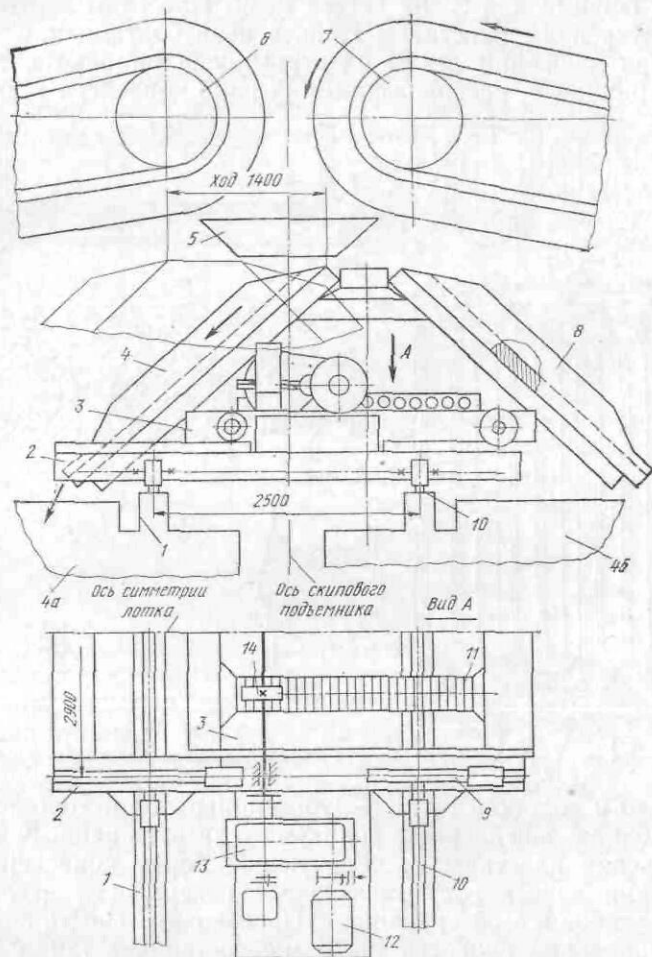


Рис. IV.26. Передвижной перекидной лоток

правляющую воронку 5 и далее по левому 4 (или правому 8) лотку направляется в левую 4а или правую 4б весовую воронку (на рисунке показано крайнее правое положение передвигного лотка). После наполнения левой весовой воронки лоток передвигают влево на 1400 мм и материал направляют в правую весовую воронку.

Для перемещения оба лотка смонтированы на раме 3 верхней тележки (колея 2900 мм). Вращение от электродвигателя 12,

расположенного на раме 2 нижней тележки, через редуктор 13 передается валу с цепочными колесами 14. Колеса связаны с цепочными рейками 11, жестко закрепленными на верхней тележке 3, которая перемещается вместе с лотками 4 и 8 по рельсам 9 нижней тележки. Нижняя тележка 2 служит для выкатки лотка из-под конвейеров при ремонтах. Индивидуального привода нижняя тележка не имеет, и ее перемещают при помощи лебедок по рельсам 10, уложенным на основании 1. Поверхности лотков 4 и 8,

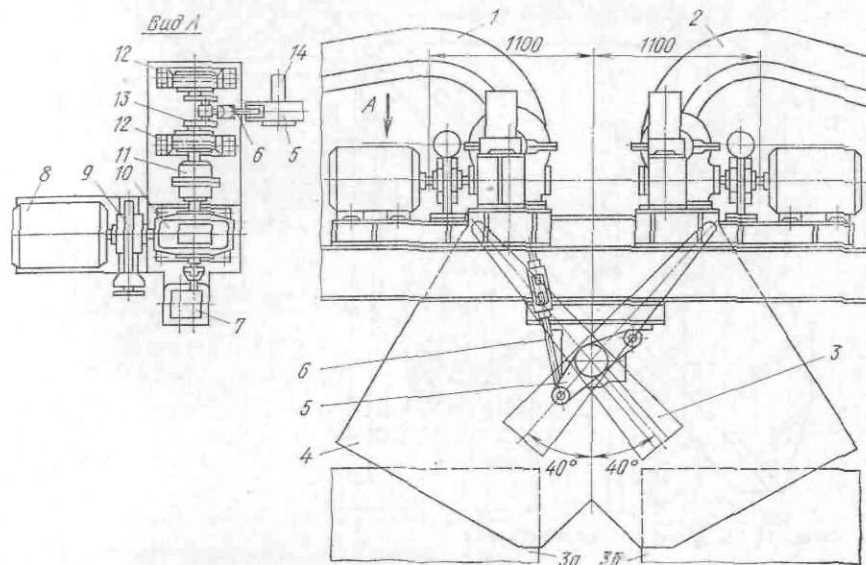


Рис. IV.27. Поворотный перекидной лоток

по которым перемещается материал, защищают от износа плитами из стали Г13Л или ячеистой футеровкой.

Перекидной лоток показан на рис. IV.27. Материал с конвейеров 1 или 2 попадает на поворотный лоток 3, находящийся внутри кожуха 4, и далее направляется в левую 3а или правую 3б весовую воронку. Вал 14 лотка через кривошип 5, тягу 6, коленчатый вал 13, опирающийся на подшипники 12, муфту 11, редуктор 10, муфту 9 с тормозом вращается двигателем 8 и управляется командоаппаратом 7. Имеется резервный привод, что обеспечивает надежную эксплуатацию лотка.

Воронка-весы

Воронка-весы (рис. IV.28) предназначена для набора, взвешивания и выдачи материала в скип скипового подъемника. Корпус воронки 6 выполнен сварным из листовой стали, внутри футеро-

ван. Стойки воронки 9 опираются на весовой механизм рычажного или тензометрического типа (на схеме не показан).

Горловина воронки перекрыта затвором 2, препятствующим движению материала из воронки по течке 1. Щековины затвора 3 шарнирами 5 связаны с корпусом воронки 6, а шарнирами 4 — с тягами 8 привода. В открытом положении при повороте щековины 3 на угол α затвор выходит из струи ссыпавшегося материала. Днище воронки имеет футеровку 7.

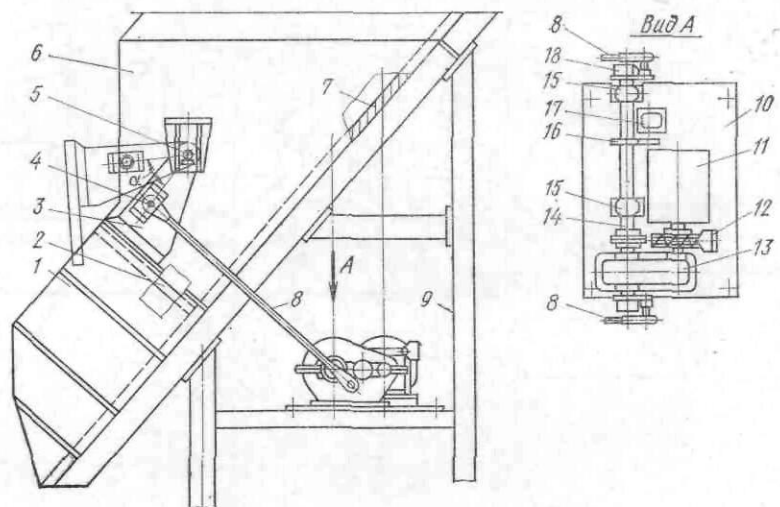


Рис. IV.28. Воронка-весы с затвором

Привод воронки установлен на плите 10 и состоит из электродвигателя 11, соединительной муфты с тормозом 12, редуктора 13, вала 14, смонтированного на подшипниках 15 и соединенного с редуктором муфтой. На конце вала 14 и на другом конце выходного вала редуктора установлены кривошипы 18, связанные тягами 8 со щековинами 3. Командоаппарат 17 соединен с валом через зубчатую передачу 16. Весовые воронки предназначены для работы с горячим агломератом (600 °С) при числе открываний затвора до 60 раз в час. Время открывания затвора 2,2 с.

6. ПОДЪЕМНИК МЕЛОЧИ АГЛОМЕРАТА

Подъемник мелочи агломерата показан на рис. IV.29.

От барабана лебедки 1 два каната 3 огибают направляющие 2 и головные 4 блоки и крепятся на упряжи 5а скипов 5. Мелочь агломерата из нижнего бункера 10 через затворы 11 поступает в один из скипов 5. Скипы, передвигаясь вверх по рельсам 7 моста подъемника, подают материал в верхний бункер мелочи агломерата 6, а далее через затворы 8 периодически загружают

в железнодорожные вагоны 9 и отправляют для повторного спекания на аглофабрику. Аналогичное устройство имеет подъемник коксовой мелочи.

Емкость скипа равна 2 м³, скорость каната 45 м/мин, тяговое усилие лебедки 50 кН.

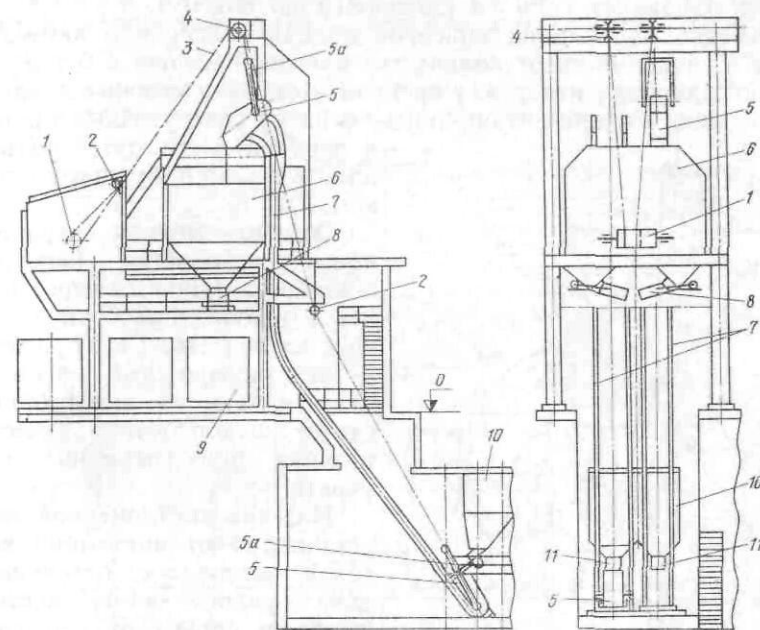


Рис. IV.29. Схема подъемника мелочи агломерата

7. СИСТЕМА РАССЕВА И ПОДАЧИ КОКСА В СКИП

Основное требование к системе подачи кокса — минимальное его дробление.

На рис. IV.30 представлена схема системы отсева по фракциям и загрузки кокса в скип скипового подъемника доменной печи. В коксовый бункер 1 кокс загружается коксовым перегрузочным ватном или конвейером. Горловина бункера снабжена шибберным затвором 2, который может отсекал подачу кокса на грохот-питатель 3 при ремонтах и замене грохота.

С грохота 3 крупная фракция кокса КФ (>25—40 мм) попадает в коксовую весовую воронку 4, имеющую затвор 4а. После набора заданной массы (объема) кокса в весовую воронку привод грохота автоматически останавливается. В соответствии с программой загрузки доменной печи по команде с пульта автоматической системы загрузки открывается затвор 4а, и кокс под действием собственного веса высыпается в скип скипового подъемника 5.

Мелкая фракция кокса МФ (<25—40 мм) просыпается из грохота 3 в бункер коксовой мелочи 6, закрытый внизу затвором 6а. При опускании в крайнее нижнее положение скипа 7а подъемника коксовой мелочи 7, приводимого в движение лебедкой 7б, затвор 6а бункера автоматически открывается, и коксовая мелочь заполняет скип 7а (дозировка по объему).

Лебедка подъемника коксовой мелочи включается автоматически в зависимости от количества коксовой мелочи в бункере 6 или по заданному интервалу времени. Коксовая мелочь высыпается из скипа 7а при его опрокидывании на разгрузочных кривых в верхней части путей подъемника в верхний бункер 8 с лотком 9.

Обычно мелкая фракция кокса высыпается непосредственно из скипа 7а через бункер 8 в бункер 10, откуда через затвор 10а выгружается в железнодорожный вагон 11 для отправки на аглофабрику, где ее используют в качестве топлива при спекании агломерата.

На каждой доменной печи устанавливают подъемник коксовой мелочи с отдельными для каждого скипа мостами (слева и справа от оси главного скипового подъемника), каждый из которых имеет по одному скипу 7а и 7'а с общим приводом (одной электрической лебедкой 7б). При подъеме груженого скипа 7'а по одному мосту одновременно порожний скип 7а опускают по другому мосту.

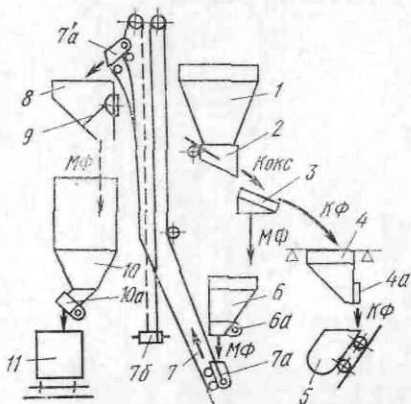


Рис. IV.30. Схема подачи кокса в скип и уборки коксовой мелочи

Бункера для кокса

У каждой доменной печи обычно устанавливают два коксовых бункера (для запаса кокса на 6—12 ч работы печи) для загрузки кокса в левый и правый скипы скипового подъемника.

На рис. IV.31 показан продольный разрез скиповой ямы в районе коксовых бункеров доменной печи объемом 2700 м³. Каждый коксовый бункер 3 в нижней части имеет затвор 4, служащий для перекрытия горловины при ремонтах и заменах грохота 5 и регулировки величины слоя кокса, подаваемого на грохот. Крупная фракция кокса попадает в весовую воронку 8 и затем при открывании затвора высыпается в скип 10 скипового подъемника. Мелкая фракция кокса собирается в бункере коксовой мелочи 6 и через затвор выдается в скип подъемника коксовой

мелочи 7 (подъемник на рисунке не показан). Железородная часть шихты подается двумя пластинчатыми конвейерами 1 через распределители 2 в весовые воронки 9, оснащенные взвешивающими устройствами и затворами, и затем в скипы 10.

Затвор коксового бункера (рис. IV.32) состоит из сварного корпуса 1, футерованного внутри защитными

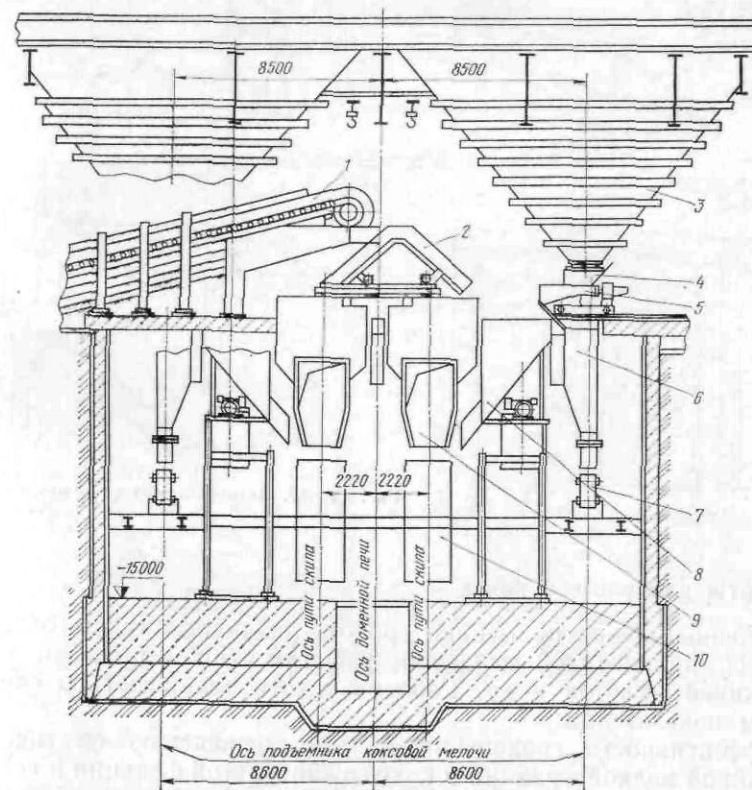


Рис. IV.31. Разрез скиповой ямы по бункерам для кокса печи объемом 2700 м³

плитками 13, который крепят болтами к горловине бункера 2. В наклонных направляющих, прикрепленных к корпусу, установлена листовая задвижка 9 с прикрепленными на ней двумя рейками 10, которые находятся в зацеплении с двумя шестернями 11 вала 12.

На консоли вала установлен редуктор 6 с приводом от штурвала 3. Положение задвижки фиксируется храповиком 4 и храповым колесом 5. Редуктор от поворота зафиксирован выступом 7 на корпусе и вилкой 8 на затворе. Иногда на затворах

горловины коксового бункера устанавливают завесу из шарнирно подвешенных стержней, которыми регулируют слой кокса, поступающего на грохот.

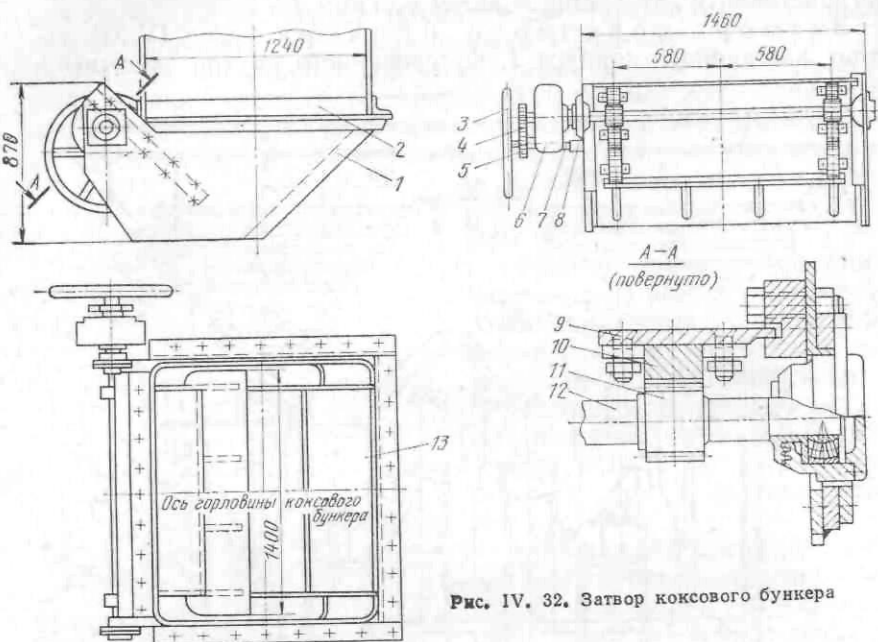


Рис. IV. 32. Затвор коксового бункера

Грохоты для отсева кокса

В доменных цехах применяют грохота различных типов, отличающиеся кинематикой движения решетки, типом привода, конструкцией решеток и др. Работу грохота оценивают по следующим показателям:

эффективности грохочения k_a , т. е. отношению фактически отсеянной мелкой фракции b к содержанию этой фракции в исходном материале c

$$k_a = \frac{b}{c} 100 \%;$$

удельной нагрузке на грохот

$$k_n = \Pi/S,$$

где Π — производительность грохота (при заданной эффективности грохочения); S — рабочая площадь грохота.

Электровибрационный грохот

Электровибрационный грохот, представленный на рис. IV.33, состоит из сварного корпуса 2 с приемным листом и колосниковой решеткой, образованной чередующимися по ширине стационар-

ными (жесткими) 3 и вибрирующими (резонирующими) 4 колосниками. Ширина щелей колосниковой решетки увеличивается к разгрузочной части. Сечение колосников имеет вид равнобокой трапеции с большим основанием вверх. Стационарные колос-

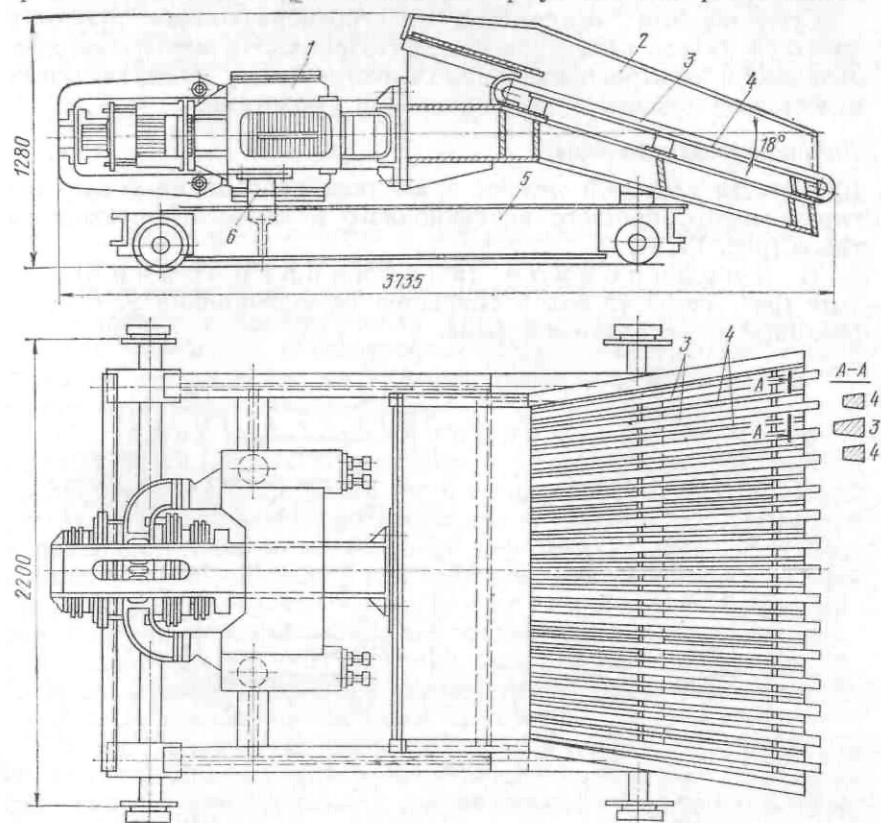


Рис. IV.33. Электровибрационный грохот

ники соединены с коробом электросваркой в трех местах, а вибрирующие только по концам. Грохот имеет электровибрационный привод 1.

Жесткость вибрирующих колосников принята такой, что частота собственных колебаний колосников близка к частоте вынужденных колебаний, сообщаемых приводом (околорезонансный режим). В связи с этим происходит перемещение вибрирующих колосников относительно стационарных, в результате чего уменьшается возможность заклинивания материала в решетке и повышается производительность. Частота колебаний корпуса, сообщаемая приводом, равна 3000 в минуту при амплитуде 1,6—1,8 мм.

Система движущихся масс грохота изолирована от несущей конструкции (тележки) 5 резинометаллическими амортизато-

рами 6 и находится под влиянием только внутренних сил взаимодействия, поэтому динамические нагрузки на фундамент не передаются. На доменных печах большого объема применяют два параллельно работающих грохота.

Существенным недостатком электровибрационных грохотов является низкая эффективность грохочения. На многих заводах валковые и электровибрационные грохоты в силу вышеуказанных недостатков заменены вибрационными грохотами.

Вибрационные грохоты

Для отсева коксовой мелочи применяют вибрационные грохоты гирационного, простого вибрационного и самоцентрирующегося типов (рис. IV.34).

В гирационном (полувибрационном) грохоте (рис. IV.34, а) вал 5 опирается на подшипники 9, смонтированные в неподвижной раме.

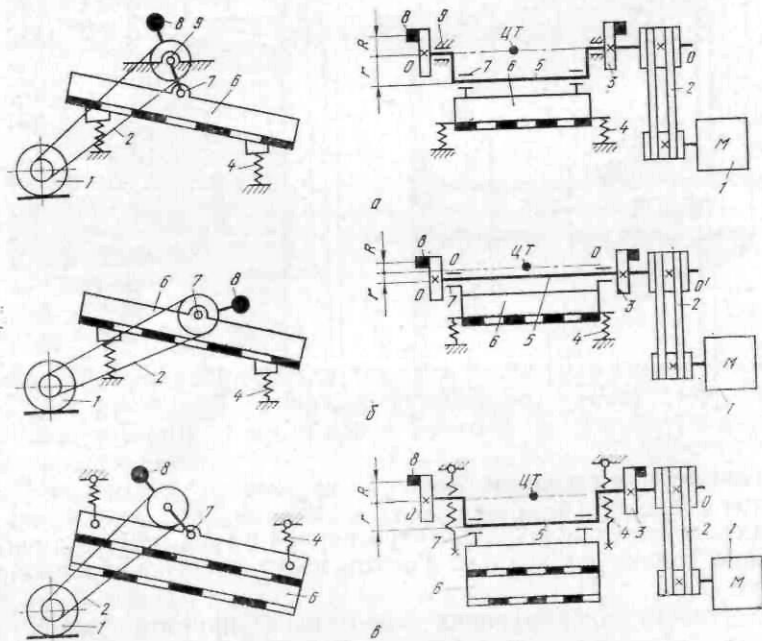


Рис. IV.34. Кинематические схемы вибрационных грохотов: а — гирационный; б — простой вибрационный; в — самоцентрирующийся

На валу закреплен шкив клиноременной передачи 2 привода 1. В средней части вал с эксцентриситетом r при помощи подшипников 7 присоединен к коробу 6 с ситом. При вращении вала подшипники 7 и короб 6 с ситом описывают круговые траектории по радиусу r вокруг оси 0—0. Короб посредством пружин 4 или других амортизаторов подвешивают к бункеру или раме. Для

уравновешивания центробежных сил от массы короба с материалом, возникающих при вращении вала, и разгрузки подшипников 9 от этих сил на вал жестко насажены шкивы 3 с противовесами 8. Центр тяжести противовеса смещен в сторону, противоположную эксцентриситету r на величину R . Вес противовеса $G_{\text{п}}$ определяют из условия равенства центробежных сил:

$$\frac{G_{\text{п}}}{g} R \omega^2 = \frac{G_{\text{к}}}{g} r \omega^2 \text{ или } G_{\text{п}} R = G_{\text{к}} r,$$

тогда

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к}} \frac{r}{R}, \quad (\text{IV.39})$$

где $G_{\text{к}}$ — вес короба с ситом и материалом; g — ускорение свободного падения; ω — угловая скорость вала.

Общий центр тяжести системы находится на оси 0—0.

Достоинством грохотов этого типа является постоянство амплитуды колебаний; к недостаткам следует отнести возможность передачи динамических нагрузок на подшипники 9 в случае неравномерности системы.

В простом вибрационном грохоте (рис. IV.34, б) короб 6 подвешивают к неподвижной раме (металлоконструкции) при помощи тяг с амортизаторами 4. На валу 5 установлены шкивы 3 с противовесами 8, подшипники 7 короба 6 и приводной шкив клиноременной передачи 2 привода 1. При вращении ось 0'—0' вала 5 под действием центробежных сил описывает круговую траекторию радиусом r вокруг оси 0—0, на которой расположен общий центр тяжести системы. Амплитуда колебаний r может регулироваться весом и расположением противовеса.

Недостатком конструкции грохота является то, что амплитуда колебаний зависит от загрузки грохота.

Самоцентрирующийся грохот (рис. IV.34, в) не имеет неподвижно закрепленных подшипников. Вал 5 с эксцентриситетом r несет диски 3 с противовесами 8 и приводной шкив клиноременной передачи 2 привода 1. На эксцентриковой части вала установлены подшипники 7 короба 6, который подвешен при помощи подвесок 4 к неподвижной опоре. При вращении вала его ось 0—0 остается неподвижной в пространстве — центробежные силы грохота с материалом и противовесов уравновешены; при этом короб должен описывать круговые траектории вокруг оси 0—0, на которой расположен общий центр тяжести системы. При нарушении этого условия ось вала начинает описывать круговые траектории.

По конструкции самоцентрирующиеся вибрационные грохоты различаются на одно- и двухситовые.

На Челябинском металлургическом комбинате эксплуатируют односитовые грохоты, обеспечивающие хорошее качество отсева кокса.

На ММК и других металлургических предприятиях эксплуатируются двухситовые грохоты (рис. IV.35). Вал вибратора

приводится во вращение электродвигателем 1 мощностью 9,5 кВт с частотой вращения 950 об/мин через клиноременную передачу 2 и шкив 3, жестко закрепленный на этом валу. Короб 6 грохота подвешен к горловине коксового бункера 4 на канатах с амортизаторами 10 и стяжными гайками 9, которые используют для регулирования угла наклона грохота. Для обеспечения равномерной подачи кокса на грохот к бункеру 4 шарнирно подве-

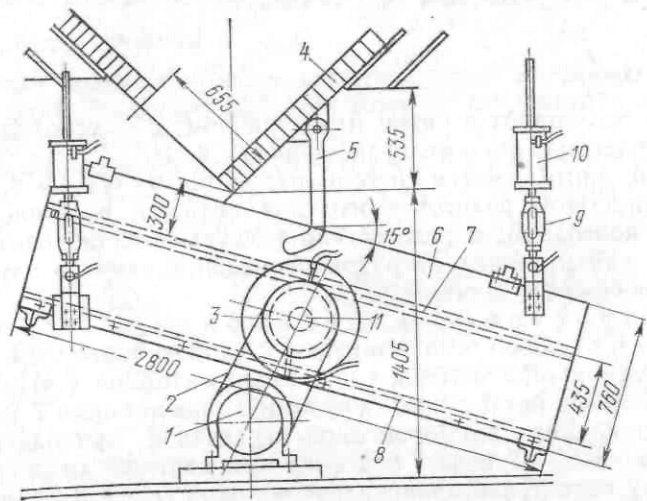


Рис. IV.35. Двухситовый самоцентрирующийся вибрационный грохот

шены пальцы 5. С целью улучшения качества отсева кокса на грохоте установлены два сита — верхнее 7 с отверстиями диаметром 70 мм и нижнее 8 с отверстиями 25—40 мм.

Для надежной работы грохота уплотнение подшипников выполняют герметичным. Срок службы штампованных верхних сит составляет до 1,5, а нижних — до 3 мес. На смену сита затрачивается около 2 ч. Достоинством таких грохотов является постоянство отсеваемой фракции кокса.

Расчет вибрационного грохота

Определение угловой скорости вала вибратора

Рассмотрим силы, действующие на кусок материала, лежащий на сите грохота (рис. IV.36, I квадрант). Для обеспечения отсева (подбрасывания материала над ситом) нормальная составляющая $P \sin \varphi$ центробежной силы $P = m_0 \omega^2 r$ должна быть больше составляющей веса $G \cos \alpha$ частицы материала, т. е.

$$m_0 \omega^2 r \sin \varphi > G \cos \alpha, \quad (IV.40)$$

где m_0 — масса частицы ($m = G/g$); ω — угловая скорость вала вибратора; r — эксцентриситет вала вибратора; φ — угол между направлением центробежной силы и плоскостью сита в рассматриваемом положении; α — угол наклона сита к горизонту; g — ускорение силы тяжести.

Минимальная угловая скорость вала вибратора, при которой наблюдается подбрасывание материала над ситом $\omega_{\text{п}}$, определяется из (IV.40) при $\varphi = 90$ град и составляет

$$\omega_{\text{п}} = \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r} g}. \quad (IV.41)$$

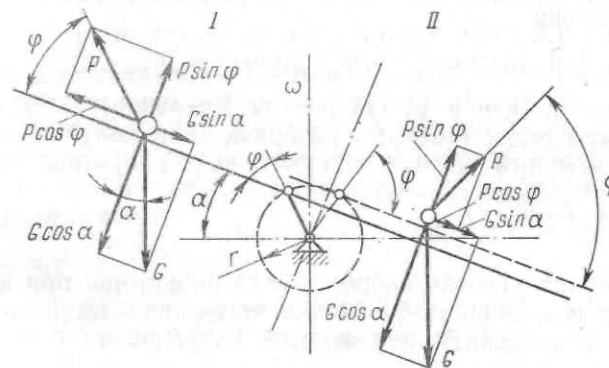


Рис. IV.36. Схема к расчету вибрационного грохота

При угловой скорости вала вибратора $\omega > \omega_{\text{п}}$ подбрасывание материала над ситом начинается при угле $\varphi_1 < 90$ град, тогда из формулы (IV.40) получим зависимость

$$\sin \varphi_1 = g \cos \alpha / (\omega^2 r).$$

При этом начальная скорость подбрасывания материала v_0 (нормальная к поверхности сита грохота)

$$v_0 = v_1 \cos \varphi_1 = \omega r \cos \varphi_1,$$

а время полета частицы материала со скоростью v_0 под углом $(90^\circ - \alpha)$ к горизонту составляет

$$t_0 = (2v_0 \cos \alpha) / g.$$

Время, за которое вал вибратора совершит один оборот $t_{\text{об}} = 2\pi / \omega$, нецелесообразно принимать меньше величины t_0 , так как увеличение скорости приводит к излишнему расходу энергии. Приравняв величины $t_{\text{об}} = t_0$, после преобразований получим критическую, т. е. наибольшую угловую скорость вала вибратора:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{\pi g}{r \cos \alpha}}. \quad (IV.42)$$

Минимальное значение угловой скорости вибратора, при котором возможно движение материала вниз по сити, определится из условия (см. рис. IV.36, II квадрант)

$$P \cos \varphi > \mu (G \cos \alpha - P \sin \varphi) - G \sin \alpha, \quad (IV.43)$$

где μ — коэффициент трения кокса по сити.

Из формулы (IV.43) после преобразований получим

$$\omega_{\min} > \sqrt{\frac{G(\mu \cos \alpha - \sin \alpha)}{mr(\cos \varphi + \mu \sin \varphi)}}. \quad (IV.44)$$

Максимальное значение знаменателя формулы (IV.44) определим из условия

$$\frac{d}{d\varphi}(\cos \varphi + \mu \sin \varphi) = -\sin \varphi + \mu \cos \varphi = 0,$$

откуда $\operatorname{tg} \varphi = \mu$ и $\varphi = \rho$, где ρ — угол трения.

Тогда после подстановок и преобразований получим выражение для наименьшей угловой скорости вала вибратора

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{\sin(\rho - \alpha)}{r}} g. \quad (IV.45)$$

Максимальная угловая скорость вала вибратора, при которой исключается возможность движения материала вверх по сити (рис. IV.36, I квадрант), определится из условия

$$P \cos \varphi < \mu (G \cos \alpha - P \sin \varphi) + G \sin \alpha, \quad (IV.46)$$

$$\text{откуда } \omega_{\max} = \sqrt{\frac{\sin(\rho + \alpha)}{r}} g. \quad (IV.47)$$

Заметим, что величина $\omega_{\max} < \omega_{\text{кр}}$, так как всегда

$$\sin(\rho + \alpha) < 1/\cos \alpha.$$

Равенство величин ω_{\min} и $\omega_{\text{кр}}$ может быть только при условии $\sin(\rho - \alpha) = \cos \alpha$. Но при угле $\rho = 90^\circ$ град значение $\mu = \infty$, что нереально, поэтому величина $\omega_{\text{кр}} < \omega_{\min}$.

Сравнивая значения ω_{\max} и $\omega_{\text{кр}}$, видим, что они могут быть равны при условиях $\sin(\rho + \alpha) = \cos \alpha$ или при $\rho + 2\alpha = 90^\circ$, так как все углы — острые. Но значение $\alpha < \rho$, так как материал не должен перемещаться по неподвижному сити грохота.

Если выражение $\rho + 2\alpha > 90$ град, то $\sin(\rho + \alpha) > \cos \alpha$ и $\omega_{\max} > \omega_{\text{кр}}$, т. е. возможна работа грохота с подбрасыванием материала над ситом без перемещения частиц материала вверх. Если выражение $\rho + 2\alpha < 90$ град, то величина $\omega_{\max} < \omega_{\text{кр}}$, и движение материала вверх начинается при меньшей угловой скорости, чем необходимо для подбрасывания материала.

Угловую скорость вибратора $\omega_{\text{р}}$ следует выбирать на основе расчета между значениями ω_{\max} и ω_{\min} по формуле

$$\omega_{\text{р}} = 40 \sqrt{[\sin(\rho - \alpha)]/r}. \quad (IV.48)$$

Определение производительности грохота

Часовую производительность грохота (т/ч) определяют по формуле

$$\Pi = 3,6bh\gamma v, \quad (IV.49)$$

где b — ширина грохота, м; h — высота слоя кокса, м; γ — объемная масса материала, кг/м³; v — скорость движения материала по сити грохота, м/с. Величина v зависит от многих факторов, не поддающихся аналитическому расчету: от требуемого качества грохочения, угла наклона сита грохота, свойств материала и других факторов. Поэтому при проектировании грохотов используют данные эксплуатации аналогичных конструкций.

Расчет мощности привода грохота

Так как центр тяжести системы грохот — материал движется по круговой траектории с постоянной скоростью, а вес этой системы уравновешен противовесами на маховиках, то работа расходуется только на преодоление сил трения в шейках эксцентрик и опорных подшипников вала. Сила трения в шейках эксцентриков вала

$$F_{\text{т1}} = \mu P, \quad (IV.50)$$

где μ — коэффициент трения в шейках эксцентриков; P — центробежная сила от веса грохота с коксом G .

$$\text{Здесь } P = \frac{G}{g} \omega^2 r.$$

Работа силы P за один оборот эксцентрикового вала

$$A_1 = 2\pi R_1 F_{\text{т1}}, \quad (IV.51)$$

где R_1 — радиус цапфы подшипника.

Аналогично работа сил трения $F_{\text{т2}} = \mu_1 G$ в опорных подшипниках вала с радиусом R_2

$$A_2 = 2\pi R_2 F_{\text{т2}}. \quad (IV.52)$$

Мощность привода грохота

$$P_{\text{дв}} = k \frac{(A_1 + A_2) \omega_{\text{в}}}{\eta}, \quad (IV.53)$$

где k — коэффициент неучтенных сопротивлений ($k = 1,5$); $\omega_{\text{в}}$ — угловая скорость вала вибратора; η — общий к. п. д. механизма.

Взвешивающая воронка

Взвешивающая воронка, предназначенная для взвешивания и выдачи в скип скипового подъемника порции кокса, состоит из воронки, весов и затвора с электроприводом. Воронку устанавливают на механических рычажных весах или применяют тензометрическое взвешивание.

Воронка 1 (рис. IV.37) — сварная, защищенная изнутри плитами из стали Г13Л или дибаза.

Затвор состоит из шибера 10, перемещающегося вертикально в направляющих уголках и установленного в нижней части воронки 1. Шибер, подвешенный на канатах 7 и 9, огибающих

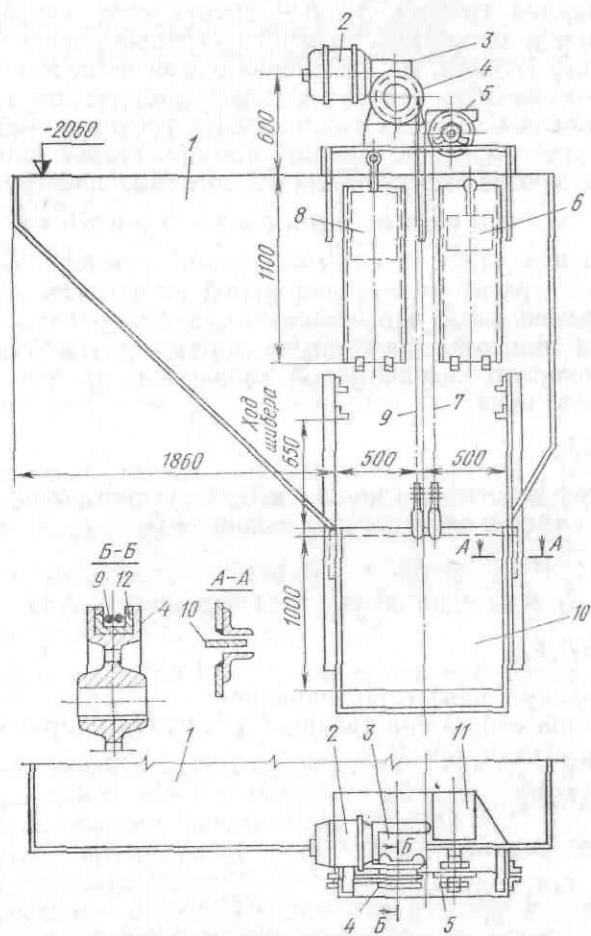


Рис. IV.37. Взвешивающая коронка для кокса

ролик 5 командоаппарата 11 и приводной барабан 4, уравнивается противовесами 6 и 8. Канат на барабане 4 имеет петлю, которая прижимает состоящий из двух половин бронзовый обод 12 к его корпусу. Такое фрикционное устройство предохраняет канат от перегрузок при работе на упор в период открывания и выбирает слабины в канате в период закрывания за счет проскальзывания обода по ступице. В зону скольжения подается смазка.

Двигатель 2 переменного тока вращает барабан 4 через червячный редуктор 3; время открывания затвора 3 с.

Механизмы для уборки коксовой мелочи

Нижний бункер коксовой мелочи 6 (см. рис. IV.30), расположенный в скиповой яме, предназначен для накопления коксовой мелочи, отсеянной на грохоте, и периодической выдачи ее в скип подъемника коксовой мелочи. Выпускное отверстие бункера перекрывается затвором.

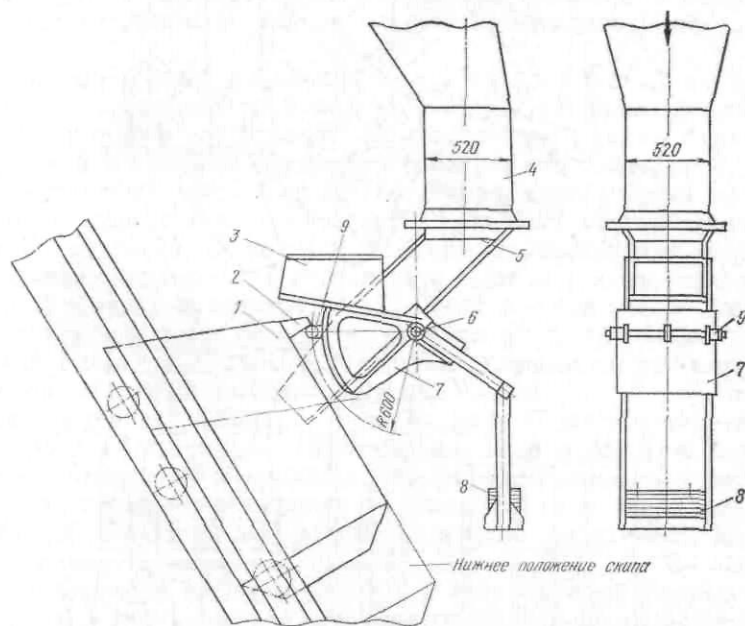


Рис. IV.38. Секторный затвор нижнего бункера коксовой мелочи

В настоящее время применяют различные конструкции затворов бункера коксовой мелочи. Широкое применение получил секторный затвор, конструкция которого принята в качестве типовой (рис. IV.38).

К наклонному желобу 5, фланец которого соединен с фланцем выпускного отверстия бункера 4, шарнирно прикреплен сектор 7 с закрепленной над ним точкой 3. Сектор может поворачиваться вокруг оси 6, подшипники которой закреплены на наклонном желобе 5.

Выпускное отверстие желоба закрывается сектором под действием противовеса 8. Открывание отверстия бункера осуществляется посредством двух кронштейнов 2, расположенных на корпусе скипа 1, которые при опускании скипа нажимают на два

ролика 9, закрепленные на секторе 7. При повороте сектора продолжением наклонного желоба бункера становится течка 3, закрепленная на секторе.

Подъемник коксовой мелочи (см. рис. IV.30) включает в себя два скипа, мост, электрическую лебедку и канатную передачу; по конструкции подобен подъемнику мелочи агломерата (см. рис. IV.29).

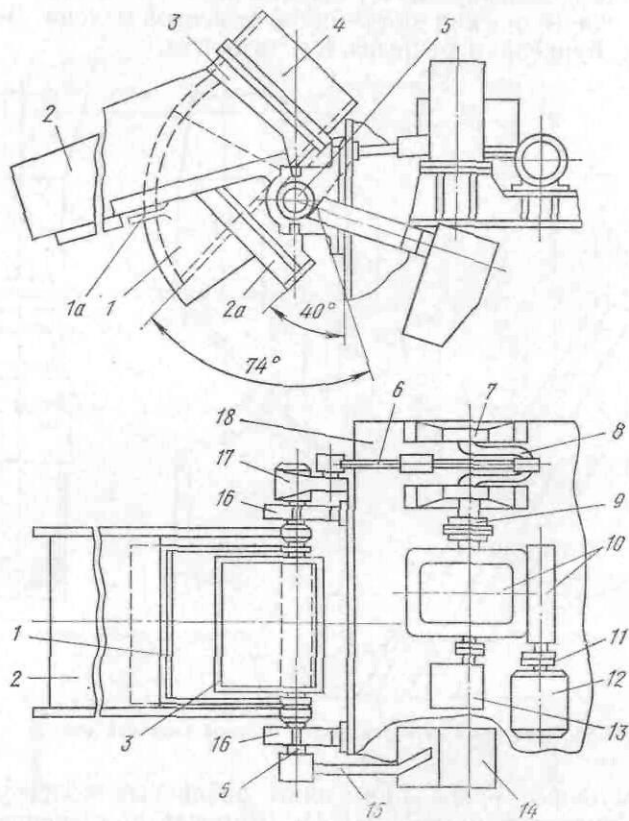


Рис. IV.39. Секторный затвор верхнего бункера коксовой мелочи

Каждый скип подъемника коксовой мелочи объемом 0,9 м³ состоит из сварного кузова, упряжи и двух скатов. Скаты перемещаются по направляющим рельсам, которые в верхней части шахты печи переходят в разгрузочный участок. Скаты смонтированы на подшипниках качения.

Лебедка подъемника коксовой мелочи грузоподъемностью 1,5 т осуществляет маневрирование (подъем и опускание) двух скипов, соединенных канатами с ее барабаном. При наматывании на барабан одного каната другой сматывается и происходит подъем

груженого и опускание порожнего скипов. Для предупреждения перехода скипов за крайнее верхнее положение на разгрузочных кривых установлены конечные выключатели. Выключатель слабины канатов, установленный у лебедок, служит для ее остановки в случае зависания скипа в направляющих моста или на разгрузочных кривых.

Коксовую мелочь рассеивают на инерционном грохоте модели ГИЛ-32А, имеющем два сита: верхнее с отверстиями диаметром 25 мм и нижнее с отверстиями диаметром 13 мм.

Из верхних бункеров коксовая мелочь выдается в железнодорожные вагоны при помощи секторных затворов и откидных желобов.

Секторный затвор с электроприводом верхнего бункера коксовой мелочи (рис. IV.39) смонтирован на раме 18, которую закрепляют на металлоконструкции бункера. Патрубок 3 горловины бункера 4 перекрывают сектором 1, жестко закрепленным на валу 5. Для направления потока мелочи в вагон и уменьшения ее развеивания на валу на подшипниках установлена течка 2, которая в закрытом положении сектора приподнята упорами 1а. При повороте сектора 1 на полный угол (74 град) течка 2 поворачивается на угол 40 град вместе с сектором (до тех пор, пока упор 2а не коснется рамы 18). После этого выпускное отверстие бункера полностью открывается для выпуска коксовой мелочи в железнодорожный вагон.

Для уравновешивания сектора на валу 5 жестко закреплен рычаг 15 с противовесом 14. Вращение вала осуществляется от электродвигателя 12 мощностью 1,7 кВт, соединенного муфтой 11 с двухступенчатым червячным редуктором 10 с передаточным числом 406. Выходной вал редуктора муфтой 9 соединен с коленчатым валом 8, установленным на подшипниках 7. На шейке коленчатого вала закреплен шатун 6 регулируемой длины, второй конец которого также шарнирно присоединен к рычагу 17. Рычаг жестко закреплен на валу 5, который вращается в подшипниках 16. Остановка двигателя в крайних положениях осуществляется командоаппаратом 13.

8. СИСТЕМА ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К КОНВЕЙЕРНОМУ ПОДЪЕМНИКУ

Конвейерная загрузка доменных печей в наибольшей степени удовлетворяет требованиям высокопроизводительного доменного процесса при работе на хорошо подготовленной шихте с минимальным количеством компонентов. Сама идея непрерывного транспорта соответствует идее совершенного непрерывного доменного процесса, когда шихта на колошник будет подаваться непрерывно, а не дискретно, как при загрузке скипами. Для обеспечения такого процесса главнейшими условиями являются применение хорошо подготовленной шихты и создание оборудования для

непрерывной загрузки ее непосредственно на колошник печи. При такой системе загрузки весь процесс набора шихты из бункеров и ее взвешивания должен осуществляться с применением оборудования непрерывного транспорта.

Металлургические предприятия в СССР, Японии и других странах, где применяется конвейерная загрузка доменных печей, обычно располагаются вблизи рудоподготовительных комплексов.

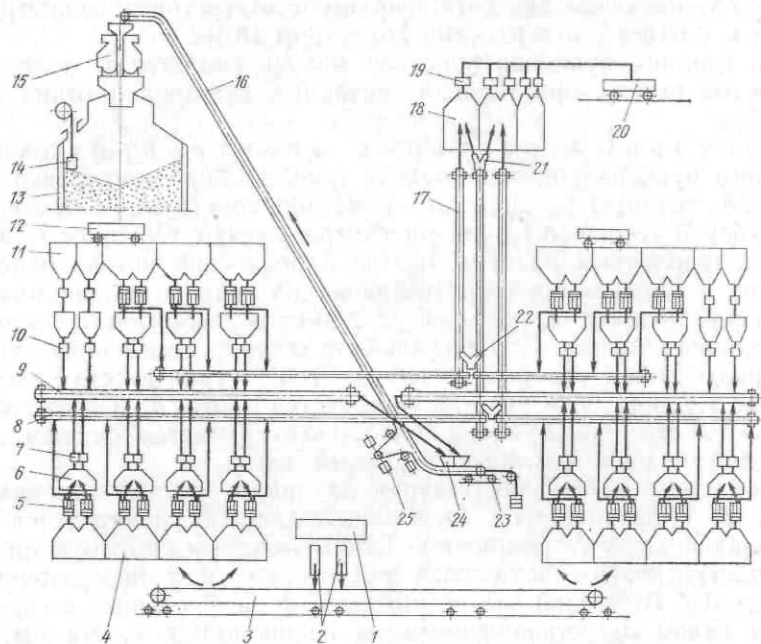


Рис. IV.40. Схема шихтоподдачи доменной печи объемом 5000 м³

Доля окускованных материалов в шихте этих предприятий составляет до 100 %, причем химический состав офлюсованного агломерата таков, что использование известняка в шихте сведено к минимуму и соответственно уменьшен его расход в виде добавок. Применение хорошо подготовленной шихты с небольшим числом компонентов обеспечивает ровный ход доменных печей и не требует частого изменения программы загрузки, что также способствует использованию конвейерных систем загрузки на доменных печах большого объема.

Конвейерная подача материала к загрузочному устройству доменной печи требует новой планировки цеха в связи со значительной длиной конвейера (до 500 м), обусловленной малым углом наклона конвейера к горизонту (10—17 град).

Эти системы обладают высокой производительностью (25 000—30000 т/сут и более).

На рис. IV.40 показана схема шихтоподдачи доменной печи объемом 5000 м³ Криворожского металлургического комбината. По этой схеме окатыши и кокс подаются в бункера доменной печи в специализированных вагонах 12 с дистанционным открыванием люков. Бункерная эстакада выполнена двухрядной. Предусмотрена также подача агломерата непосредственно с горно-металлургического комбината 1 конвейером 2 с использованием для загрузки отдельных бункеров 4 реверсивных конвейеров 3. В одном ряду бункеров 4 с двумя разгрузочными железнодорожными путями хранят запас кокса на 9 ч, а во втором ряду с двумя железнодорожными путями и галереей для передвижного реверсивного конвейера подачи агломерата предусмотрен запас агломерата и окатышей на 11 ч. Агломерат, окатыши и кокс выдаются из соответствующих бункеров при помощи грохотов 5 (под каждым бункером установлено по два самобалансных грохота производительностью 400 м³/ч) в стационарные весовые воронки 6 вместимостью 37,5 м³. Из воронок набранные порции материалов по заданной программе загрузки выдаются двумя самобалансными питателями 7 производительностью 1000 м³/ч на один из двух горизонтальных сборных конвейеров 9 и затем наклонным конвейером 16 поднимаются на колошник доменной печи 13. Наклонный конвейер имеет натяжную станцию 23, воронки 24 и приводную станцию 25. На колошнике установлено загрузочное устройство 15 и уровнемер 14 шихты в печи.

Добавки из бункеров 11 электровибрационными питателями направляются в весовые воронки грузоподъемностью 5 т и по заданной программе выгружаются питателями 10 на сборные конвейеры. Добавки выдаются из весовых воронок периодически в порции агломерата, окатышей и кокса.

Грохоты агломерата, окатышей и кокса, а также питатели добавок работают по импульсу от весовых воронок: пуск — при пустых весах, остановка — при достижении заданного веса. Конвейеры работают непрерывно и материалы располагаются на них отдельными порциями с определенными интервалами, зависящими от работы загрузочного устройства доменной печи и требуемой интенсивности загрузки.

Питатели весовых воронок работают по заданной программе загрузки, обеспечивающей расположение материалов на ленте конвейеров с требуемыми интервалами. Бункера для хранения материалов расположены с обеих сторон наклонного конвейера для подачи материалов на колошник. Система шихтоподдачи обеспечивает нормальную загрузку доменной печи при любом сочетании порций и подаче механизмами одной стороны эстакады (другая сторона является резервной).

Мелочь агломерата, окатышей и кокса собирается от грохотов горизонтальными конвейерами 8 и через питатели (шибера) 22 подается на поперечные конвейеры 17 и далее через лоток шибера 21 направляется в погрузочные бункера мелочи 18. Преду-

смотрена также запасная конвейерная линия для уборки мелочи. В железнодорожные вагоны 20 мелочь грузится из бункера при помощи специальных затворов 19.

В доменной печи № 5 Череповецкого металлургического комбината объемом 5580 м³ принят ряд новых конструктивных решений, а вопросы комплексной механизации решены на более высоком уровне.

Глава V

МАШИНЫ ДЛЯ ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ К ЗАГРУЗОЧНОМУ УСТРОЙСТВУ ДОМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

1. СПОСОБЫ ПОДАЧИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Для работы доменной печи требуется бесперебойная подача шихтовых материалов к загрузочному устройству; количество этих материалов, подаваемых на высоту около 60—70 м и более от уровня земли, достигает 20 000—25 000 т в сутки.

К машинам для подачи шихтовых материалов предъявляют весьма жесткие требования, так как задержка в загрузке материалов даже на короткое время влечет за собой перевод печи на тихий ход или полную ее остановку. Поэтому эти машины должны иметь высокую производительность, повышенную надежность при эксплуатации и обеспечивать возможность полной автоматизации процесса загрузки печи. В случаях значительного понижения уровня шихты в печи машины обеспечивают форсированный режим подачи материалов к загрузочному устройству и последующей их загрузки в печь.

В настоящее время применяют два основных способа подачи шихтовых материалов—скиповый и конвейерный. В первом случае все материалы подают из скиповой ямы бункерной эстакады, а во втором — из распределительных (промежуточных) бункеров.

В СССР доменные печи объемом до 3200 м³ включительно оборудованы скиповыми подъемниками со скипами емкостью до 20 м³ каждый и скиповыми лебедками грузоподъемностью до 39 т. На доменных печах объемом 5580 м³ Череповецкого, 5000 м³ Криворожского и 3200 м³ Новолипецкого металлургических комбинатов применена конвейерная загрузка шихты.

За рубежом также используют оба способа подачи шихтовых материалов к загрузочному устройству доменной печи. В настоящее время все более широкое применение, особенно в Японии, на новых доменных печах объемом более 2000 м³ находит конвейерный способ загрузки материалов в печь.

Первые конвейерные системы загрузки начали внедрять в 1950—1953 гг. в ЧССР, Франции, ФРГ на доменных печах малого объема

(до 800 м³) при их реконструкции взамен старых малопроизводительных систем загрузки — бадьевых подъемников и канатных подвесных дорог. С 1956 г. начинается второй этап развития конвейерных систем загрузки, с этого момента этот способ начинают широко применять главным образом для новых печей большого объема.

Основными факторами, обусловившими использование конвейеров для загрузки доменных печей большого объема, явилось значительное повышение производительности печей, при которой скиповые подъемники не могли обеспечить требуемый темп загрузки, применение хорошо подготовленной шихты, а также уменьшение числа компонентов шихты и сокращение частоты изменения программ загрузки печи.

Кроме того, при конвейерной подаче материалов упрощаются обслуживание и ремонт оборудования, исключаются значительные динамические нагрузки на несущие стальные конструкции, снижается стоимость строительства из-за отсутствия скиповой ямы и появляется возможность раздельного строительства доменной печи и системы загрузки шихты, увеличивается производственная площадь вокруг доменной печи для уборки жидких продуктов плавки, а также размещения агрегатов для грануляции шлака и пр.

2. СКИПОВЫЙ ПОДЪЕМНИК

Основными элементами скипового подъемника (рис. V.1, а) являются: два скипа 5а и 5б, наклонный мост 3, система канатов 7а и 7б с блоками 6а и 6б, 9а и 9б, скиповая лебедка 1 и грузодъемное оборудование 8.

Скипы загружаются коксом из бункеров 12 через грохоты и весовую воронку кокса или железорудными материалами посредством конвейера 13 и весовой воронки 15 с затвором или вагон-весами, а разгружаются в приемную воронку 4 загрузочного устройства печи. Для полной выгрузки материала из скипа угол наклона его днища к горизонту в верхнем положении должен составлять $\alpha_3 = 45 \div 60$ град.

Для перемещения по наклонному мосту скипы соединяют канатами с барабаном скиповой лебедки таким образом, что обеспечивается уравнивание скипов (рис. V.1, б). Для исключения аварий при обрыве одного из канатов, уменьшения диаметра канатов и блоков каждый скип подвешивают на двух канатах. Применяют блоки двух конструкций: с цельнолитым ободом для двух канатов (диаметром 1800 и 2000 мм) и сдвоенный, допускающий проворот шкива одного каната относительно шкива другого (диаметром 2000 и 2500 мм). Длина одного каната 150—180 м.

Скиповую лебедку 1 обычно устанавливают под наклонным мостом 3 в машинном здании 18 (рис. V.1, в). В этом же здании

располагают привод конусов загрузочного устройства (лебедку управления конусами) 16, лебедки измерителей уровня шихты 17 и панели автоматического управления системой загрузки доменной печи.

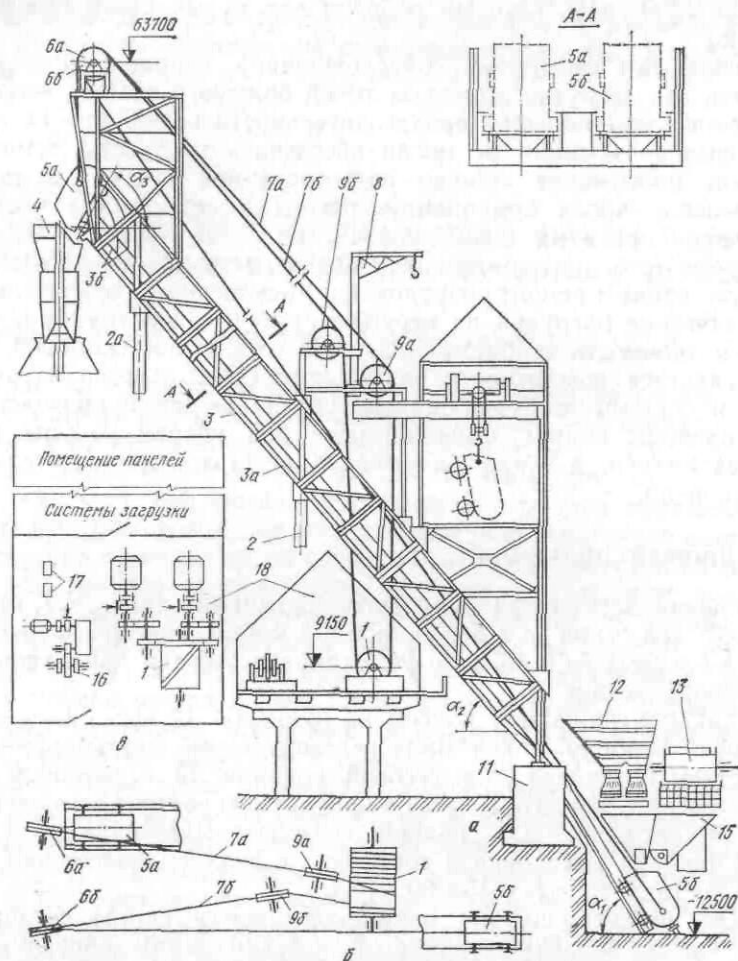


Рис. V.1. Скиповый подъемник доменной печи: а — общий вид; б — кинематическая схема; в — план машинного зала

Наклонный мост

Наклонный мост 3 опирается на один или два пилона 2 и 2а, а также на стенку 11 скиповой ямы. В настоящее время верхнюю часть металлоконструкции моста не связывают с металлоконструкциями печи; в этом случае деформация кожуха печи не передается на мост.

Наклонные мосты изготавливают сварными с решетчатыми фермами, либо сплошными из листового проката; последние менее экономичны, но более жестки. В поперечном сечении (А—А) мост представляет собой раму со сплошным настилом по нижним поперечным балкам. При полурамной конструкции моста облегчается замена скипов при помощи тележки 10. На мосту смонтированы площадки, на которых устанавливают направляющие 9а и 9б и головные 6а и 6б блоки скиповых канатов, а также отклоняющие блоки канатов лебедки управления конусами (на рисунке не показаны). Консольно-поворотный кран 8 служит для замены блоков.

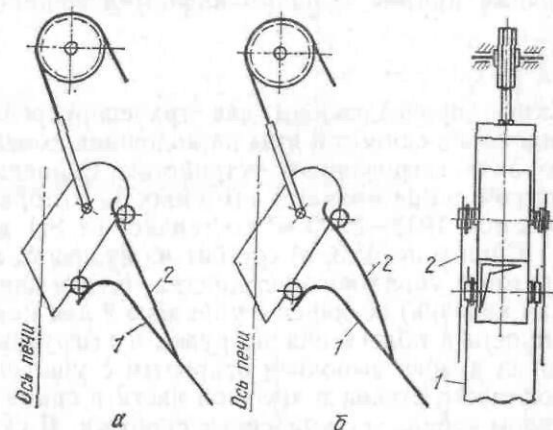


Рис. V.2. Схемы разгрузочных участков скипового подъемника: а — с прямолинейными направляющими; б — с криволинейными направляющими

На поперечные нижние балки моста укладывают железнодорожные рельсы 3а, которые в верхней части переходят в разгрузочные кривые 3б, а в нижней опускаются в скиповую яму. Для предотвращения схода скипов с рельсов вдоль всего моста установлены контррельсы. Угол наклона мостов к горизонту принимают в пределах $\alpha_2 = 47 \div 54$ град, а угол наклона рельсов α_1 в скиповой яме на некоторых печах для улучшения условий загрузки скипов принят несколько большим. Такой перегиб рельсов является нежелательным, так как переход скипа с одного угла на другой вызывает динамические нагрузки в канатах, в местах перегиба устанавливают отклоняющие барабаны, не позволяющие канату ложиться на стяжки рельсов моста. Барабаны создают дополнительный изгиб каната и снижают его стойкость. Поэтому мосты скипового подъемника стремятся делать с минимальным перегибом или вообще без него.

Верхняя часть рельсовых путей наклонного моста заканчивается разгрузочным участком (рис. V.2), на котором, кроме основного (нижнего) пути 1, имеется вспомогательный (верхний) путь 2 с более широкой колеей. Передние колеса скипа движутся по основному пути, задние, имеющие две поверхности катания,

на разгрузочном участке переходят на вспомогательный путь наружной поверхностью катания, в результате чего при наклоне скипа материал выгружается в приемную воронку загрузочного устройства.

При движении скипа на разгрузочном участке необходимо обеспечить: плавность изменения усилия в канате; постоянное прижатие задних колес к рельсам; достаточное натяжение каната; полное высыпание материала; возврат скипа под действием собственного веса из любого положения на разгрузочных кривых. Эти условия зависят от принятой формы разгрузочных кривых и положения головного блока. Наиболее распространены разгрузочные кривые с прямолинейными направляющими.

Скипы

Скипы предназначены для транспортирования шихтовых материалов из скиповой ямы на колошник доменной печи, к приемной воронке загрузочного устройства. Основным техническим параметром скипа является его емкость, которая для доменных печей объемом 1033—3200 м³ составляет от 8,1 до 20 м³.

Скип (рис. V.3, а) состоит из кузова 3, передних 1 и задних 5 скатов и упряжного устройства. Кузов цапфами 4 (на подшипниках качения) соединен с упряжью 2 для канатов. Для увеличения емкости и облегчения погрузки и выгрузки материалов передний торец кузова выполнен открытым с уширением. Для увеличения жесткости стенок и тыльной части в скипе типа С-20-1 предусмотрены ребра, установленные снаружи. В скипах меньшей емкости ребра жесткости не устанавливаются. От износа шихтой днище и стенки скипа защищены плитами из стали Г13Л толщиной до 60 мм. Многие заводы заменяют гладкие плиты ячеистыми, что увеличивает долговечность футеровки. Для улучшения условий высыпания материала футеровочные плиты, установленные в углах, скруглены. В верхней части кузова имеется отверстие, через которое производят погрузку мусора и просыпи, образующихся в скиповой яме.

Тяги упряжи 2 в передней части жестко соединены поперечной 6, к которой крепят выравнивающее устройство для компенсации разности длин канатов и обеспечения их равного натяжения.

Устройство (рис. V.3, б) состоит из двух спаренных рычагов 7, шарнирно закрепленных в поперечине 6 и шарнирно связанных тягой 8. К тягам 9, шарнирно укрепленным на рычагах 7, при помощи валиков 10 прикреплены коуши или блоки 11 для крепления канатов. При неравномерном натяжении канатов выравнивающее устройство перейдет в положение, показанное на схеме штриховыми линиями (по схеме нижней канат натянут сильнее верхнего). Устройство прекращает работать, когда выбирается зазор между тягой 8 и поперечиной 6.

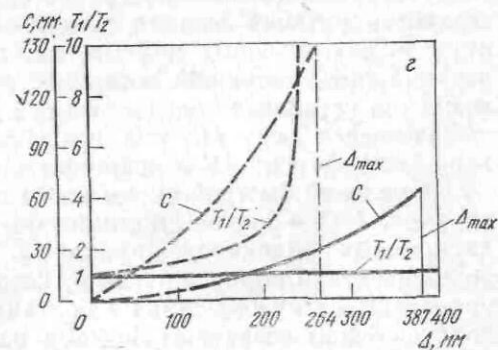
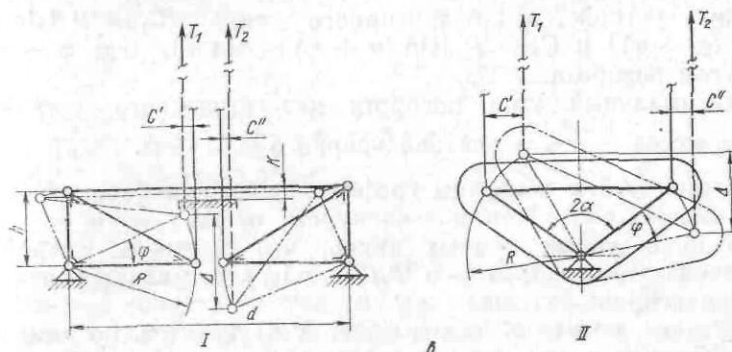
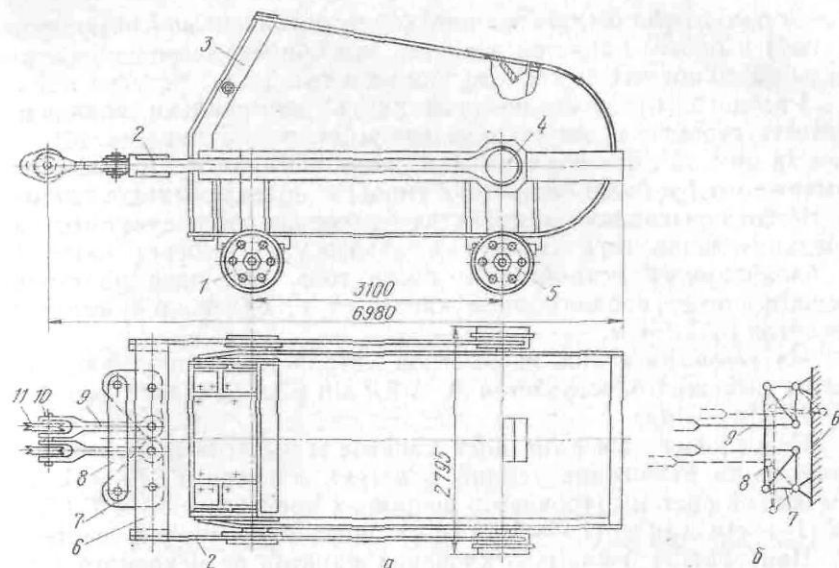


Рис. V.3. Скип:
а — общий вид скипа модели С-20-1;
б — схема рычажного выравнивающего устройства; в — типы выравнивающих устройств; г — зависимость параметров выравнивающих устройств от разности длин канатов Δ (сплошные линии — рычажного; штриховые — балансирующего)

Дополнительным требованием (обусловленным долговечностью каната и блока) является минимальное боковое смещение каната упряжи скипа от исходного положения.

Рассмотрим с этих позиций две принципиально различные схемы устройства для выравнивания усилий в канатах.

На рис. V.3, в приведены кинематические схемы устройств рычажного I и балансирного II типов, используемых для скипов.

Работа рычажного устройства прекращается после того, как соединительная тяга упрется в траверсу и выберет зазор К, а балансирного устройства — после того, как одна из сторон рычага станет продолжением каната, т. е. балансир повернется на угол $\varphi_{\max} = \alpha$.

Из геометрических параметров устройств разница длин канатов рычажного устройства $\Delta = 2R \sin \varphi$, а балансирного $\Delta = 2R \sin \alpha \sin \varphi$.

Из условия равенства плеч канатов и рычагов при любом их положении отношение усилий в ветвях канатов $T_1/T_2 = 1$ для рычажной системы (трением в шарнирах пренебрегаем) и $T_1/T_2 = (1 + \operatorname{ctg} \alpha \operatorname{tg} \varphi)/(1 - \operatorname{ctg} \alpha \operatorname{tg} \varphi)$ для балансирной системы.

Наибольшие боковые отклонения канатов от исходного (нейтрального) положения С для устройства рычажного типа одинаково для обоих канатов $C' = C'' = R(1 - \cos \varphi)$.

Для устройства балансирного типа $C_1 = R[\sin \alpha - \sin(\alpha - \varphi)]$ и $C_2 = R[\sin(\alpha + \varphi) - \sin \alpha]$, где φ — текущий угол поворота.

Максимальный угол поворота для рычажного устройства $\varphi_{\max} = \arccos \frac{h-h}{h}$, а для балансирного $\varphi_{\max} = \alpha$.

На рис. V.3, г показаны графики изменения параметров выравнивающих устройств в зависимости от Δ .

Из приведенных кривых видно, что рычажное устройство обеспечивает большее Δ_{\max} и $T_1/T_2 = 1$, т. е. является лучшим, чем балансирное.

Передние колеса б скипа (рис. V.4) катятся по основным рельсам и имеют внутренние реборды. Реборда заднего колеса 1 расположена посредине поверхностей катания. Внутренняя поверхность катания заднего колеса перемещается по основному пути до разгрузочных кривых, где заднее колесо переходит на верхний путь наружной поверхностью катания. Принципиально возможна установка колес в четырех исполнениях: I — на общей вращающейся оси; II — на вращающихся полуосях; III — на неподвижной оси; IV — шарнирное крепление оси.

Из условий быстрой смены колес предпочтение следует отдать варианту I. Оси 2 колес смонтированы на самоустанавливающихся двухрядных роликоподшипниках 4, помещенных в разъемные по горизонтали корпуса-буксы 5, которые с помощью башмаков 8 укреплены на кузове скипа 7 болтами. Нижние и верхние части корпуса-буксы соединены болтами и вместе с торцовыми крыш-

ками 3, имеющими уплотнительные устройства, образуют камеру, которую заполняют смазкой. Колеса крепятся на осях при помощи шпонок 2 и стопорятся гайками 10 и планками 9. Для увеличения срока службы ободы колес закаливают.

Поскольку корпус скипа, установленный на четырех колесах, и рельсовый путь весьма жестки, а опирание скипа на рельсы должно происходить в четырех точках, то такая система оказывается статически неопределимой. При неодинаковых диаметрах

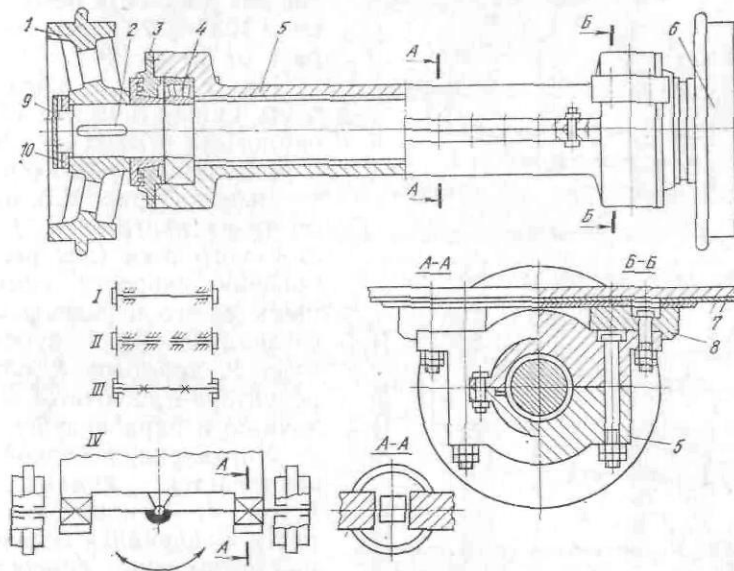


Рис. V.4. Скаты скипа

колес и неровностях пути опирание скипа происходит практически в двух-трех точках, что увеличивает износ колеса. Для обеспечения равномерной нагрузки на колеса в последних конструкциях скипов Южуралмашзавод применил шарнирное крепление заднего ската к кузову скипа, что позволило исключить статическую неопределимость и увеличивать долговечность колес скипа.

Техническая характеристика скипов скиповых подъемников

Модель	C-8-1*	C-10-1	C-13-2	C-20-2
Геометрическая (полезная) емкость скипа, м ³	8,1 (6,5)	10 (9)	13,5 (12)	20 (17)
Колея, мм	1454	1660	1660	2420
База, мм	2400	2400	3800	3100
Диаметр ходовых колес, мм	500	500	600	700
Масса, т	9,8	10,7	16,9	25,9
Полезный объем печи, м ³	1033—1386	1513—1719	2000—2300	2700—3200

* C — скип; 8 — геометрическая емкость скипа; 1 — номер модели.

Скиповые лебедки

Скиповые лебедки служат для перемещения скипов по наклонному мосту. По конструкции различают скиповые лебедки следующих типов: с одним или двумя двигателями; с общим или отдельными редукторами, а также безредукторные. Характерным для лебедок является уравнивание пустых скипов.

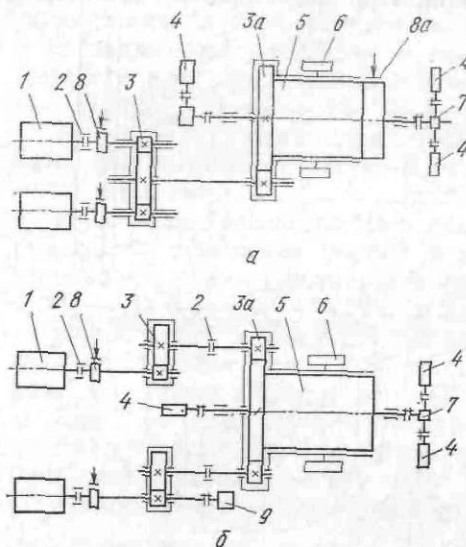


Рис. V.5. Кинематические схемы скиповых лебедок: а — с общим редуктором; б — с отдельными редукторами

Останавливается лебедка при слабине или обрыве одного из канатов выключателями слабине каната 6, которые установлены по обе стороны барабана вдоль нарезной части. Для измерения частоты вращения в лебедках с отдельными редукторами (моделей ЛС-29-II и ЛС-39-I) предусмотрен тахогенератор 9 (рис. V.5, б). Установка двух электродвигателей, помимо увеличения надежности, позволяет снизить маховой момент инерции системы.

Узлы лебедок всех типов смонтированы на чугунной станине, установленной в машинном здании. Станина для удобства изготовления и транспортировки состоит из нескольких частей, зафиксированных шпонками и скрепленных болтами. Опорами валов служат роликовые подшипники качения. Зубчатые передачи — шевронные в редукторном исполнении.

В первых конструкциях лебедок, помимо рабочих тормозов 8, предусматривался аварийный 8а, колодки которого охватывали гладкий участок барабана (рис. V.5, а). Аварийный тормоз дол-

жестко останавливать лебедку в случае поломки ее элементов и стопорить барабан при ремонтных работах. В связи с тем, что такие поломки практически не наблюдаются, в последних моделях (ЛС-22,5; ЛС-29, ЛС-39) такой тормоз исключен (см. рис. V.5, б); рабочие тормоза рассчитаны на аварийный режим.

Грузоподъемность лебедок для доменных печей объемом 1033—3200 м³ составляет от 15 до 39 т. На рис. V.5 представлены кинематические схемы скиповых лебедок с общим и отдельными редукторами. Лебедка (рис. V.5, а) состоит из двигателя 1 постоянного тока (для регулирования скорости скипа в процессе его передвижения), соединительных зубчатых муфт 2, тормозов 8, общего редуктора 3, зубчатой передачи 3а и барабана 5.

Управление лебедкой осуществляется командоаппаратом 4, а контроль скорости и аварийная остановка при превышении скорости — центробежным ртутным или рычажным выключателем 7.

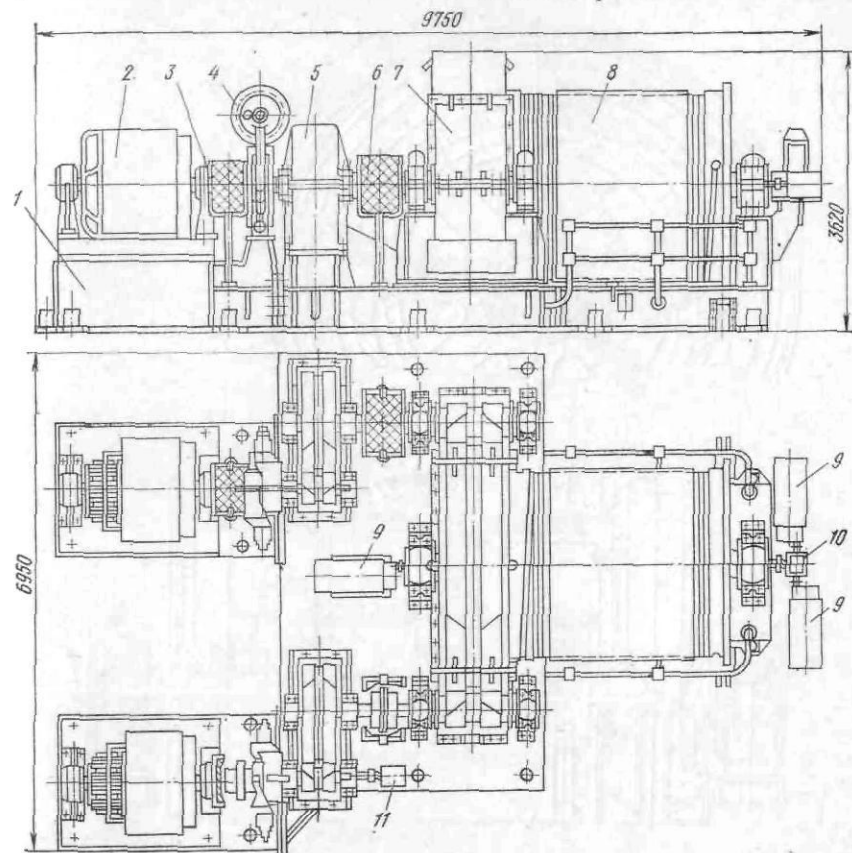


Рис. V.6. Скиповая лебедка модели ЛС-39-1

Барабаны изготавливают чугунными с двухходовой нарезкой. Муфты 2, соединяющие редукторы 3 и 3а, имеются только в лебедке модели ЛС-39. В других конструкциях этот вал выполнен цельным и опирается на наружные подшипники.

На ЮУМЗ разработана конструкция безредукторной скиповой лебедки с тихоходным двигателем, который соединен непосредственно с валом барабана; аналогичные по конструкции лебедки выпускают и зарубежные фирмы.

Общий вид скиповой лебедки модели ЛС-39-I показан на рис. V.6. Электродвигатели 2, как и все остальные узлы, смонтированы на станине 1 и при помощи зубчатых муфт 3 соединены

с одноступенчатыми шевронными редукторами 5. Между редуктором и зубчатой муфтой устанавливают тормозные шкивы, охватываемые колодками рабочих тормозов 4. Редукторы 5 при помощи зубчатых муфт 6 соединены с зубчатой передачей 7, колесо которой закреплено на барабане 8.

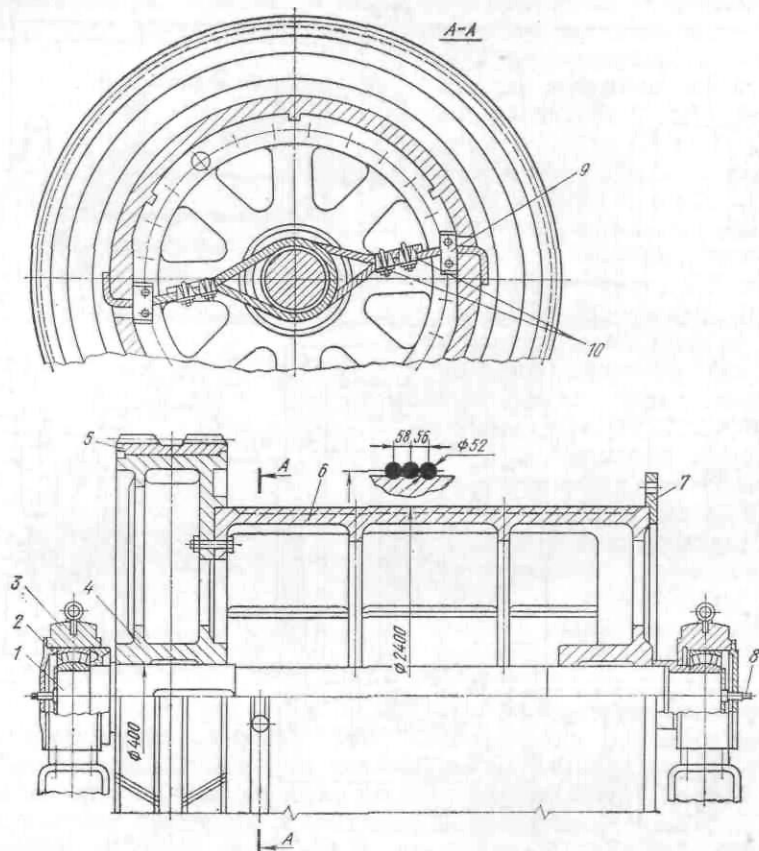


Рис. V.7. Барабан скиповой лебедки

Скиповая лебедка входит в автоматическую систему загрузки доменной печи и связана с ней командоаппаратами 9. Частота вращения барабана лебедки контролируется центробежным ртутным выключателем 10 и тахогенератором 11.

Барабан 6 скиповой лебедки (рис. V.7) смонтирован на оси 1, которая опирается на роликовые подшипники 2, заключенные в корпусах 3. Ступица 4 зубчатого венца 5 закреплена на оси с помощью шпонки. С противоположной стороны на барабане болтами закреплено стопорное кольцо 7. Хвостовики 8 служат для передачи вращения от барабана к центробежному ртутному выключателю и командоаппаратам. Длину нарезной части ба-

рабана определяют расчетным путем. Расчетное число витков увеличивают на два двойных витка с каждой стороны. Между навивающимися и сходящими с барабана канатами имеется промежуток в два двойных витка. Крепление каната на барабане должно быть надежным и предусматривать быструю разборку

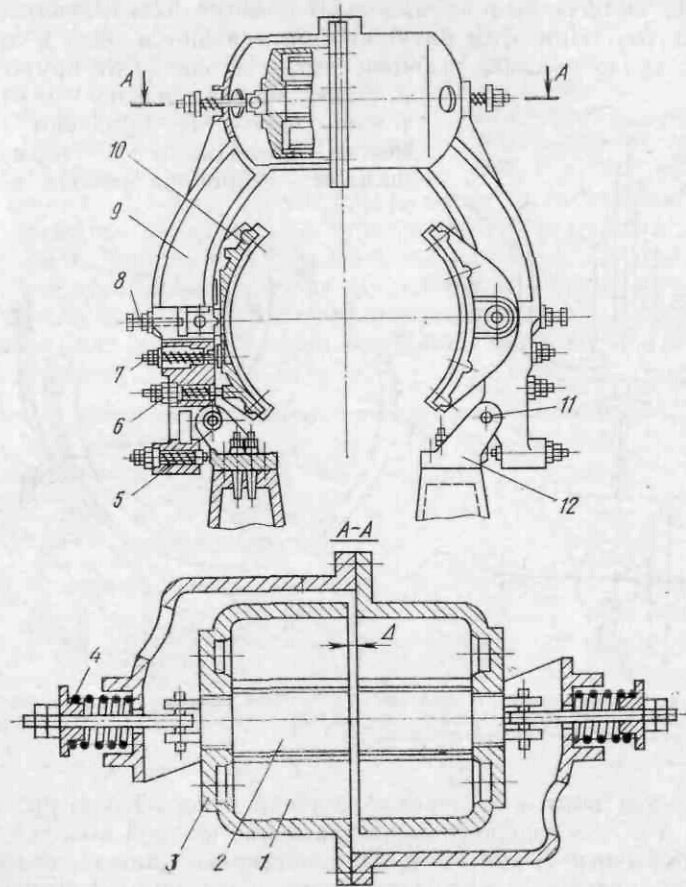


Рис. V.8. Рабочий тормоз скиповой лебедки

и сборку. Обычно конец каната пропускают в отверстие на барабане с закругленными краями и крепят зажимом 9 с внутренней его стороны. Канат петлей огибает вал барабана, а концы петли соединяют зажимами 10.

Для стопорения барабана относительно станины лебедки при ремонтах предусмотрено два (по одному с каждой стороны) стопорных устройства.

Для уменьшения скорости движения скипа применяют динамическое торможение двигателя. Для окончательной остановки

лебедки установлены два рабочих тормоза (рис. V.8). Внизу рычаги 9 тормозных колодок 10 шарнирно закреплены на кронштейнах 12 станины. В верхней части каждого рычага прикреплена полукоробка 3, в которой находится катушка 1 и сердечники 2 электромагнита. При работе лебедки по катушкам электромагнитов, включаемым параллельно обмотке электродвигателей, проходит ток. При этом катушки притягиваются одна к другой вместе с сердечниками, выбирая зазор Δ , сжимают пружины 4 и, поворачивая рычаги 9 относительно осей 11, образуют зазор между колодками и тормозным шкивом. Величина отхода рычага

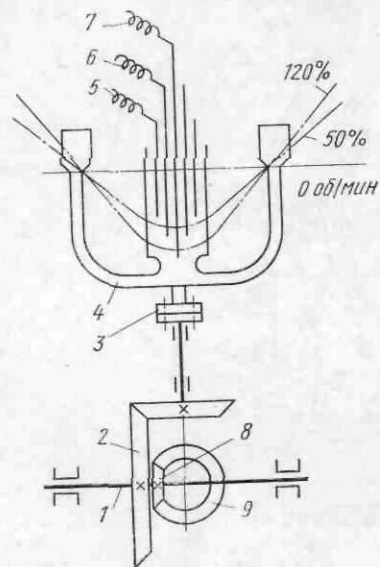


Рис. V.9. Центробежный ртутный выключатель: а — общий вид; б — принципиальная схема

регулируется винтом 5, перекося колодки относительно рычага — винтами 6 и 7, а горизонтальное смещение каждой колодки относительно рычага — винтом 8. При остановке двигателя лебедки отключают электромагнитные катушки и пружины 4 прижимают колодки к тормозному диску.

Для контроля и аварийной остановки лебедки при превышении допустимой скорости скипа служит центробежный ртутный выключатель (рис. V.9). Выключатель представляет собой лирообразный сосуд с тремя камерами. Сосуд соединен с осью барабана лебедки через муфту 3, зубчатую передачу 2 и вал 1. В центральную камеру сосуда опущены три контакта, образующие две цепи управления электродвигателями, которые контролируют скорость скипа. На основном участке моста эта скорость контролируется контактами 6 и 7, а на разгрузочных кривых — контактами 5 и 7. При вращении сосуда ртуть под действием центробежных сил

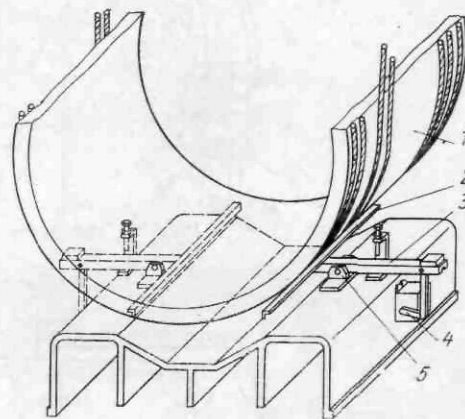


Рис. V.10. Выключатель слабину каната

перемещается из центрального сосуда в боковые; уровень ртути в центральном сосуде понижается и размыкаются соответствующие пары контактов. При движении скипа на основном участке контакты 5 и 7 шунтируются командоаппаратом. При подходе скипа к разгрузочным кривым шунт снимается и, если скорость скипа не снижена, происходит разрыв цепи и остановка лебедки. От вала 1 посредством зубчатых колес 8 и 9 приводятся во вращение командоаппараты 4 (см. рис. V.5).

Выключатель слабину каната (рис. V.10) защищает скиповый подъемник от аварий при ослаблении натяжения канатов, когда скип не вышел с разгрузочных кривых либо когда опускающийся скип сошел с рельсов.

Планки 2, воспринимающие усилие ослабленного каната, расположены снизу вдоль нарезной части барабана 1 по обе стороны и шарнирно укреплены на рычаге 3, закрепленном на оси 5. Другой конец рычага соединен с рычагом конечного выключателя 4. При ослаблении канат нажимает на планку, поворачивая рычаг, и при помощи конечного выключателя останавливает лебедку.

Техническая характеристика скиповых лебедок

Модель	ЛС-15-1 *	ЛС-22,5-1	ЛС-29-11	ЛС-39-11
Емкость скипа, м ³	8,1	10	13,5	20
Грузоподъемность (рудная нагрузка в скипе), т	15	22,5	29	до 39
Наибольшее статическое усилие в канате, кН	190	250	423	625
Скорость движения каната, м/мин	224/150	236/170	210	240
Полезная канатоемкость, м	88	95	95	110
Диаметр барабана, мм	2000	2000	2000	2400
Диаметр каната, мм	39	43,5	47,5	52
Электродвигатель лебедки:				
тип	ДП-55/33-4	ДП-74/34-6	ДП-74/37-63	ДП-74/37-6К
мощность, кВт	2×190	2×260	2×480	2×550/710
частота вращения, об/мин	620/920	500/700	685/800	750/960
Масса, т	77,5	85,6	105,0	125,1
Полезный объем печи, м ³	1033—1386	1513—1719	2000—2300	2700—3200

* ЛС — лебедка скиповая; 15 — грузоподъемность; 1 — номер модели

Расчет скипового подъемника

Определение устойчивости скипа на наклонном участке моста

При проектировании скипового подъемника обращают внимание на обеспечение устойчивости скипа на прямолинейном участке, а также на опрокидывание и самовозврат его при движении на разгрузочных кривых. На протяжении всего пути перемещения скипа нельзя допускать отрицательных реакций скатов, т. е. опирания ската на контррельсы.

Устойчивость скипа будет обеспечена, если вектор сил (суммарного веса скипа G_c и материала G_m), приложенный в центре тяжести, пересечет линию пути на участке между реакциями сил передних и задних скатов F_{II} и F_{III} (рис. V.11, а), т. е. если момент будет действовать в направлении прижатия скипа к рельсам:

$$M = (G_c + G_m) h. \quad (V.1)$$

Если это условие не будет выдержано, то при ослаблении каната скип будет стремиться опрокинуться вокруг заднего ската.

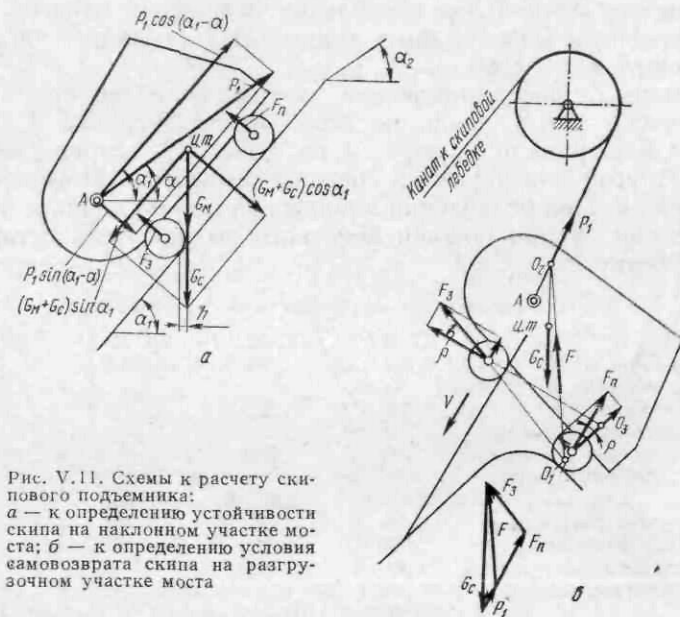


Рис. V.11. Схемы к расчету скипового подъемника:
а — к определению устойчивости скипа на наклонном участке моста; б — к определению условия самовозврата скипа на разгрузочном участке моста

Определение условия самовозврата скипа на разгрузочном участке моста

При движении скипа на разгрузочном участке, кроме положительных реакций в скатах (отсутствие отрыва скипа от рельсов), должно быть обеспечено необходимое положительное натяжение каната и такое положение центра тяжести системы, чтобы при ослаблении каната сумма всех сил, действующих на скип, создавала момент относительно мгновенного центра вращения O_3 , выводящий скип в сторону наклонного моста.

Из этих условий наилучшим вариантом будет крайнее верхнее положение опускающегося скипа на разгрузочных кривых (рис. V.11, б). Для выполнения расчета строят в масштабе разгрузочные кривые и скип в крайнем верхнем положении (максимальный угол наклона днища скипа к горизонтали принят 60 град).

Усилие в канате P_1 и реакции F_{II} и F_{III} по величине и направлению зависят от веса скипа G_c , положения его центра тяжести,

точки крепления каната к скипу, а также профиля разгрузочных кривых, расположения скипа на них и места установки блока.

В каждом рассматриваемом положении скипа направление усилия в канате P_1 определяется касательной к ободу головного блока, проведенной через точку крепления упряжи скипа. Реакции F_{II} и F_{III} приложены к осям колес с отклонением от нормали к профилю рельса в сторону, противоположную движению ската скипа на угол

$$\rho = \arctg \omega, \quad (V.2)$$

где ω — коэффициент сопротивления передвижению скипа по рельсам.

Равнодействующая обеих реакций F должна пройти через точку O_1 (точку пересечения направлений реакций F_{II} и F_{III}) и через точку O_2 — пересечения направлений сил P_1 и G_c .

Зная величину и направление силы G_c и проводя с концов ее отрезка направления сил F и P_1 , графически определяют эти величины (рис. V.11, б). На векторе реакций F строят треугольник сил и определяют величины F_{II} и F_{III} . Усилия в канате P_1 можно определить для каждого положения скипа, взяв сумму моментов всех сил относительно точки O_1 , равную нулю.

При ослаблении каната необходимо, чтобы скип опускался, преодолевая сопротивление движению скатов по рельсам, а также вес двух канатов (длиной от барабана скиповой лебедки до упряжи скипа) и сопротивление в блоках.

Момент сил сопротивления вокруг мгновенного центра вращения O_3 , т. е. пересечение нормалей к рельсам на разгрузочных кривых в точке контакта со скатами в рассматриваемом положении:

$$M_c = F_{III} l_3 + F_{II} l_{II} + P_1 \sin \rho l_K. \quad (V.3)$$

Момент силы тяжести, возвращающий скип в исходное положение:

$$M = G_c l_D, \quad (V.4)$$

где l_3 , l_{II} , l_K и l_D — плечи приложения соответствующих сил относительно точки O_3 .

Для возврата скипа на разгрузочных кривых после опрокидывания в исходное положение необходимо обеспечить следующее условие:

$$M > M_c. \quad (V.5)$$

Обычно отношение $M/M_c \geq 2$.

Расчет времени движения скипа

Время перегона скипов (подъем груженого скипа с одновременным опусканием порожнего) может быть определено из графика скорости канатов, который обусловлен особенностями движения скипов на разгрузочном участке моста. На рис. V.12 представлены

графики зависимостей скорости v и ускорения a при движении скипа, пути скипа l и моментов $M_{ст}$, $M_{дин}$, M_{Σ} на барабане скиповой лебедки в функции времени для скипового подъемника доменной печи объемом 2700 м³.

В первый период времени t_1 разгона лебедки на пути скипа l_1 , который принимают равным длине каната ($l = 1000 \div 2000$ мм), наматываемого на барабан,

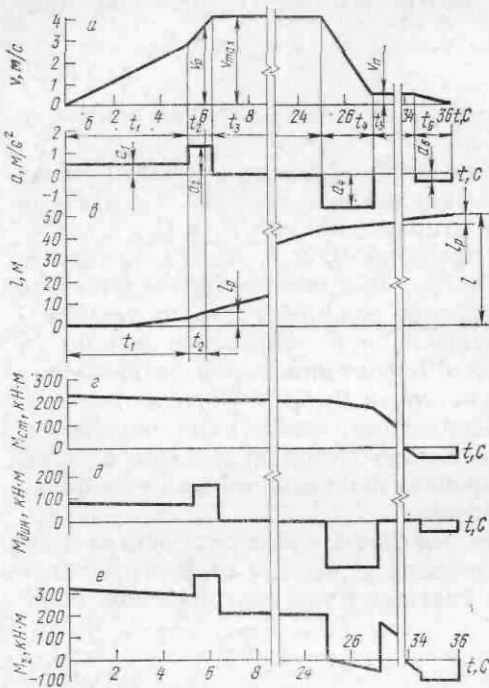


Рис. 5.12. Графики к расчету скипового подъемника (для доменной печи объемом 2700 м³):

a — скорости скипа $v = f(t)$; b — ускорения скипа $a = f(t)$; c — пути скипа (длины каната) $l = f(t)$; d — статического момента $M_{ст} = f(t)$; e — динамического момента $M_{дин} = f(t)$; f — суммарного момента $M_{\Sigma} = f(t)$

определяется с учетом следующих соотношений: длина каната, наматываемого на барабан, при движении скипа на разгрузочном участке l_p с ускорением a_2 равна $l_2 = l_p - l_1$; этому пути соответствует время

$$t_2 = \frac{v_p - v_1}{a_2} \text{ и путь } l_2 = \frac{v_p + v_1}{2} t_2$$

и, следовательно, скорость

$$v_p = \sqrt{2l_2 a_2 + v_1^2}$$

ускорение каната должно быть малым ($a_1 = 0,3 \div 0,5$ м/с²) для того, чтобы порожний скип мог сходиться с разгрузочного участка без образования слабину каната; для этого периода время равно $t_1 = \sqrt{2l_1/a_1}$, а скорость в конце первого периода $v_1 = a_1 t_1$.

Для достижения максимальной (установившейся) скорости каната v_{max} величину ускорения каната a_2 во второй период времени t_2 принимают $a_2 = 0,6 - 1,5$ м/с², при этом время равно $t = (v_{max} - v_1)/a_2$, а для каната, наматываемого на барабан за второй период,

$l_2 = \frac{v_1 + v_{max}}{2} t_2$; ускорение a_2 должно выбираться с таким расчетом, чтобы скорость каната при выходе заднего ската скипа на основной рельс не превышала $v_p = 1,5 \div 2$ м/с.

Скорость наматывания каната при сходе скипа с разгрузочного участка v_p

Если скорость v_p больше допустимой, то необходимо уменьшить ускорение a_2 .

В третий период времени t_3 канат наматывается с максимальной скоростью $v_{max} = 3 \div 4$ м/с.

В четвертый период времени t_4 скорость наматывания каната поднимающегося скипа должна быть снижена до $v_{п} = 0,6 \div 1$ м/с за счет замедления $a_4 = 0,6 \div 1,5$ м/с² с тем, чтобы грузный скип плавно вошел на разгрузочные кривые; для этого периода время равно

$$t_4 = \frac{v_{max} - v_{п}}{a_4} \text{ и путь } l_4 = \frac{v_{max} + v_{п}}{2} t_4$$

В пятый период времени t_5 скип равномерно движется со скоростью $v_{п} = 0,6 - 1$ м/с по разгрузочным кривым до начала замедления $a_6 \approx 0,3 - 0,5$ м/с², обуславливающего последующую полную остановку скипа.

За время шестого периода $t_6 = v_{п}/a_6$ лебедка должна полностью остановиться и путь скипа составит $l_6 = v_{п} t_6/2$, тогда длина каната будет равна $l_5 = l_p - l_6$ и время $t_5 = l_5/v_{п}$.

Длина намотанного каната при движении скипа с максимальной скоростью v_{max} равна $l_3 = L - (l_1 + l_2 + l_4 + l_5 + l_6)$ и время $t_3 = l_3/v_{max}$, где L — общая длина намотанного каната.

Время перегона скипов при принятых размерах путей подъемника и величинах скоростей и ускорений составляет

$$t_c = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6, \quad (V.6)$$

обычно $t_c = 35 \div 45$ с.

Расчет производительности скипового подъемника

Число подач (в сутки) шихтовых материалов, исходя из теоретической возможной производительности скипового подъемника, составляет

$$Z_T = 24 \cdot 60 \cdot 60 / t, \quad (V.7)$$

Время подъема одной подачи t , с

$$t = z_{к} (t_c + t_{к}) + z_{ж} (t_c + t_{ж}), \quad (V.8)$$

где t_c — время перегона скипов; $t_{к}$, $t_{ж}$ — время остановок при погрузке кокса и железосодержащей части шихты в скип; $z_{к}$, $z_{ж}$ — соответственно число скипов кокса и железосодержащих материалов в подаче.

Определим необходимую производительность подъемника по числу подач, которые нужно загружать в доменную печь при условии равномерной непрерывной работы подъемника.

Если коэффициент использования полезного объема (к. и. п. о.) печи K ($K = 0,5 \div 0,4$ м³, сут/т) и полезный объем печи V (м³), то суточная производительность печи $\Pi = V/K$ (т/сут). Суточный расход кокса $G_{к.с} = q_{к.п}$; суточный расход железорудной части

шихты $G_{ж.с} = q_{ж}П$, где $q_{ж} = 0,35 \div 0,55$ т на 1 т чугуна и $q_{ж} = 1,8 \div 2,2$ т на 1 т чугуна — удельный расход кокса и железосодержащей части шихты.

Вес материала в скипе

$$G_{к(ж)} = V_c \gamma_{к(ж)} g k_3,$$

где V_c — геометрический объем скипа; $\gamma_{к(ж)}$ — объемная масса кокса (или железорудной части); k_3 — коэффициент заполнения скипа ($k_3 = 0,8 \div 0,9$).

Необходимое число подач в сутки по коксу или руде (принимается большее)

$$Z_{п} = G_{к(ж)} c / (G_{к(ж)} z_{к(ж)}). \quad (V.9)$$

Расчетный коэффициент загрузки скипового подъемника

$$K_p = \frac{Z_{п}}{Z_T} 100\% \quad (V.10)$$

не должен превышать 50—60 %, поскольку прием шихтовых материалов печью происходит неравномерно и необходимо учитывать возможное увеличение производительности печи.

Расчет мощности электродвигателя скиповой лебедки

Двигатель скиповой лебедки работает в повторно-кратковременном режиме с переменным графиком нагрузки, поэтому расчет мощности выполняют по эквивалентной нагрузке. При расчете принимают следующие допущения: канат и упряжь на участке подъемника от головного блока до любого положения скипа параллельны наклонной части моста, исключая участок в скиповой яме и разгрузочный участок; погонный вес единицы длины упряжи равен погонному весу каната.

Определение усилия в точке крепления упряжи к скипу. На рис. V.11, а показана схема сил, действующих на скип при его нахождении в скиповой яме, когда направление каната параллельно рельсам моста на основном участке.

Проектируя все силы (с учетом сил сопротивления движению) на ось, параллельную пути в скиповой яме, из условия равновесия груженого скипа получим

$$P_1 \cos(\alpha_1 - \alpha_2) - (G_M + G_C) \sin \alpha_1 = \pm \omega [P_1 (\sin(\alpha_1 - \alpha_2) + (G_M + G_C) \cos \alpha_1)], \quad (V.11)$$

где α_1 и α_2 — соответственно углы наклона пути скипа на участке в скиповой яме и на основном участке моста; G_C — вес скипа; G_M — вес материала; P_1 — усилие в канате. Знак «+» принимают при подъеме скипа, а знак «—» — при опускании.

Усилие в точке крепления каната к скипу

$$P_1 = (G_M + G_C) \frac{\sin \alpha_2 \pm \omega \cos \alpha_2}{\cos(\alpha_1 - \alpha_2) \pm \omega \sin(\alpha_1 - \alpha_2)}. \quad (V.12)$$

При нахождении скипа на основном участке наклонного моста усилие P_1 составит (так как $\alpha_1 = \alpha_2$)

$$P_1 = (G_M + G_C) (\sin \alpha_2 \pm \omega \cos \alpha_2). \quad (V.13)$$

При движении порожнего скипа в формулах (V.12) и (V.13) вес материала $G_M = 0$.

При нахождении скипа на разгрузочном участке усилие в канате определяют в начальном, конечном и нескольких промежуточных положениях, как было показано ранее при рассмотрении условия самовозврата скипа. Вес материала и положение его центра тяжести при опрокидывании скипа меняются и должны определяться для каждого положения скипа начиная с момента высыпания материала. Положение поверхности материала в скипе определяется углом естественного откоса.

Натяжение в канате в точке набегания каната на головной блок

$$P_2 = P_1 + 2ql_{12} \sin \alpha_2, \quad (V.14)$$

где q — вес единицы длины одного каната; l_{12} — расстояние от точки крепления упряжи скипа до точки касания каната с головным блоком (V.13).

Натяжение ветви каната сбегающей с головного блока:

$$P_3 = P_2 (1 \pm C), \quad (V.15)$$

здесь

$$C = \frac{0,1d_k^2}{D-10} + 2k_T \mu \frac{d}{D} \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (V.15, a)$$

где C — коэффициент сопротивления при огибании канатом блока (первое слагаемое учитывает жесткость каната, а второй — трение в блоке); d_k — диаметр каната, см; D — диаметр блока, см; $k_T = 3$ — коэффициент, учитывающий трение каната о желоб блока; μ — коэффициент трения в подшипниках блока; d — диаметр цапф подшипников блока, см; φ — угол обхвата блока канатом

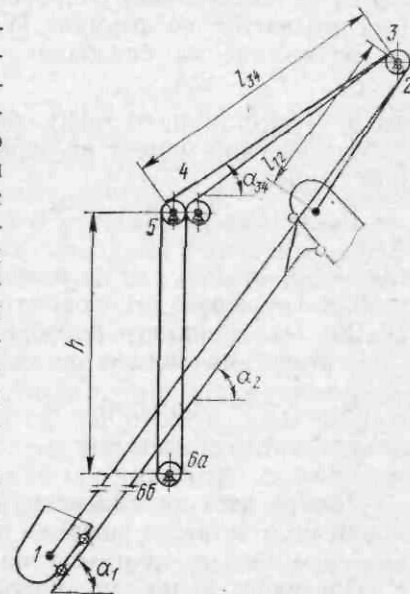


Рис. V.13. Схема к расчету мощности двигателя привода скипового подъемника

Знак «+» принимают при подъеме скипа, а знак «-» — при опускании. Натяжение в набегающей ветви каната направляющего блока

$$P_4 = P_3 - 2ql_{3-4} \sin \alpha_{3-4}, \quad (V.16)$$

где l_{3-4} — расстояние между точками 3 и 4; α_{3-4} — угол наклона каната к горизонту на участке 3—4.

Натяжение ветви каната, сбегающей с направляющего блока

$$P_5 = P_4 (1 \pm C_1), \quad (V.17)$$

где C_1 — коэффициент сопротивления для направляющего блока, рассчитывается по формуле (V.15, а).

Натяжение на барабане

$$P_6 = P_5 - 2qh, \quad (V.18)$$

где h — расстояние от точки сбега каната с блока до барабана.

Статический момент на барабане лебедки (для любых положений скипов)

$$M_{6i} = (P_{6.ri} - P_{6.пи}) \frac{D_6}{2}, \quad (V.19)$$

где $P_{6.ri}$ и $P_{6.пи}$ — натяжение каната на барабане в точках *аа* и *бб* от груженого и порожнего скипов, определяемое по формуле (V.18); D_6 — диаметр барабана.

Статический момент на валу двигателя

$$M_{дв.ст i} = M_{6i} / (z\eta), \quad (V.19a)$$

где z — число двигателей; η — общее передаточное число лебедки; η — к. п. д. лебедки.

Для расчета динамических моментов необходимо располагать данными о моменте инерции массы ротора двигателя, поэтому подберем вначале двигатель по статической нагрузке.

Предварительная мощность одного двигателя

$$P_{дв.пр} = M_{6i} v_m / (0,5 D_6 z), \quad (V.20)$$

где M_{6i} — момент на барабане лебедки при среднем положении скипов на наклонном мосту; v_m — максимальная скорость движения скипа.

По предварительной мощности выбираем двигатель и момент инерции массы ротора J_p .

В периоды ускорений и замедлений t_1 ; t_2 ; t_4 ; t_6 на валу одного двигателя возникает динамический момент

$$M_{дв.дин i} = J_{пр} \varepsilon_i \frac{1}{z}, \quad (V.21)$$

где $J_{пр}$ — общий момент инерции движущихся масс, приведенный к валу двигателя; ε_i — угловое ускорение на валу двигателя.

Общий момент инерции

$$J_{пр} = \frac{(2G_c + G_m + 2 \cdot 2 \cdot ql_k) D_6^2}{4gu^2} + \frac{J_6}{u^2} + zJ_{дв} \delta, \quad (V.22)$$

где l_k — длина одного каната; J_6 — момент инерции массы узла барабана лебедки относительно его оси; $J_{дв}$ — момент инерции масс на валу двигателя (ротора, муфты, тормозного шкива); q — вес единицы длины каната; u — передаточное число от оси барабана до оси двигателя; δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции масс других деталей привода, расположенных не на валу двигателя (кроме барабана лебедки); g — ускорение свободного падения; $\varepsilon_i = (2a_i/D_6) u$ — угловое ускорение двигателя; a_i — ускорение (замедление) скипа.

Общий момент на валу двигателя (см. рис. V.12) равен алгебраической сумме

$$M_{\Sigma i} = M_{дв.ст i} + M_{дв.дин i}. \quad (V.23)$$

Построение нагрузочной диаграммы электродвигателя. Цикл работы привода скиповой лебедки рассчитывают на подачу, состоящую обычно из четырех скипов: двух рудных и двух коксовых. Нагрузочную диаграмму для перегона скипов рассчитывают в следующей последовательности. Статические усилия в канатах скипов, моменты на барабане и двигателе скиповой лебедки вычисляют для начального положения, конечного, стыковых участков всех периодов работы, а также для моментов перехода груженого и порожнего скипов с основного участка на наклонные рельсы в скиповой яме, используя ранее приведенные формулы. Полученные точки соединяют прямыми линиями. Усилие в канате скипов, находящихся на разгрузочных кривых, рассчитывают для начального, конечного и нескольких (пяти — семи) промежуточных положений. Полученные данные заносят в таблицы и представляют в виде графиков (см. рис. V.12). Динамические моменты на валу двигателя алгебраически складывают со статическими и получают суммарный график моментов на валах двигателей для одного цикла.

Используя этот график, определяют эквивалентный (среднеквадратичный) момент для одного рудного (коковского) скипа:

$$M_{э.ж(к)} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_3 + k_n (t_1 + t_2 + t_4 + t_5 + t_6)}}, \quad (V.24)$$

Коэффициентом k_n учитывают ухудшенные условия охлаждения двигателя в период разгона, торможения и движения с малой скоростью. На участках нагрузочной диаграммы моменты меняются по линейному закону, поэтому величину M_i можно рассчитывать по формуле

$$M_i = \sqrt{\frac{M_{ni}^2 + M_{ni} M_{ki} + M_{ki}^2}{3}}, \quad (V.25)$$

которая дает эквивалентный момент для данного участка с начальным M_{ni} и конечным M_{ki} моментами.

Эквивалентный момент для одной подачи шихтовых материалов

$$M_{п.э} = \sqrt{\frac{M_{э.ж}^2 z_{ж} + M_{э.к}^2 z_{к}}{z_{ж} + z_{к}}} \quad (V.26)$$

Мощность двигателя определяют по формуле

$$P_{дв.ф} = M_{п.э} \omega_{дв.} \quad (V.27)$$

где $\omega_{дв.}$ — угловая скорость ротора двигателя.

Фактическая продолжительность включения составляет

$$ПВ_{ф} = \frac{t_c (z_{ж} + z_{к})}{t_c (z_{ж} + z_{к}) + (z_{ж} t_{п.ж} + z_{к} t_{п.к})} 100 \% \quad (V.28)$$

где $t_{п.ж}$ и $t_{п.к}$ — соответственно время пауз при загрузке скипа железорудной частью шихты и коксом; t_c — время перегона скипов.

При установке двигателя со стандартной продолжительностью включения ПВ, отличающейся от фактической ПВ_ф, необходимо выполнить пересчет мощности по формуле

$$P_{дв} = P_{дв.ф} \sqrt{ПВ_{ф}/ПВ} \quad (V.29)$$

и по этой мощности выбирать двигатель по каталогу с принятым значением ПВ.

Для возможности работы скиповой лебедки на одном двигателе суммарную мощность двух устанавливаемых двигателей принимают по сравнению с расчетной на 40—50 % больше.

Выбранный двигатель постоянного тока проверяют на перегрузку:

$$M_{max}/M_{ном} \leq \lambda, \quad (V.30)$$

где M_{max} — максимальный момент, по нагрузочной диаграмме двигателя; $M_{ном}$ — номинальный момент двигателя; λ — коэффициент допустимой перегрузки двигателя (по каталогу).

3. КОНВЕЙЕРНЫЙ ПОДЪЕМНИК

Рассмотрим конвейерный подъемник печи объемом 5000 м³.

Конвейер (рис. V.14) содержит приводную станцию 5, хвостовой барабан 12, натяжную станцию 14, загрузочную воронку 9, головной барабан 1 (разгружающий материалы в приемную воронку 34 загрузочного устройства доменной печи), отклоняющие барабаны 2, 3, 8 и 10, и ленту 4 с системой поддерживающих роликов и вспомогательных устройств, которая размещена в наклонной галерее круглого сечения (диаметр галереи 6 м). Максимальный угол подъема ленты конвейера ограничивается углом трения транспортируемого груза по гладкой ленте. Насыпной груз не должен скользить или скатываться по ленте под действием силы тяжести. Конвейер оснащен теплостойкой резиновой лентой

(35 — трос, 36 — резиновая основа, 37 — тканевые прокладки, 38 — резиновые обкладки) шириной 2000 мм с разрывным усилием 8 МН (запас прочности ленты равен 10). Стыковка ленты осуществляется горячей вулканизацией. Допускаемая температура транспортируемых материалов ~100 °С. Шихтовые материалы загружаются на ленту отдельными порциями объемом до 37,5 м³

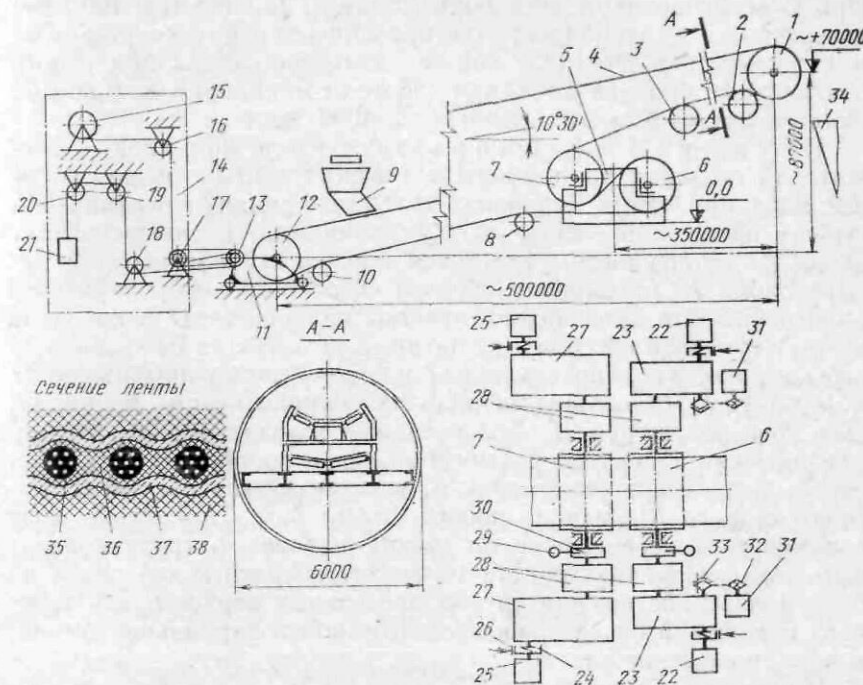


Рис. V.14. Конвейерный подъемник доменной печи полезным объемом 5000 м³

с наименьшими интервалами между ними 17 с (~35 м), обусловленными необходимостью срабатывания механизмов загрузочного устройства.

Приводная станция содержит два барабана (6 и 7) диаметром 1640 мм, огибаемые лентой конвейера по S-образной схеме. Каждый барабан приводится во вращение двумя приводами, состоящими из асинхронных двигателей с фазными роторами 25 и 22 (соответственно 800 и 500 кВт), упругих муфт 24, тормозов 26, двухступенчатых редукторов 27 и 23 и специальных сцепных зубчатых муфт 28 с механизмами включения и выключения. Каждый из двух приводов барабана может являться рабочим и резервным, так что оба барабана могут приводиться по параллельной или перекрестной схеме (работают два двигателя). На валах барабанов 7 и 6 жестко посажены храповые колеса 30,

которые при отключении приводов затормаживаются собачками, соединенными между собой и с якорем 29 электромагнита рычажно-параллелограммной системой.

С целью приведения в движение конвейера с пониженной скоростью (при ремонтах, монтаже и демонтаже конвейерной ленты) барабан 6 снабжен также так называемым микроприводом. При этом вращение от электродвигателя 31 (мощностью 100 кВт) передается на входной вал редуктора 23 через цепную передачу 32 и кулачковую муфту 33. Скорость движения ленты при работе от основного привода 2 м/с, при работе от микропривода 0,36 м/с. Производительность подъемника до 4000 т/ч.

Н а т я ж н а я с т а н ц и я — грузолебедочного типа — служит для создания постоянного натяжения ленты с целью получения на приводных барабанах тягового усилия и ограничения стрелы провисания ленты между роликами. На натяжной тележке 11 смонтированы хвостовой барабан 12 конвейера и четыре блока 13 (подвижная обойма) двоянного четырехкратного полиспада. Ось неподвижной обоймы полиспада 17 закреплена рядом с грузовой шахтой. Две нитки каната, сбегая с барабана 15 лебедки, огибают направляющие блоки 16, блоки неподвижной 17 и подвижной 13 обоймы полиспада, направляющие блоки 18, 19 и 20 и несут груз 21. Ход натяжной тележки в одну сторону при натяжке и упругом растяжении ленты составляет 3 м, допускаемый ход в другую сторону с целью перестыковки ленты (вырезки старого и создание нового стыка) 5 м. При общем ходе тележки 8 м перемещение по высоте натяжного груза должно быть 32 м. Наличие лебедки позволяет сократить ход груза до 6—7 м. При достижении грузом предельных верхнего или нижнего положений он возвращается лебедкой в нормальное установочное положение.

П о д д е р ж и в а ю щ и е р о л и к и л е н т ы к о н в е й е р а смонтированы в опорные узлы, образующие желобчатые роликоопоры. Рабочая (груженная) ветвь ленты лежит на трехроликовой желобчатой опоре с шагом 1200 мм, холостая ветвь — на двухроликовой опоре с шагом 3000 мм. Вблизи барабанов для перевода ленты из желобчатой формы в плоскую установлены переходные роликоопоры.

Для удержания ленты от сбегания (перпендикулярно направлению движения) с определенным шагом устанавливаются центрирующие роликоопоры. В установке конвейера предусмотрены система улавливания ленты в случае обрыва или обратного движения при отказе тормозных устройств. Система включает датчик направления хода ленты рычажного типа и ловитель в виде колодочного плоского тормоза. Для очистки ленты от остатков шихтовых материалов под головным барабаном установлены очистные щетки-скребки с приводом от электродвигателя. Для уборки просыпающегося с ленты материала предусмотрено специальное устройство — уборщик просыпи.

Таблица V.1. Технические характеристики ленточных конвейеров для подачи шихтовых материалов к загрузочному устройству доменной печи

Параметры	Заводы и фирмы		
	«Италсидер», Торинто (Италия)	«Кавасаки сэйтэцу», Мидзусима (Япония)	Криворож- ский метал- лургический комбинат (СССР)
Полезный объем печи, м ³	2475	3363	5000
Ширина ленты конвейера, мм	—	2000	2000
Длина конвейера, м	250	303	503
Угол желоба ленты, град	—	30	30
Высота подъема материала, м	—	68	86,8
Угол подъема (наклона) конвейера, град.	12° 00'	13° 25'	10° 30'
Скорость движения ленты, м/мин	—	120	120
Мощность привода ленты конвейера, кВт	2×230	4×200	2 (800+500)
Производительность конвейера, т/ч	1800	3740	4000

Так как подачу шихты на колошник доменной печи осуществляют одним конвейером, лента и ее стыки должны удовлетворять повышенным требованиям: срок службы не менее 5 лет; быть гибкой и принимать под действием собственного веса форму, соответствующую профилю роликоопор; тип и способы стыковки, а также методы ремонта ленты должны обеспечивать минимальные затраты времени с целью минимальных простоев доменной печи.

Техническая характеристика ленточных конвейеров приведена в табл. V.1.

Расчет конвейерного подъемника

Производительность конвейерного подъемника

Режим непрерывно работающего конвейерного подъемника должен согласовываться с необходимой периодичностью подачи материалов в загрузочное устройство в соответствии с требованиями ведения доменного процесса. Это обуславливает необходимость укладки на конвейер порций материалов с разрывами.

Возможную объемную производительность желобчатого конвейера приближенно рассчитывают по формуле

$$P_b = 1150B^2vc \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (V.31)$$

где B — ширина ленты, м; v — скорость ленты, м/с; c — поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение производительности наклонных конвейеров (при $\alpha = 10 \div 20^\circ$ коэффициент $c = 0,95$); $\varphi_0 \approx 0,354 \varphi$ — угол откоса материала на ленте конвейера в зависимости от его угла естественного откоса φ .

Необходимая производительность конвейера

$$\Pi_n = \frac{Q\alpha_k}{V_b k_k z_k \gamma_n c_p \psi}, \quad (V.32)$$

где Q — производительность доменной печи, т/сут; α_k — коэффициент расхода кокса на тонну чугуна; V_b — объем приемного бункера, м³; k_k — коэффициент заполнения бункера коксом; z_k — число порций кокса в подаче; γ_n — объемная масса кокса; ($\gamma_n \approx 0,43$ т/м³); c_p — коэффициент снижения производительности из-за разрывов между порциями шихты ($c_p \approx 0,8$); ψ — коэффициент форсирования печи ($\psi = 0,6 \div 0,7$).

Объем одной подачи

$$V_n = V_b (z_k k_k + z_{жк} k_{жк}), \quad (V.33)$$

где $z_{жк}$ — число порций железорудной части шихты в подаче; $k_{жк}$ — коэффициент заполнения бункера железорудной частью подачи.

При таком объеме подачи необходимая производительность конвейера

$$\Pi_n = \frac{Q\alpha_k}{24\gamma_n c_p \psi} \left(1 + \frac{z_{жк} k_{жк}}{z_k k_k}\right). \quad (V.34)$$

Тяговый расчет двигателей

Предварительно суммарную мощность двигателей можно рассчитать по заданной производительности конвейера

$$P = \frac{\Pi(H + \omega L_r) \gamma}{367\eta c_p}, \quad (V.35)$$

где Π — производительность конвейера: м³/ч; H , L_r — размеры конвейера, м (см. рис. V.15); ω — коэффициент сопротивления

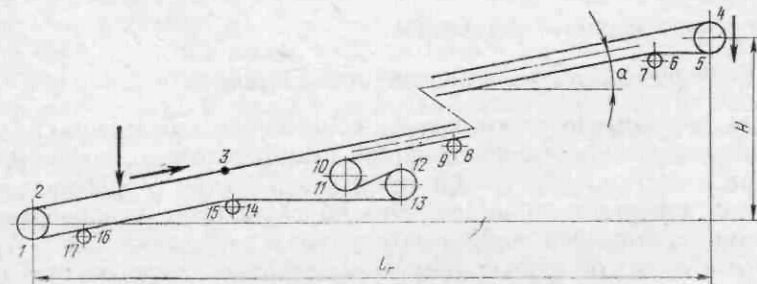


Рис. V.15. Схема к расчету конвейерного подъемника доменной печи

движению ленты ($\omega = 0,03 \div 0,05$); γ — объемная масса наиболее тяжелого материала (для агломерата $\gamma = 1,7 \div 1,8$, для окатышей $\gamma = 2,1$ т/м³); η — к. п. д. привода.

Коэффициент c_p равен

$$c_p = 1 + \frac{v t_n F}{V_b k_p}, \quad (V.36)$$

где v — скорость ленты, м/с; t_n — время интервалов между порциями шихты, зависящее от особенностей конструкции загрузочного устройства доменной печи (для печи объемом 5000 м³ время $t_n \approx 15$ с); F — площадь сечения материала на ленте ($F \approx 0,32B^2 \operatorname{tg} \varphi_0$, м²); V_b — вместимость приемного бункера, м³; k_p — коэффициент заполнения бункера рудно-флюсовой частью подачи.

Максимальное тяговое усилие, передаваемое одним барабаном

$$T = S_c (e^{\mu\beta} - 1), \quad (V.37)$$

где S_c — усилие в сбегавшей ветви ленты; μ — коэффициент сцепления между лентой и барабаном; β — угол обхвата барабана лентой, рад.

При двух приводных барабанах усилие в ленте, сбегавшей с первого барабана (точка 11 на рис. V.15), равно усилию в ленте, набегавшей на второй барабан (точка 12). В этом случае максимальные тяговые усилия, передаваемые вторым и первым барабаном:

$$\left. \begin{aligned} T_2 &= S_{13} (e^{\mu\beta_2} - 1); \\ T_1 &= S_{13} e^{\mu\beta_2} (e^{\mu\beta_1} - 1). \end{aligned} \right\} \quad (V.38)$$

При независимом приводе барабанов

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{e^{\mu\beta_2} (e^{\mu\beta_1} - 1)}{e^{\mu\beta_1} - 1}, \quad (V.39)$$

где P_1 , P_2 — мощность двигателей привода первого и второго барабанов.

Так как $P_1 + P_2 = P$, то

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= P \frac{e^{\mu\beta_2} - 1}{e^{\mu(\beta_1 + \beta_2)} - 1}; \\ P_1 &= P \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu(\beta_1 + \beta_2)} - 1}. \end{aligned} \right\} \quad (V.40)$$

Расчет конвейера начинают с точки 1, где усилие в ленте S_1 . В каждой последующей точке

$$S_{i+1} = S_i + \omega_{i, i+1}, \quad (V.41)$$

где $\omega_{i, i+1}$ — сопротивление движению ленты на данном участке.

На прямолинейных участках конвейера

$$W_{i, i+1} = (q_n + q_m) (\omega L_{i, i+1} \pm H_{i, i+1}), \quad (V.42)$$

где q_n , q_m — вес ленты и материала на единице длины конвейера; $L_{i, i+1}$, $H_{i, i+1}$ — горизонтальная и вертикальная проекции длины данного участка ленты.

Знак «+» соответствует движению ленты вверх, знак «-» — вниз.

На отклоняющих барабанах

$$W_{i, i+1} \approx 2S_i \left(\omega \sin \frac{\beta}{2} + \xi \right), \quad (\text{V.43})$$

где ξ — коэффициент жесткости ленты ($\xi = 0,008 \div 0,009$).

Тяговое усилие, которое должно быть создано приводными барабанами

$$T_T = S_{10} - S_{13}. \quad (\text{V.44})$$

При номинальных моментах $M_{1н}$ и $M_{2н}$ создаваемое двигателями тяговое усилие

$$T_{дв} = \frac{2}{D_б} (M_{1н} u_1 \eta_1 + M_{2н} u_2 \eta_2), \quad (\text{V.45})$$

где $D_б$ — диаметр барабана; u_1, u_2 — передаточные числа редукторов; η_1, η_2 — к. п. д. редукторов.

Двигатели выбраны правильно, если $T_{дв} > T_T$.

Глава VI

МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ КОЛОШНИКОВОГО УСТРОЙСТВА

1. КОЛОШНИКОВОЕ УСТРОЙСТВО

Колошниковое устройство предназначено для загрузки в доменную печь шихты и отвода из нее доменного (колошникового) газа. В его состав входят: загрузочное устройство, осуществляющее прием подаваемых скиповым подъемником или ленточным конвейером шихтовых материалов и загрузку их в печь с распределением по заданной программе на колошнике при одновременной его герметизации; измерители уровня засыпи шихты в печи; газотводы, соединенные с печью и направляющие доменный газ в агрегаты для его очистки от колошниковой пыли; атмосферные клапаны, устанавливаемые в верхней точке газоотводов и используемые для выпуска газа из печи при ее остановках; грузоподъемные средства для монтажа и ремонта оборудования; несущие стальные конструкции и площадки для обслуживания механизмов.

Основным и наиболее ответственным агрегатом рассматриваемого узла доменной печи является загрузочное устройство, технологические возможности, эксплуатационная надежность и конструктивные особенности которого во многом определяют технико-экономические показатели плавки, условия обслуживания верха печи и степень загрязнения воздушного бассейна. Загрузочное устройство работает в исключительно тяжелых условиях, испытывая действие проходящих через него в больших

количествах абразивных шихтовых материалов, запыленного газа, его избыточного давления, высокого и неравномерного нагрева.

Современный доменный технологический процесс и условия эксплуатации предъявляют к загрузочному устройству следующие требования:

1. Возможность равномерного (количественного и качественного) окружного распределения шихты на колошнике, регулирования в широких пределах радиального ее распределения, селективной загрузки колошника (при нарушениях нормального хода печи).

2. Высокая газоплотность при избыточном давлении колошникового газа до 0,25—0,3 МПа.

3. Длительная стойкость газо- и шихтозапирающих, а также распределительных элементов против абразивного, газоабразивного износа (не менее двух лет).

4. Возможность загрузки в печь горячего агломерата с температурой до 600 °С.

5. Обеспечение повышенной пропускной способности при работе печи в режиме «догона», используемом для быстрого восстановления заданного уровня засыпи шихты в печи.

6. Высокие надежность и ремонтпригодность, возможность проведения монтажа укрупненными узлами.

7. Возможность полной автоматизации управления работой механизмов.

В настоящее время большинство доменных печей в СССР и за рубежом оснащено двухконусным загрузочным устройством. Широкое применение это, ставшее традиционным, устройство получило благодаря относительной простоте его конструкции, высокой пропускной способности, возможности регулирования в определенных пределах распределения шихты на колошнике, надежности работы в автоматизированной системе загрузки печи.

До начала использования в широких масштабах в доменной плавке таких высокоабразивных материалов, как агломерат и, особенно, окатыши, а также высокого давления газа под колошником стойкость против износа основных элементов двухконусного устройства была весьма высокой, достигая трех-четырёх лет. В последние десятилетия она снизилась до 10—11, а на некоторых предприятиях — до 5—6 мес., лимитируя возможность дальнейшего повышения давления колошникового газа. Наряду с этим, в связи с ростом полезного объема доменных печей и, следовательно, увеличением диаметра колошника, ограниченные возможности регулирования распределения шихты этим устройством стали проявляться весьма остро, обуславливая перерасход кокса и препятствуя росту производительности печей из-за недонпользования тепловой и химической энергии восстановительных газов.

Возникшая проблема потребовала проведения значительного числа многоплановых исследовательских, конструкторских

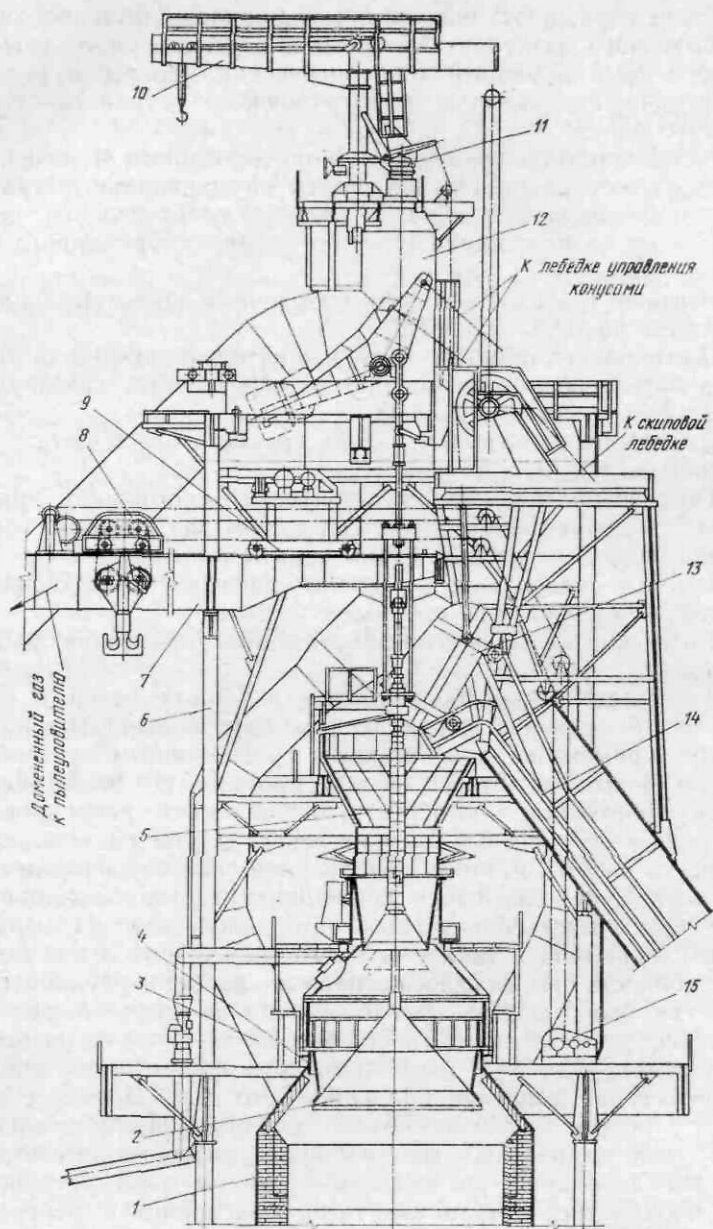


Рис. VI.1. Колошниковое устройство доменной печи с двухконусным загрузочным устройством и скиповым подъемником

и опытных работ, результатом которых явились некоторое улучшение конструкции и эксплуатационных характеристик двухконусного загрузочного устройства, создание и промышленное применение устройств новых типов (трех- и четырехконусных, клапанно-конусных и бесконусных), лишенных в той или иной мере указанных недостатков. Наиболее совершенными и перспективными являются бесконусные устройства, получающие в последние годы широкое распространение.

На рис. VI.1 показано колошниковое устройство доменной печи, оснащенной двухконусным загрузочным устройством и скиповым подъемником.

На опорном колошниковом фланце 4 кожуха 1 доменной печи установлено загрузочное устройство 2 с расположенной в его верхней части приемной воронкой 5. На купольной части кожуха 1 смонтированы измерители уровня засыпи шихты в печи (на рис. VI.1 не показаны) и четыре газоотвода 3, попарно соединенные между собой в верхней части и снабженные футеровкой для предохранения от перегрева и истирания колошниковой пылью. Каждая пара газоотводов имеет вертикальный патрубок-свечу 12 со смонтированным на ней атмосферным клапаном 11. Колошниковое устройство снабжено монтажной балкой 7, по которой перемещается посредством электрической лебедки 15 и канатов монтажная тележка 8 грузоподъемностью от 60 до 170 т, консольно-поворотным краном 10 грузоподъемностью от 3 до 6,5 т и самоходным козловым краном 9 грузоподъемностью 15 т (применяется на некоторых крупных печах), перемещающимся вдоль монтажной балки 7. Последняя одним концом закреплена на копре 6, а другим опирается на первичный пылеуловитель. Копер, представляющий собой пространственную металлоконструкцию, несет на себе привод или часть привода конусов загрузочного устройства 2, приемную воронку 5, лестницы и площадки для обслуживания механизмов.

К колошниковому устройству примыкают (без опирания на его стальные конструкции) верхняя часть наклонного моста 14 скипового подъемника. При движении скипов 13 на разгрузочном участке моста происходит высыпание из них шихтовых материалов в приемную воронку 5 загрузочного устройства, механизмы которого, срабатывая в определенной последовательности, осуществляют шлюзование шихты и загрузку печи, обеспечивая при этом полное разобщение ее рабочего пространства и атмосферы.

2. ДВУХКОНУСНОЕ ЗАГРУЗОЧНОЕ УСТРОЙСТВО

Общий вид устройства (без приемной воронки и приводов механизмов) представлен на рис. VI.2. Оно включает в себя распределитель шихты 1 с вращающимся в горизонтальной плоскости малым конусным затвором и засыпной аппарат 2 с большим конусным затвором. Конусы подвешены на соосных штангах, независимо

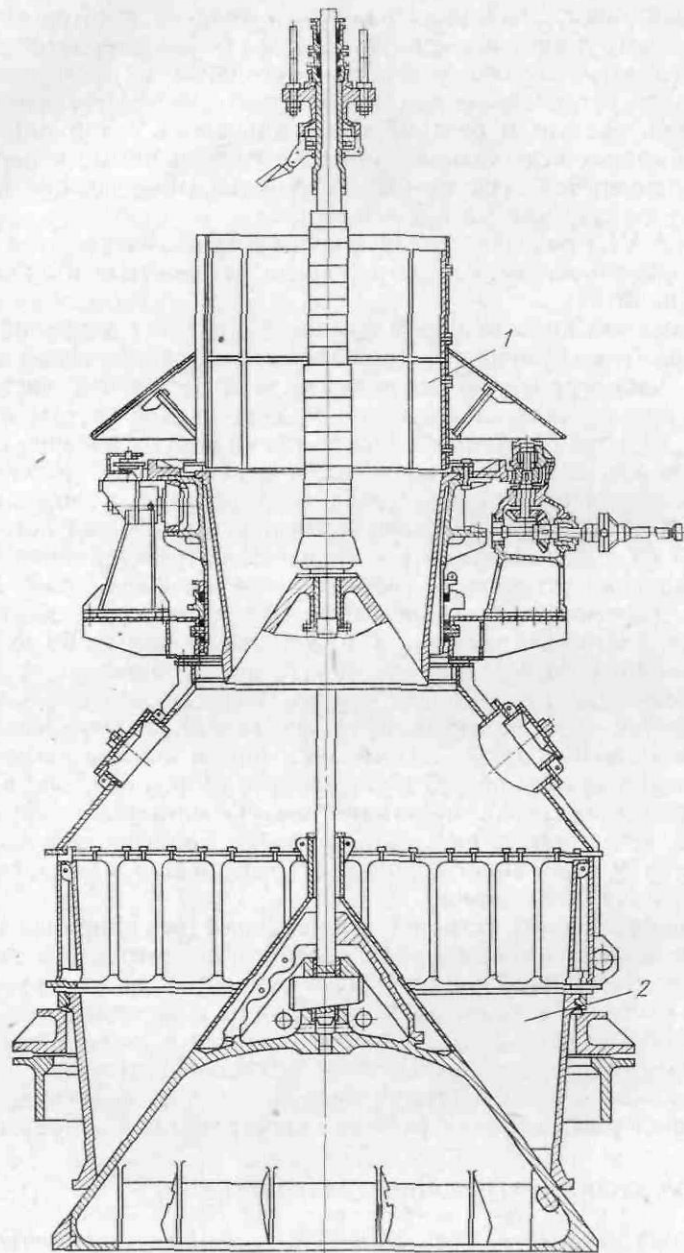


Рис. VI.2. Двухконусное загрузочное устройство

перемещающихся по вертикали. Полезный объем вращающейся воронки распределителя шихты принимается равным полезному объему скипа, а полезный объем межконусного пространства, предназначенного для шлюзования шихты, — объему четырех-скиповой шихтовой подачи.

Устройство работает циклически, загружая шихту в печь дискретно. Высыпавшиеся из скипа (или с ленточного конвейера) шихтовые материалы попадают в приемную воронку 5 устройства (см. рис. VI.1), а из нее — в затвор распределителя шихты 1 (см. рис. VI.2). Затем этот затвор вместе с шихтой поворачивается на заданный угол, через уравнительный (выпускной) клапан выпускается газ из межконусного пространства в атмосферу для уравнивания давления в нем с атмосферным и после этого производится опускание малого конуса. Шихта под действием собственного веса высыпается в засыпной аппарат 2, а малый конус поднимается в исходное положение. Далее операцию выгрузки шихты в засыпной аппарат повторяют, набирая в нем полную шихтовую подачу или полуподачу. Загрузка шихты в печь производится путем опускания большого конуса, которому предшествует уравнивание давления в межконусном пространстве с давлением газа на колошнике (допускаемая разность давлений — 0,01—0,02 МПа). Для этого в межконусное пространство через уравнительный (наполнительный) клапан подается *получистый доменный газ* или азот. Большой конус затем поднимается в исходное положение, и описанный цикл работы устройства повторяется.

Особенности распределения шихтовых материалов при загрузке их в доменную печь

Шихта в воронке малого конусного затвора распределяется неравномерно (рис. VI.3), как количественно (по массе), так и качественно (по гранулометрическому составу). Характер распределения шихты зависит от угла естественного откоса материала, его количества, фракционной неоднородности, а также от угла наклона стенок и диаметра выходного отверстия приемной воронки, внутреннего диаметра воронки распределителя и других параметров. Количественная неравномерность распределения шихты обусловлена постоянным смещением оси каждого скипа (оси головного барабана конвейера) относительно оси воронки распределителя, а качественная — сегрегацией материала при его движении по днищу скипа и стенкам приемной воронки.

С целью получения более равномерного распределения шихты по окружности колошника каждую последующую ее подачу загружают в печь со смещением относительно предыдущей подачи путем поворота малого конусного затвора с шихтой перед его открыванием на заданный угол, величина которого зависит от принятых числа подач в цикле загрузки печи и программы работы распределителя шихты, предусматривающей определенную после-

довательность чередования этих углов (станций загрузки). Для сокращения продолжительности поворота затвора на углы, большие 180 град (например, 240 и 300 град), его поворачивают в обратном направлении на меньшие углы (рис. VI.4). Кроме изображенной программы работы распределителя шихты на шесть станций, иногда применяют программы работы на 8, 12 и 24 станции, при которых также осуществляется так называемая спиральная загрузка печи. Применяют зеркальную, шахматную и другие виды загрузки.

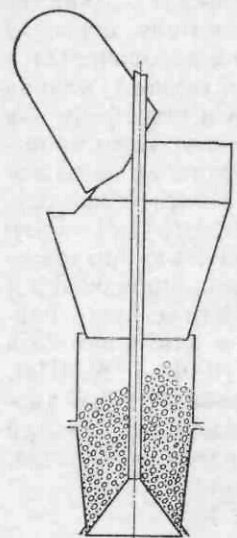


Рис. VI.3. Распределение шихты в воронке малого конусного затвора

В связи с периферийным подводом дутья к доменной печи, некоторым разрушением шихты в пристеночной зоне, обусловленным расширением книзу шахты печи, создаются условия для преимущественного движения восстановительных газов вдоль стенки печи и замедленного движения в ее осевой зоне. Поэтому при загрузке шихты в печь стремятся к такому ее радиальному распределению, при котором энергия газов использовалась бы наиболее полно. В частности, для создания умеренно развитого газового потока на периферии (что также необходимо по условиям сохранения огнеупорной футеровки печи) и активизации тепло- и массообмена в осевой зоне большую часть шихты с преобладающим содержанием мелких фракций следует направлять к стенке печи, а меньшую, содержащую в основном крупные фракции, — ближе к оси печи. Такому способу загрузки в известной степени удовлетворяет конусный затвор, хотя при использовании его оптимизация газодинамических процессов в промежуточной и осевой зонах колошника затруднена. Величина зазора между основанием большого конуса и стенкой колошника (колошниковый зазор) и уровень засыпи шихты в печи существенно влияют на характер ее распределения по радиусу колошника (рис. VI.5). При малом зазоре и низком уровне засыпи кольцевой гребень шихты располагается у стенки и профиль засыпи имеет V-образный вид (положение III). При большом зазоре b и высоком уровне засыпи гребень отходит от стенки колошника, образуются два откоса: меньший — в сторону стенки, большой — к оси печи (положения I и II). Профиль засыпи имеет при этом M-образный вид. Величину колошникового зазора принимают в пределах от 800 до 1000 мм.

Распределение шихты по радиусу колошника регулируют изменением уровня засыпи шихты, порядком набора в засыпной аппарат ее компонентов, отличающихся друг от друга физическими свойствами, а также величиной подачи. Порядок набора

основных компонентов шихты принято называть системой загрузки шихты в доменную печь. Основными применяемыми системами загрузки (обозначаются символически) являются: РРКК↓ (прямая подача), ККРР↓ (обратная подача), РКРК↓ или КРКР↓ (смешанная подача), РР↓КК↓ (раздельная подача руды вперед) и КК↓РР↓ (раздельная подача коксом вперед). Здесь: Р — железорудная часть шихты (иногда пишут А — агломерат); К — кокс; ↓ — опускание большого конуса.

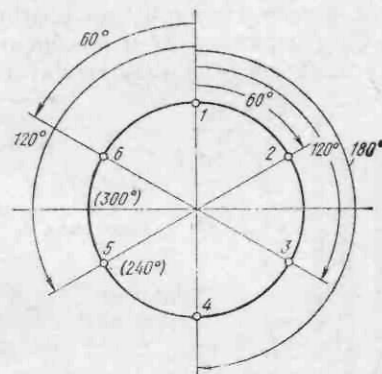


Рис. VI.4. Программа работы распределителя шихты на шесть станций (сторона наклонного моста скипового подъемника — станция I)

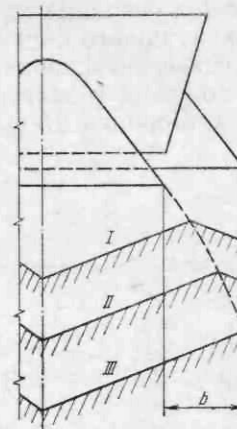


Рис. VI.5. Распределение шихты по радиусу колошника доменной печи

При задувке доменных печей обычно производят замер профилей засыпи и изучают характер фактического распределения шихты при загрузке в печь.

Приемная воронка и распределитель шихты

Приемная воронка выполняется с прямоугольной верхней частью и круглым выгрузочным отверстием, по оси которого пропущены штанги конусов. Боковые стенки имеют угол наклона более 45 град и скругленные сопряжения, что обеспечивает быстрый и полный сход материала к выгрузочному отверстию. Диаметр последнего оказывает существенное влияние на окружное распределение материала; с уменьшением его распределение улучшается, но возрастает вероятность застревания шихты. При диаметре отверстия 1200 мм и наружном диаметре защитных колец штанги малого конуса 400 мм застревания шихты не происходит.

Воронку изготавливают сварной из листовой стали толщиной 12—15 мм и защищают от абразивного износа сменными металлическими плитами, гладкими или ячеистыми. Во втором варианте защиты достигается длительная стойкость плит за счет того, что

мелкие фракции шихты заполняют ячейки и шихта движется по шихте. Конструкция воронки должна обеспечивать достаточную пространственную жесткость ее и полностью исключать пересыпание шихтовых материалов через ее край при разгрузке скипов.

В рабочем положении воронку закрепляют неподвижно на стальных конструкциях копра. Для облегчения монтажа и ремонта на некоторых заводах ее выполняют выкатной.

Распределитель шихты (рис. VI, в) состоит из следующих основных узлов: вращающейся воронки с механизмом вращения; малого конуса со штангой; привода вращения.

Вращающаяся воронка включает в себя сварной или сварно-литой корпус 4 и закрепленные на нем верхнюю 21 и нижнюю 3 воронки. Воронка 21 выполнена из двух соединенных между со-

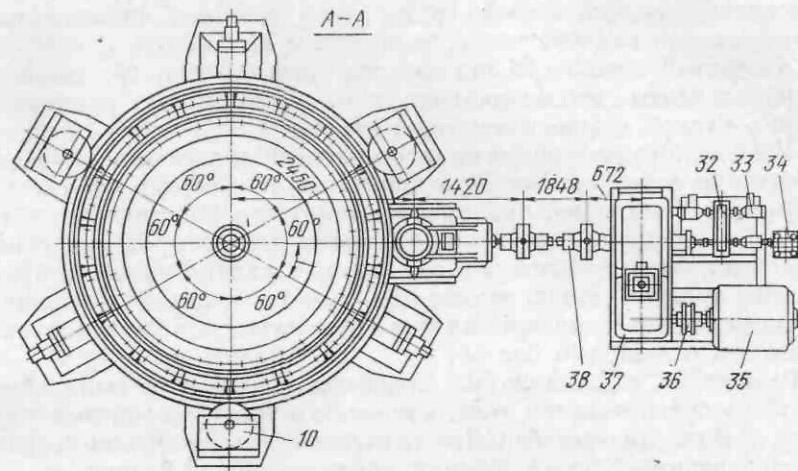
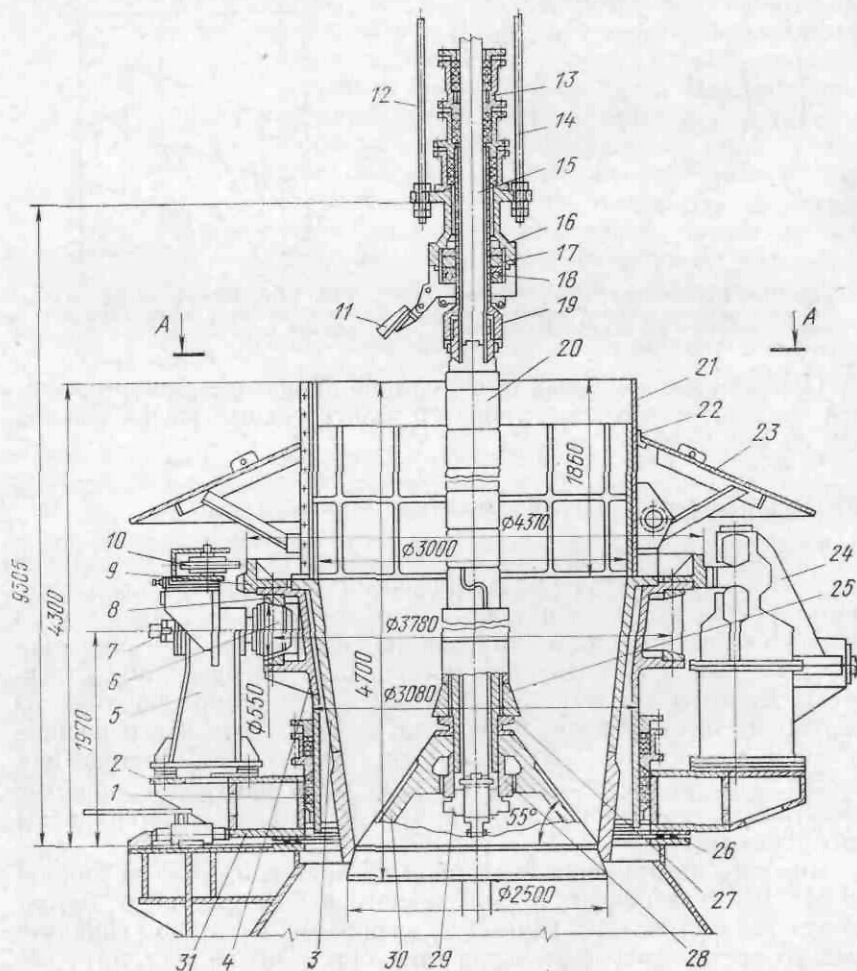


Рис. VI.6. Распределитель шихты модели СЗ-21-17 с вращающейся воронкой (в сечении А-А вращающаяся воронка и зонт не показаны)

бой сварных частей, футерованных плитами 22 из износостойкой стали. Воронка 3, выполняемая из углеродистой или марганцовистой стали, цельнолитая или сварно-литая. В нижней части внутри она наплавлена твердым сплавом для защиты от износа.

Корпус 4 снабжен двумя кольцевыми приливами с верхним и нижним съемными беговыми дорожками 8, выполненными в виде кованных сегментов из стали повышенной твердости. Одной из этих дорожек (в зависимости от направления действующего вертикального усилия) вращающаяся воронка опирается на три конических ролика 6 (опорных или контропорных). Ролики смонтированы на стойках 5, прикрепленных к сварному опорному кольцу 2. На фланце корпуса 4 закреплен литой зубчатый венец 9, находящийся в зацеплении с шестерней углового редуктора 24. Последний имеет коническую зубчатую передачу и установлен на опорном кольце 2. С помощью трех упорных роликов 10, смонтированных в стойках опорных роликов 6, корпус 4 с зубчатым венцом 9 фиксируется от смещения в горизонтальной плоскости. Посредством гайки 7 регулируется положение роликов 6 относительно беговых дорожек. За счет прокладок между опорным кольцом 2 и стойками 5 опорные ролики установлены на 5 мм выше, чем контропорные. Предусмотрена возможность регулирования положения роликов 10 в горизонтальном направлении.

В кольцевом зазоре между опорным кольцом 2 и вращающимся корпусом 4 предусмотрено двухъярусное сальниковое уплотнение 1, предотвращающее выход колошникового газа из межконусного пространства загрузочного устройства в атмосферу. В качестве уплотнения используют специальный асбестовый прографиченный шнур, армированный медной проволокой. Каждый ярус

уплотнения поджат своей грундбуксой и имеет независимый подвод густой смазки.

К верхней воронке 21 прикреплен стальной зонт 23, защищающий элементы механизма вращения от случайного попадания на них кусков шихтовых материалов.

Узел малого конуса со штангой устроен следующим образом. Собственно малый конус 30 в закрытом (поднятом) положении прижимается к воронке 3, запирая межконусное пространство. Его отливают из углеродистой стали, в зоне контактирования с воронкой и по всей рабочей поверхности наплавляют износостойким твердым сплавом. Конус может быть выполнен цельнолитым или составным из двух частей, плотно стыкующихся в вертикальной плоскости с помощью болтов.

Штангу 25, служащую для подвешивания конуса, выполняют полый из цельнотянутой толстостенной трубы. На концевых участках ее нарезана резьба. Штанга сочленяется с конусом посредством накрученной на ее нижний конец головки 28, которая зафиксирована от проворачивания специальным стопорным кольцом. На фланце головки 28 болтами закреплен стакан 29, снабженный латунной втулкой, которая служит направляющей штанги 15 большого конуса засыпного аппарата, пропускаемой через штангу 25. Для удобства обнаружения мест продувов газа в узле сочленения конуса со штангой и замены конуса предусмотрено фигурное кольцо 27.

Верхней своей частью с помощью накрученной головки 19 и гаек 17 штанга 25 опирается на роликовый подпятник 18, заключенный в разъемный по вертикали корпус. Этот корпус соединен с обоймой 16, имеющей траверсу для крепления подвесок 12 и 14, которые связывают малый конус 30 с приводом его вертикального перемещения. Такая конструкция обеспечивает возможность вращения штанги вместе с малым конусом за счет его прижатия к воронке. Штанга 12 предохраняется от износа надетыми на нее футеровочными кольцами 20 из износостойкой стали.

Над роликовым подпятником 18 смонтированы трехъярусные сальниковые уплотнения 13 для предотвращения выхода колошниковога газа из межконусного пространства в атмосферу через кольцевой зазор между штангами малого и большого конусов. Сальниковое уплотнение каждого яруса имеет независимое поджатие. Под верхним сальниковым уплотнением в промежуточной грундбуксе установлена латунная втулка — направляющая штанги 15 большого конуса.

К соединенному с обоймой 16 корпусу шарнирно прикреплен кронштейн с брусом 11, свободный конец которого при монтаже распределителя устанавливается в направляющей, расположенной на приемной воронке. Брус удерживает обойму 16 и связанные с ней подвески 12 и 14 малого конуса от вращения.

Привод распределителя шихты в целях защиты его от воздействия горячего колошниковога газа и обеспечения удобства

обслуживания выполнен выносным и соединен с приводным валом углового редуктора 24 карданным валом 38. На сварной раме привода, установленной и закрепленной болтами на стальных конструкциях колошниковога устройства, смонтированы: электродвигатель 35; цилиндрический двухступенчатый редуктор 37, соединенный с электродвигателем упругой муфтой 36; кинематический цилиндрический редуктор 32, соединенный с тихоходным валом редуктора 37; три сельсина 33 и командоаппарат 34, вращение которым передается от кинематического редуктора.

Густая смазка сальниковых уплотнений вращающейся воронки, межштангового зазора и подшипников качения, включая роликовый подпятник, — централизованная от автоматизированных смазочных станций.

Фланцем 31 опорного кольца 2 распределитель шихты устанавливается в рабочее положение на верхний фланец 26 газового затвора засыпного аппарата. Для центрирования распределителя шихты относительно засыпного аппарата применяют гидравлические домкраты, устанавливаемые на специальных кронштейнах газового затвора засыпного аппарата.

ПО «Уралмаш» и ЮУМЗ выпускают восемь моделей распределителя шихты описанной конструкции, различающихся в основном размерами.

Техническая характеристика распределителей шихты

Модель	СЗ-35-6,5 *	СЗ-37-10	СЗ-38-12
Полезный объем вращающейся воронки, м ³	6,5	10	12
Диаметр малого конуса, мм	2000	2000	2000
Частота вращения воронки (номинальная), об/мин	3,4	3,5	3,5
Избыточное давление газа в межконусном пространстве, МПа	0,2	0,2	0,2
Мощность электродвигателя привода, кВт	55	55	55
Масса, т	36,5	56,6	61,1
Полезный объем печи, м ³	1000—1300	1386—1719	2000—2300
Модель	СЗ-18-17	СЗ-21-17	РШВ-1-22 **
Полезный объем вращающейся воронки, м ³	17	17	22
Диаметр малого конуса, мм	3000	2500	3000
Частота вращения воронки (номинальная), об/мин	3,1	3,0	3,0
Избыточное давление газа в межконусном пространстве, МПа	0,25	0,25	0,25
Мощность электродвигателя привода, кВт	115	115	115
Масса, т	135,3	110,6	143,5
Полезный объем печи, м ³	2700	3000	3200

*СЗ — сухой затвор; 35 — номер модели; 6,5 — полезный объем вращающейся воронки, м³.

** РШВ — распределитель шихты вращающийся.

Расчет мощности привода распределителя шихты

Общий статический момент $M_{ст}$ при вращении воронки распределителя шихты (рис. VI.7) определяют как сумму пяти моментов:

$$M_{ст} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5. \quad (VI.1)$$

Момент, затрачиваемый на преодоление сопротивления сил трения в подпятнике и в уплотнениях штанг

$$M_1 = k_y Q_k \mu \frac{D}{2}, \quad (VI.2)$$

где k_y — коэффициент, учитывающий сопротивление в сальниковых уплотнениях штанг и возможное трение между штангами; μ — коэффициент трения в подшипнике подпятника (при работе без смазки); Q_k — усилие в штанге малого конуса, создаваемое балансиром; D — средний диаметр роликового хода в подпятнике.

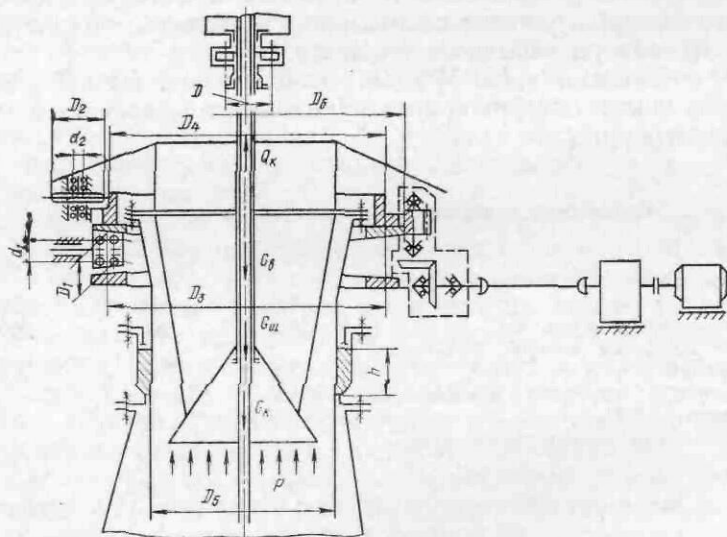


Рис. VI.7. Схема к расчету мощности привода распределителя шихты

Момент, затрачиваемый на преодоление сил сопротивления при вращении воронки по опорным роликам

$$M_2 = \omega Q_i \frac{D_3}{2}, \quad (VI.3)$$

где ω — коэффициент сопротивления перемещению воронки по роликам; Q_i — усилие, действующее со стороны воронки на опорные ролики; D_3 — средний диаметр беговой дорожки.

Необходимо учитывать, что усилие Q_i может быть направлено вниз (при атмосферном давлении в межконусном пространстве)

или вверх (при избыточном давлении газа в межконусном пространстве).

При дополнительном режиме работы уравнительных клапанов

$$Q_i = G_{ш} + G_k + G_b - Q_k - p \frac{\pi D_5^2}{4}, \quad (VI.4)$$

где $G_{ш}$ — вес шихтовых материалов в воронке; G_k — вес малого конуса со штангой, защитными кольцами и подвеской; G_b — вес вращающейся воронки с фланцем, зубчатым венцом и футеровкой; p — избыточное давление газа под колошником; D_5 — наружный диаметр вращающейся воронки.

Момент на преодоление сопротивления сил трения в сальниковых уплотнениях воронки приближенно равен

$$M_3 = F_T \frac{D_5}{2} = p_1 \mu_2 \pi D_5 h \frac{D_5}{2}, \quad (VI.5)$$

где F_T — сила трения в сальниковых уплотнениях; μ_2 — коэффициент трения воронки о сальниковую набивку; p_1 — давление сальниковой набивки на воронку, принимают в зависимости от давления газа p под колошником ($p_1 = 1,1p$); h — суммарная высота сальникового уплотнения воронки.

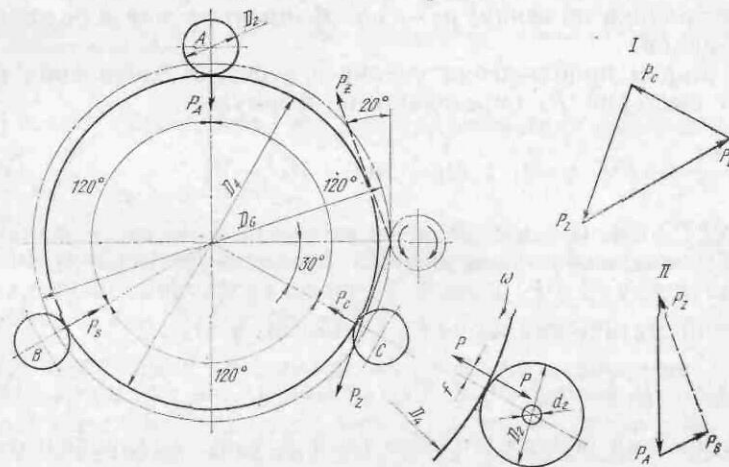


Рис. VI.8. Схема к расчету моментов сил трения в центрирующих роликах распределителя шихты (I, II — вращение соответственно по часовой и против часовой стрелки)

Моменты M_4 и M_5 , затрачиваемые на преодоление сил трения качения между центрирующими роликами и венцом, а также в подшипниках центрирующих роликов, определяют методом последовательных приближений (рис. VI.8).

В первом приближении усилие в зубчатом зацеплении приводной шестерни P'_2 определяют из уравнения

$$P'_2 \frac{D_6}{2} \cos 20^\circ = M_1 + M_2 + M_3, \quad (VI.6)$$

где D_6 — диаметр начальной окружности зубчатого венца.

Так как привод реверсивный, то усилие P'_z может быть направлено в разные стороны. При вращении воронки по часовой стрелке усилие от приводной шестерни воспринимают ролики B и C ($P_A = 0$), а при вращении против часовой стрелки — ролики B и A ($P_C = 0$).

В первом приближении усилие со стороны венца на центрирующие ролики определяют из многоугольников сил, которые строят для случаев вращения по и против часовой стрелки. В расчет вводится наибольшая арифметическая сумма реакций из возможных двух вариантов.

В первом приближении величины моментов M_4 и M_5 составят:

$$\left. \begin{aligned} M'_4 &= (P_A + P_B + P_C) \left(f + \frac{fD_3}{D_2} \right); \\ M'_5 &= (P_A + P_B + P_C) \frac{\mu_1 d_2}{D_2} \cdot \frac{D_4}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (VI.7)$$

где D_2 — диаметр центрирующего ролика; D_4 — диаметр поверхности катания венца по центрирующим роликам; d_2 — диаметр цапфы подшипника центрирующего ролика; f — плечо трения качения ролика по венцу; μ_1 — коэффициент трения в подшипниках роликов.

Во втором приближении усилие в зубчатом зацеплении приводной шестерни P'_z определяют по формуле

$$P'_z \frac{D_3}{2} \cos 20^\circ = M_1 + M_2 + M_3 + M'_4 + M'_5. \quad (VI.8)$$

Если P'_z отличается от P_z не более чем на 5 %, то для дальнейшего расчета можно пользоваться величинами M'_4 и M'_5 . Если разница между P'_z и P_z более 5 %, расчет необходимо продолжить.

Общий статический момент с учетом M'_4 и M'_5

$$M'_{ст} = M_1 + M_2 + M_3 + M'_4 + M'_5. \quad (VI.9)$$

Статический момент, приведенный к валу электродвигателя,

$$M_{ст. д. в} = M'_{ст} / (u\eta), \quad (VI.10)$$

где u — общее передаточное число механизма; η — общий к. п. д. механизма.

Так как работа распределителя шихты характеризуется частыми пусками и остановками, то для определения мощности электродвигателя необходимо учесть динамические моменты в периоды разгона и торможения.

Динамический момент на валу электродвигателя, определяемый отдельно для периодов пуска и торможения механизма

$$M_{дин. д. в. п (т)} = \frac{\delta_1 J_{дв} \omega_{дв}}{t_{п (т)}} + \frac{J_B \omega_{дв}}{u^2 t_{п (т)}}, \quad (VI.11)$$

где $J_{дв}$ и J_B — моменты инерции масс на валу двигателя и воронки с деталями малого конуса и шихтой на нем (относительно оси воронки); $\delta_1 = 1,2 \div 1,3$ — коэффициент, учитывающий моменты инерции масс остальных вращающихся деталей привода; u — передаточное число между электродвигателем и воронкой; $\omega_{дв}$ — частота вращения ротора электродвигателя; $t_{п (т)}$ — время пуска или торможения.

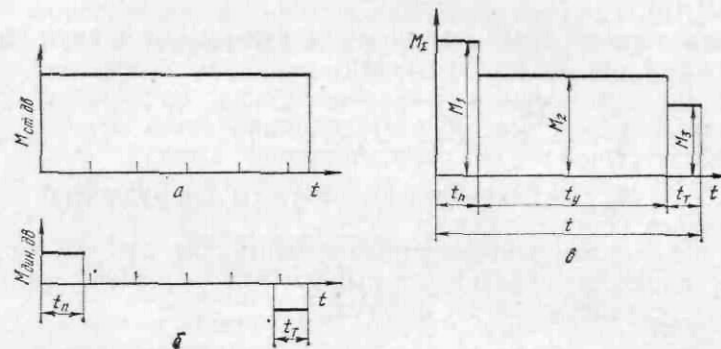


Рис. VI.9. Графики статических, динамических и суммарных моментов на валу двигателя

Расчеты показывают, что для существующих типовых распределителей

$$J_B / u^2 = \delta_2 J_{дв} \approx 0,5 J_{дв}.$$

Поэтому можно приближенно принимать $\delta_2 = 0,5$. Динамический момент, приведенный к валу двигателя, выразится

$$M_{дин. д. в. п (т)} = (\delta_1 + \delta_2) \frac{J_{дв} \omega_{дв}}{t_{п (т)}}. \quad (VI.12)$$

По полученным данным строят графики статических $M_{ст. д. в.}$ динамических $M_{дин. д. в.}$ и суммарных M_2 моментов отдельно для скипов с железосодержащей частью шихты и коксом (рис. VI.9).

Воронка распределителя шихты за полный цикл работы поворачивается на углы φ_i , равные 60, 120, 180 град. Время установившейся ее частоты вращения ω_B при повороте на угол φ_i

$$t_y = \frac{\varphi_i}{\omega_B} = \frac{1}{2} (t_{п} + t_{т}). \quad (VI.13)$$

Максимальное значение t_y будет при повороте воронки на угол, равный 180 град.

Эквивалентный момент для одного (рудного или коксового) скипа

$$M_{э. п (к)} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_{п} + M_2^2 t_y + M_3^2 t_{т}}{t_y + \alpha (t_{п} + t_{т})}}. \quad (VI.14)$$

При этом время работы распределителя шихты $t = t_y + t_n + t_r$, где t_y — время установившегося движения определяется из условия поворота воронки на угол φ_i ; α — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя при пусках и торможениях ($\alpha = 0,75$).

Для каждой подачи из четырех скипов с поворотом воронки распределителя на данный угол φ_i строят нагрузочную диаграмму (рис. VI.10).

Эквивалентный момент за подачу (двух рудных и двух коксовых скипов) без учета пауз равен

$$M_{э.п.и} = \sqrt{\frac{2(M_{э.р}^2 + M_{э.к}^2)t}{4t}}, \quad (VI.15)$$

где $M_{э.р}$ и $M_{э.к}$ — эквивалентные моменты для рудного и коксового скипов соответственно.

По полученным эквивалентным моментам $M_{э.п.и}$ для каждой подачи определяют эквивалентный момент двигателя за цикл работы распределителя по формуле

$$M_{э} = \sqrt{\frac{2M_{э60}^2 t_{60} + 2M_{э120}^2 t_{120} + M_{э180}^2 t_{180}}{2t_{60} + 2t_{120} + t_{180}}}, \quad (VI.16)$$

где $M_{э60}$, $M_{э120}$, $M_{э180}$ — эквивалентные моменты для подач при повороте воронки распределителя на углы ± 60 , ± 120 и 180 град соответственно (при работе распределителя на шесть станций); t_{60} , t_{120} , t_{180} — время поворота воронки распределителя на углы ± 60 , ± 120 и 180 град соответственно.

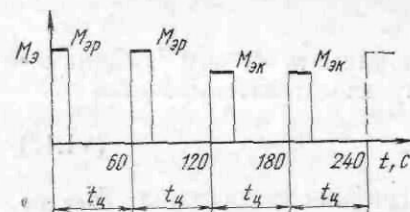


Рис. VI.10. Нагрузочная диаграмма при подаче из четырех скипов для расчета мощности привода распределителя шихты

Далее расчет мощности двигателя ведут как для повторно-кратковременного режима с учетом фактической продолжительности включения двигателя. Экспериментальными исследованиями показано, что основная составляющая момента, преодолеваемая электродвигателем, обусловлена трением в сальниковом уплотнении вращающейся воронки.

Засыпной аппарат

Аппарат (рис. VI.11) состоит из следующих основных элементов: опорного колошникового кольца 3, привариваемого к купольной части кожуха печи, чаши (воронки) 2, опирающейся на кольцо; большого конуса 1, контактирующего с чашей; штанги 10 и газового затвора 4.

Опорное колошниковое кольцо 3 выполнено из двух, соединенных болтами, стальных литых частей Г-образного сечения. Чаша 2 представляет собой отливку из среднеуглеродистой стали, имеющую сверху фланец, которым она опирается на кольцо 3, а в нижней части — утолщенный прилив со скошенной внутренней поверхностью, контактирующей с большим конусом.

Большой конус отлит из среднеуглеродистой стали. В нижней части, контактирующей с чашей, он снабжен горизонтальным ребром жесткости, укрепленным большим числом вертикальных ребер, равномерно расположенных по окружности. В верхней части конус имеет прилив с гнездом для жесткого крепления штанги 10. В гнезде смонтирована втулка 5 с конической опорной частью. Штанга вставляется в эту втулку и фиксируется относительно конуса клином 6, который после затяжки стопорится планкой 7. Для полного исключения возможности качания большого конуса относительно штанги на нем установлен и закреплен болтами разъемной литой конус жесткости 8, охватывающий своей верхней частью штангу. Узел соединения штанги с большим конусом предохраняется от ударов шихты сварным защитным конусом 9, состоящим из двух частей, которые при монтаже аппарата приваривают к большому конусу. Последний в процессе изготовления подвергают балансировке с последующим взвешиванием. Отклонение фактического веса конуса и чаши от теоретического допускается в пределах $-10 \div +15$ %.

Угол наклона образующей большого конуса к горизонту выбирают из условия лучшего сбрасывания шихтовых материалов с конуса к периферии печи. Этому условию, согласно расчету, отвечает угол 53 град, который и принят в описываемой конструкции аппарата.

Для повышения стойкости большого конуса и чаши против абразивного и газоабразивного износа их контактные поверхности, а также непосредственно примыкающие к ним участки рабочих поверхностей наплавляют твердым сплавом. Контактные поверхности шлифуют. При работе аппарата благодаря «гибкости» чаши, выполняемой тонкостенной, происходит «обтягивание» ее по конусу (за счет действия на последний одностороннего давления колошникового газа), способствующее газоплотности сопряжения этих деталей. С целью усиления расклинивающего воздействия конуса на чашу и, следовательно, повышения газоплотности угол наклона образующей конуса в контактной зоне, так же, как и угол наклона контактной поверхности чаши, увеличили с 53 до 62—65 град (см. рис. VI.11). На заводе-изготовителе засыпной аппарат проверяют на плотность прилегания чаши к большому конусу. Зазор между их контактными поверхностями, измеряемый по всему периметру зоны контактирования при четырех положениях чаши (последовательно поворачивают ее на угол 90 град), должен быть не более 0,05 мм.

Газовый затвор 4 предназначен для отделения межконусного пространства от атмосферы и предотвращения выхода газа из печи при опускании большого конуса. Затвор представляет собой сварной цилиндро-конический кожух, состоящий из двух частей. Нижним фланцем затвор опирается на фланец чаши. В стыках чаши с газовым затвором и опорным колошниковым кольцом установлены уплотнительные шнуры, зажатые болтами между фланцами этих деталей. Верхний фланец газового затвора, имеющий овальные отверстия под болты и канавки для уплотнительного шнура, предназначен для установки на нем распределителя шихты. Цилиндрическая часть затвора для защиты от износа шихтовыми материалами футерована съемными плитами, отлитыми из марганцовистой стали. Эта часть снабжена двумя ремонтными люками 12. В верхней, конической части 11 имеются четыре люка: три малых 13 круглой формы — также для ремонта засыпного аппарата, и один большой 14 овальной формы — для извлечения и установки частей малого конуса распределителя шихты при их замене. Кроме того, коническая часть 11 газового затвора снабжена штуцерами 15 для присоединения к затвору наполнительных и выпускных газопроводов с уравнительными клапанами, а также тремя кронштейнами 16 под гидравлические домкраты,

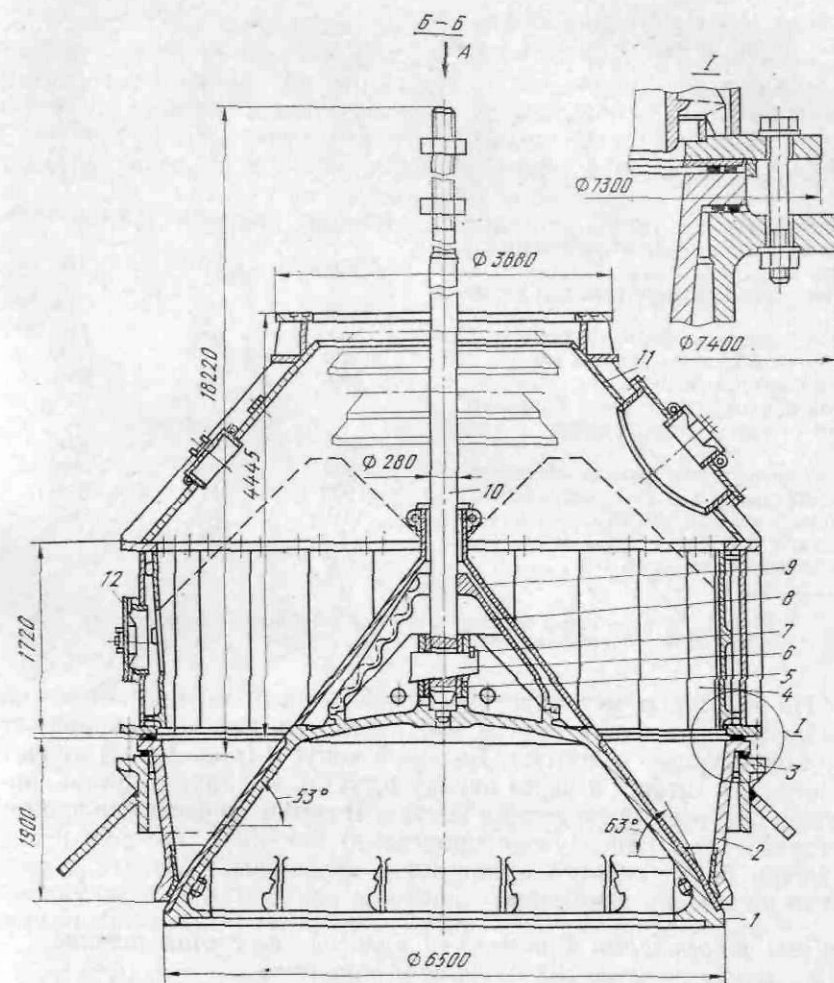
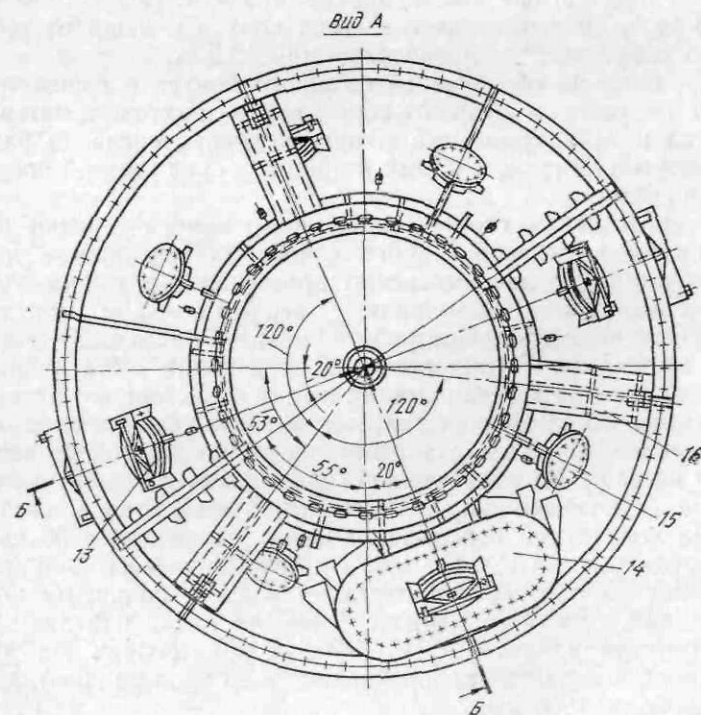


Рис. VI.11. Засыпной аппарат модели К25-6500

используемые при монтаже для центрирования распределителя шихты относительно засыпного аппарата.

Техническая характеристика засыпных аппаратов

Модель	К35-4200 *	К21-5000	К23-5400
Полезный объем межконусного пространства, м ³	33,5	45	45
Избыточное давление газа под колошником, МПа	0,2	0,25	0,25
Масса шихты на большом конусе, т.	48	58	68
Диаметр большого конуса, мм	4200	5000	5400
Ход большого конуса, мм	750	750	750

Угол наклона образующей большого конуса (в зоне контактирования с чашей), град 65
 Диаметр верхнего фланца чаши, мм 4780
 Высота чаши, мм 2015
 Диаметр штанги, мм 175
 Масса, т 65,2
 Полезный объем печи, м³ 1033

62
5280
1950
190
76,9
1719

62
5280
1950
190
96,9
2000

Модель	К24-6200	К25-6500	АЗК1-7000 **
Полезный объем межконусного пространства, м ³	70	70	90
Избыточное давление газа под колошником, МПа	0,25	0,25	0,25
Масса шихты на большом конусе, т	100	100	110
Диаметр большого конуса, мм	6200	6500	7000
Ход большого конуса, мм	590	590	600
Угол наклона образующей большого конуса (в зоне контактирования с чашей), град	63	63	63
Диаметр верхнего фланца чаши, мм	6600	6980	7480
Высота чаши, мм	1900	1900	2365
Диаметр штанги, мм	260	280	320
Масса, т	142,8	154,8	182,2
Полезный объем печи, м ³	2700	3000	3200

* К — конус; 31 — номер модели; 4200 — диаметр большого конуса, мм.
 ** АЗК — аппарат засыпной конусный.

На некоторых металлургических заводах применяют засыпной аппарат, не имеющий конуса жесткости, что несколько упрощает его конструкцию и монтаж. Большой конус 4 (рис. VI.12) крепят клином *b* к штанге 3 через втулку 6, установленную в цилиндрической оребренной горловине конуса. В верхнюю часть горловины устанавливают цанговую (с прорезьями) втулку 2, которая после затяжки болтов плотно прилегает к горловине и штанге. Затем место крепления закрывают защитным конусом 1.

Расчет траектории движения и времени истечения шихты из конусного затвора загрузочного устройства

При проектировании и эксплуатации загрузочных устройств необходимо знать траектории сыпания шихты: с конуса засыпного аппарата — для регулирования распределения шихты по радиусу колошника; с верхнего конуса — для определения зоны встречи потока шихты с образующей нижнего конуса и ее упрочнения в этой зоне.

При опускании конуса шихта начинает устойчиво высыпаться из образующегося кольцевого зазора после его опускания на величину $h_0 = 5a$, где a — размер характерных кусков шихты ($a = 15 \div 50$ мм). При дальнейшем опускании конуса материал высыпается из кольцевой щели с увеличивающимися скоростью и расходом вплоть до полного открывания конуса, при котором эти величины достигают максимальных значений.

Обычно при работе двухконусного загрузочного устройства сыпание шихты заканчивается к моменту полного открывания конуса (при наборе одного скипа материала в распределитель шихты и четырехскиповой подачи на большой конус). Поэтому характерную (усредненную) траекторию сыпания шихты для таких случаев строят при опускании конуса на величину $h_i = 0,7 \div 0,9h$, где h — величина полного опускания (хода) конуса (рис. VI.13). Скорость истечения шихты v_i через «критическое»

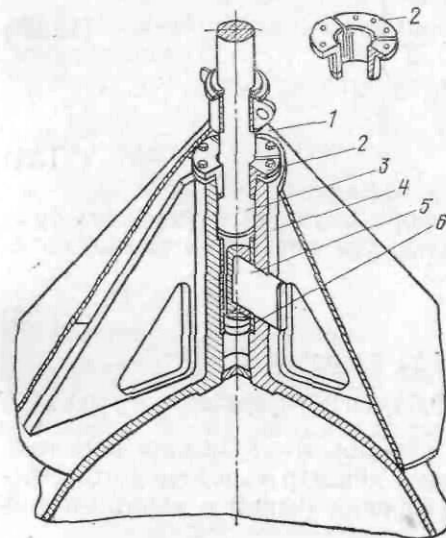


Рис. VI.12. Соединение большого конуса со штангой без конуса жесткости

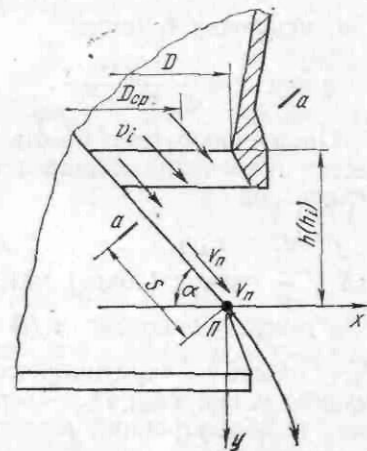


Рис. VI.13. Схема к расчету траектории движения и времени истечения шихты из конусного затвора

сечение *a—a*, направленную вдоль образующей конуса, подсчитывают как и при боковой разгрузке бункеров по формуле

$$v_i = \lambda \sin \alpha \sqrt{2g \left(1,6R - \frac{\tau}{\gamma \mu} \right)}, \quad (VI.17)$$

где λ — коэффициент истечения (0,4—0,5 для руды, кокса и агломерата и 0,6 — для окатышей); α — угол наклона образующей конуса; g — ускорение свободного падения; $R = (h_i \cos \alpha)/2$ — гидравлический радиус щели; h_i — текущее значение хода конуса; τ — начальное сопротивление сдвигу шихты; γ — объемная масса шихты; μ — коэффициент внутреннего трения шихты.

При отсутствии слёживания материала $\tau = 0$. В этом случае

$$v_i = \lambda \sin \alpha \sqrt{1,6gh_i \cos \alpha}. \quad (VI.18)$$

Скорость в точке II перегиба образующей конуса

$$v_{II} = \sqrt{2gS (\sin \alpha - f \cos \alpha) + v_i^2}, \quad (VI.19)$$

где S — путь движения шихты по конусу от критического сечения до точки $П$; f — коэффициент трения шихты по конусу.

Построение траектории (параболы) движения шихты после схода с конуса с начальной скоростью $v_{п}$ под углом α к горизонту ведут как для материальной точки.

В системе xPy скорости и перемещения по осям координат будут

$$\left. \begin{aligned} v_x &= v_{п} \cos \alpha; \quad v_y = v_{п} \sin \alpha + gt. \\ x &= v_{п} t \cos \alpha; \quad y = v_{п} t \sin \alpha + \frac{gt^2}{2} \end{aligned} \right\} \quad (VI.20)$$

или, исключая t , имеем:

$$y = x \operatorname{tg} \alpha + \frac{gx^2}{v_{п}^2 \cos^2 \alpha}. \quad (VI.21)$$

Пропускную способность затвора с учетом переходных процессов (изменения площади и скорости истечения) можно определить как

$$dV/dt = F_i v_i, \quad (VI.22)$$

где V — расход (объем) материала за время t ;

$$F_i = \pi D_{ср} h_i \cos \alpha = \pi (D - 0,5 h_i \sin 2\alpha) h_i \cos \alpha; \quad (VI.23)$$

F_i — площадь «критического» сечения $a-a$ между воронкой (чашей) и конусом; $D_{ср}$ — средний диаметр «критического» сечения; D — внутренний диаметр воронки (чашы) в «критическом» сечении.

Так как продолжительность движения конуса с ускорением составляет 0,5–0,7 с, а общее время его опускания — 5–8 с, разгон конуса происходит в период, когда расходное отверстие не обеспечивает устойчивого истечения $h_i < h_0$, поэтому закон перемещения конуса можно принять линейным

$$h_i = v_{к} t, \quad (VI.24)$$

где $v_{к}$ — скорость опускания конуса.

Подставив в выражение (VI.22) значения F_i , v_i и h_i по формулам (VI.18), (VI.23) и (VI.24), разделив переменные, после преобразований получим количество (объем) шихты V_1 , высыпавшееся за время t_1 открывания конуса

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{\pi}{2} \lambda v_{к} \sqrt{1,6 v_{к} \cos \alpha} \cdot \sin 2\alpha \times \\ &\times \int_{t_0}^{t_1} (Dt^{3/2} - 0,5 v_{к} t^{5/2} \sin 2\alpha) dt, \end{aligned} \quad (VI.25)$$

где $t_0 = 5a/v_{к}$ — время открывания конуса до начала устойчивого истечения шихты.

После интегрирования и преобразований получим

$$\begin{aligned} V_1 &= 0,2\pi \lambda v_{к} \sqrt{1,6 v_{к} \cos \alpha} \cdot \sin 2\alpha \times \\ &\times [D(t_1^{2,5} - t_0^{2,5}) - 0,35 v_{к} (t_1^{3,5} - t_0^{3,5}) \sin 2\alpha]. \end{aligned} \quad (VI.26)$$

Если обозначить через V_3 полный объем материала на конусе, то

$$V_3 = V_1 + V_2, \quad (VI.27)$$

где V_2 — объем материала, высыпавшегося с конуса после его полного опускания.

Время t_2 высыпания шихты после остановки конуса

$$t_2 = \frac{V_3 - V_1}{F_{\max} v_{\max}}, \quad (VI.28)$$

где F_{\max} и v_{\max} — определяются по формулам при полностью открытом конусе $h_i = h$.

Общее время высыпания шихты с конуса

$$T = t_1 + t_2. \quad (VI.29)$$

Расчет напряжений в чаше

Для расчета напряжений в чаше засыпного аппарата приняты следующие предпосылки: чаша плотно закрыта конусом (без перекоса); шихта на конусе отсутствует; избыточное давление газа в межконусном пространстве отсутствует.

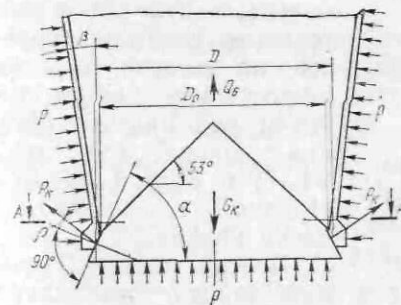


Рис. VI.14. Схема нагрузок, действующих на большой конус и чашу

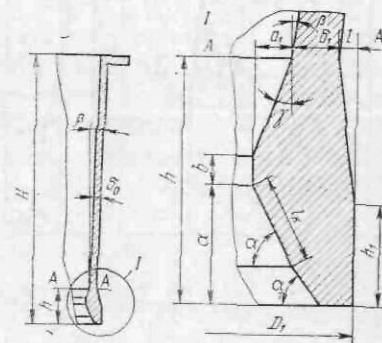


Рис. VI.15. Геометрические параметры чаши

Максимальное усилие прижатия конуса к чаше (вдоль оси штанги) определяется по формуле (рис. VI.14):

$$P = \frac{\pi D^2}{4} p + Q_б - G_{к}, \quad (VI.30)$$

где p — давление газа под колошником; $Q_б$ — создаваемое приводом усилие в штанге конуса, прижимающее его к чаше; $G_{к}$ — вес большого конуса.

Диаметр середины поверхности контактирования конуса и чаши:

$$D = D_1 - 2(l + a_1 + \delta_1) + l_k \cos \alpha, \quad (\text{VI.31})$$

где $a_1, \delta_1, l, l_k, \alpha$ — размеры чаши (рис. VI.15).

Усилие прижатия конуса к чаше прикладывается посередине образующей контактной поверхности. Его величина, рассчитанная на единицу длины этой поверхности, равна:

$$P_k = P / [\pi D \cos(\alpha - \rho)]. \quad (\text{VI.32})$$

Переноса P_k в центр тяжести сечения нижнего кольца (прилива) чаши, получают момент на единицу длины контактной поверхности (рис. VI.16)

$$M_{P_k} = P_k [c \cdot \text{ctg}(\alpha - \rho) - c_1] \sin(\alpha - \rho), \quad (\text{VI.33})$$

где c и c_1 — расстояния от точки приложения силы P_k до центра тяжести сечения нижнего кольца чаши по горизонтали и вертикали соответственно; α — угол наклона образующей конуса в зоне контакта; ρ — угол трения между контактными поверхностями конуса и чаши.

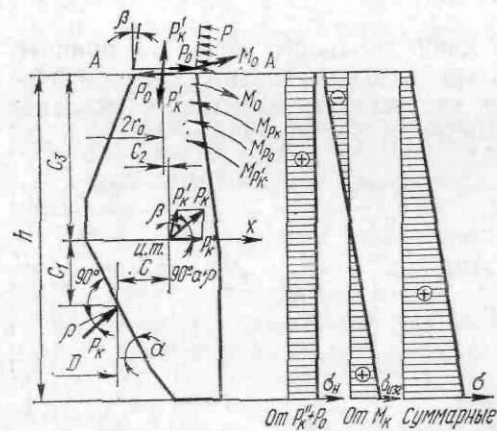


Рис. VI.16. Схема сил, действующих на нижний прилив чаши, и эпюры напряжений

по известному методу. Силу P_k разложим на две составляющие: вдоль образующей чаши

$$P'_k = \frac{P}{\pi D \cos \beta}; \quad (\text{VI.34})$$

нормально к оси чаши

$$P''_k = \frac{P}{\pi D} [\text{tg}(\alpha - \beta) - \text{tg} \beta], \quad (\text{VI.35})$$

где β — угол наклона стенки чаши.

Ввиду небольшой разницы между диаметрами положения центров тяжести сечения кольца и точек приложения силы P_k , их принимаем одинаковыми. Так как отношение толщины стенки чаши к ее диаметру значительно меньше $1/20$, то чашу рассматриваем как тонкостенную оболочку.

Считая чашу состоящей из равностенной длинной конической оболочки и присоединенного к ней кольца, условно разрезаем ее по сечению $A-A$ (см. рис. VI.14—VI.16). Действие одной части на другую заменяем краевым моментом M_0 и краевой распорной силой P_0 , приходящимися на единицу длины контактной поверхности. Составляем уравнение совместных радиальных перемещений и углов поворота нижнего края оболочки и верхнего края кольца (см. рис. VI.16): в левых частях уравнений — деформации чаши, а в правых — кольца:

$$\Delta_{P_0+q_0} + \Delta_{M_0} + \Delta_M = \Delta_{P_c} + \Delta_{M_k}; \quad (\text{VI.36})$$

$$W_{P_0+q_0} + W_{M_0} + W_M = W_{P_0} + W_{M_k}, \quad (\text{VI.37})$$

где $\Delta_{P_0+q_0}$ и $W_{P_0+q_0}$ — перемещение и угол поворота нижнего края чаши под действием неизвестной краевой распорной силы P_0 и краевой распорной силы q_0 , обусловленной внешним давлением:

$$q_0 = \frac{Pr_0}{2} \text{tg} \beta, \quad (\text{VI.38})$$

$$\text{где } r_0 = \frac{D_1 - \delta}{2} - l; \quad (\text{VI.39})$$

Δ_{M_0} и W_{M_0} — перемещение и угол поворота нижнего края чаши под действием неизвестного момента M_0 ; Δ_M и W_M — перемещение и угол поворота нижнего края чаши, обусловленные наружным давлением p и силами P_k (безмоментная теория); Δ_{P_c} и W_{P_c} — перемещение и угол поворота верхнего края кольца под действием суммарной распределенной радиальной силы, которая равна

$$P_c = P_k'' - P_0; \quad (\text{VI.40})$$

Δ_{M_k} и W_{M_k} — перемещение и угол поворота верхнего края кольца под действием суммарного момента в кольце, который равен

$$M_k = M_0 - M_{P_k} - M_{P_0} - M_{P_k'}. \quad (\text{VI.41})$$

$$\text{Здесь } M_{P_k'} = P_k' (c_3 \sin \beta + c_2 \cos \beta); \quad (\text{VI.42})$$

$$M_{P_0} = P_0 c_3, \quad (\text{VI.43})$$

где c_2 и c_3 — расстояния от центра тяжести сечения кольца до точки приложения силы P_k' по горизонтали и вертикали соответственно (см. рис. VI.16).

Используя выражения для деформации оболочки и деформации кольца и подставляя их в зависимости (VIII.40) и (VIII.41) после преобразований (при коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$), получаем два уравнения с двумя неизвестными M_0 и P_0 :

$$2,57 \frac{r_0}{\delta \sqrt{\delta \frac{r_0}{\cos \beta}}} (P_0 + q_0) + \frac{3,31}{\delta^2 \cos \beta} M_0 -$$

$$- \frac{1}{\delta} \left(0,85 \frac{Pr_0}{\cos \beta} - 0,3P'_k \right) = \frac{r_0 (P''_k - P_0)}{S} +$$

$$+ \frac{r_0 c_3}{J_k} (M_0 - M_{P_R} - M_{P'_k} - P_0 c_3); \quad (\text{VI.44})$$

$$- \frac{3,31 r_0}{\delta^2} (P_0 + q_0) - \frac{8,52}{\delta^2} \sqrt{\frac{r_0}{\delta \cos \beta}} M_0 +$$

$$+ \frac{\text{tg } \beta}{\delta} \left(\frac{3}{2} Pr_0 - P'_k \right) = \frac{r_0^2}{J_k} (M_0 - M_{P'_k} - M_{P_R} - P_0 c_3), \quad (\text{VI.45})$$

где S — площадь поперечного сечения кольца; J_k — момент инерции сечения кольца относительно горизонтальной оси X , проходящей через центр тяжести его сечения.

Решая уравнения (VI.44) и (VI.45), получаем значения M_0 и P_0 , величины M_{P_0} и M_k находят из уравнений (VI.43) и (VI.41).

Нормальные напряжения в сечении кольца, обусловленные распорными силами P'_k и P_0 , равномерно распределенные по сечению (рис. VI.16), определяют по формуле

$$\sigma_n = \frac{D(P'_k - P_0)}{2S}. \quad (\text{VI.46})$$

Напряжения изгиба от распределенного по кольцу момента составят

$$\sigma_{из} = \pm \frac{DM_{из}y}{2J_k}, \quad (\text{VI.47})$$

где y — расстояние от нейтральной оси X до нижнего или верхнего края кольца.

Суммарные напряжения в кольце

$$\sigma = \sigma_n \pm \sigma_{из}. \quad (\text{VI.48})$$

Полученные напряжения сравнивают с допускаемыми $\sigma_{доп}$, которые с учетом ползучести для стали 35Л должны находиться в пределах 45—55 МПа. Меньшие значения $\sigma_{доп}$ следует принимать для засыпных аппаратов, работающих при высоких температурах колошника (450—500 °C).

Привод конусов

Привод конусов должен удовлетворять следующим требованиям:

1. Точки подвеса штанг конусов должны опускаться (подниматься) по вертикали на всем протяжении рабочего хода; горизонтальные отклонения — не более 1—2 мм.

2. Одновременное открывание малого и большого конусных затворов, а также открывание каждого из них при неуравновешенном давлении газа и самопроизвольное открывание (при нормальной эксплуатации доменной печи) исключаются.

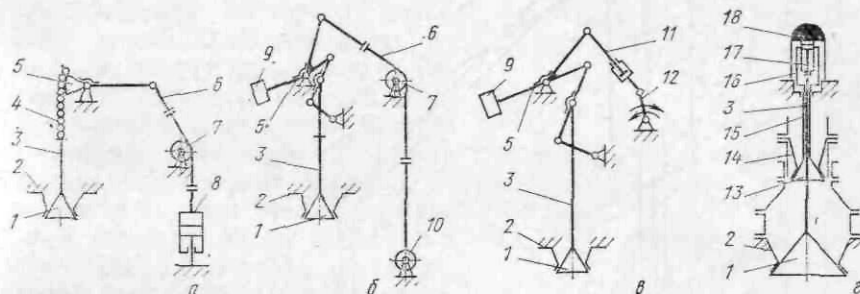


Рис. VI.17. Схемы привода конусов загрузочного устройства: а — свободное опускание конусов; б, в, г — принудительное опускание конусов; 1 — большой конус; 2 — чаша; 3 — штанга большого конуса; 4 — цепь; 5 — балансир; 6 — канат; 7 — блок канатный; 8 — пневматический цилиндр; 9 — контргруз; 10 — электрическая лебедка; 11 — шатун; 12 — кривошип; 13 — малый конус; 14 — воронка малого конуса; 15 — штанга малого конуса; 16 — гидравлический цилиндр малого конуса; 17 — то же, большого конуса; 18 — рама

3. Движение конусов должно быть плавным, без рывков, закрывание конусных затворов — по возможности безударным.

4. Должна быть обеспечена возможность совместного центрирования штанг конусов относительно вертикальной оси загрузочного устройства (оси доменной печи), а также центрирования одной из штанг относительно другой.

5. Взрывы газа в межконусном пространстве загрузочного устройства, недопустимые при нормальной эксплуатации доменной печи, но иногда аварийно возникающие, не должны вызывать поломок в приводе конусов; при отсутствии в загрузочном устройстве специальных предохранительных устройств привод большого конуса не должен препятствовать его опусканию под действием повышенного давления газа в момент взрыва, поскольку большой конус при этом срабатывает как предохранительный клапан.

Применяемые приводы конусов можно разделить на два основных типа: со свободным и с так называемым принудительным опусканием конусов. Отличительной особенностью первого из них является отсутствие непосредственного воздействия привода на конус при его опускании; последнее происходит под действием собственного веса конуса и веса лежащей на нем шихты. Подъем конуса осуществляется принудительно электролебедкой или пнев-

матическим цилиндром (рис. VI.17, а), имеющими гибкую связь с его штангой через рычажный балансир.

Приводы, относящиеся ко второму типу (рис. VI.17, б—г), выполняют балансирными или безбалансирными. Балансирные приводы могут быть канатными (от электролебедки) и бесканатными.

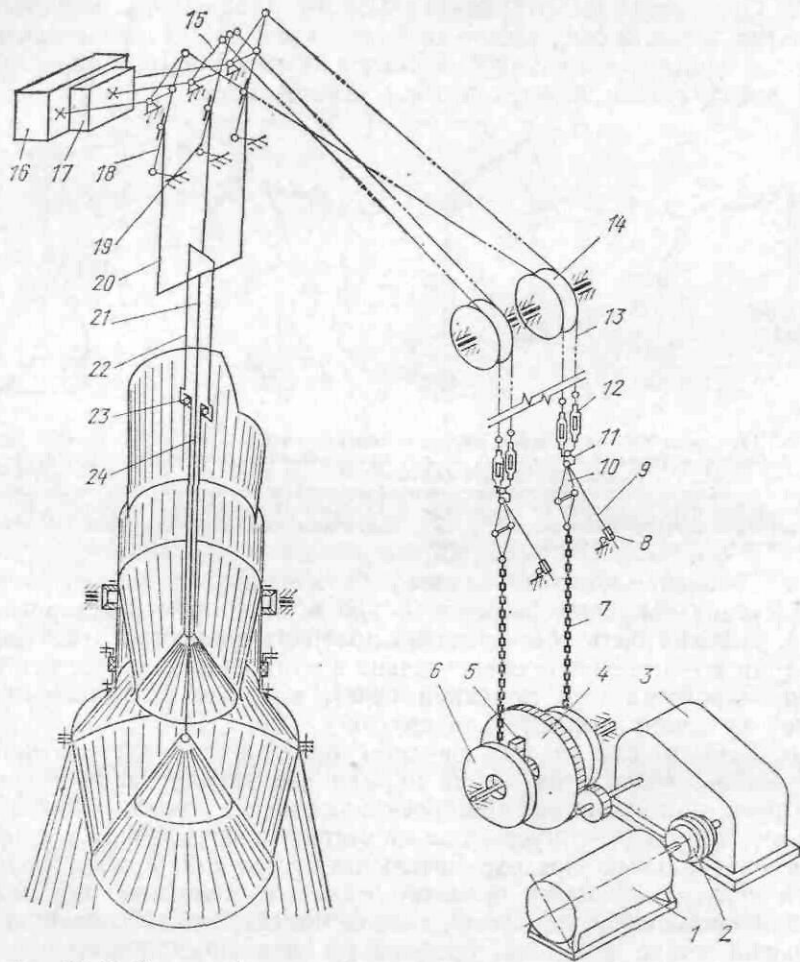


Рис. VI.18. Рычажно-балансирный электромеханический привод конусов с принудительным их опусканием

Канатные приводы, в свою очередь, делятся на рычажные (см. рис. VI.17, б) и шкивные. Известны бесканатные балансирные приводы: электромеханический с кривошипно-шатунным механизмом (см. рис. VI.17, в) и гидравлический, а безбалансирные — гидравлический (см. рис. VI.17, г) и электромеханические винтовой, реечный, кривошипно-шатунный.

В отечественной практике преимущественное применение получил рычажно-балансирный электромеханический привод конусов с принудительным их опусканием, схематически изображенный на рис. VI.18. Вращение от электродвигателя 1 лебедки через муфту 2, редуктор 3 и зубчатую пару 4 передается одному из двух барабанов 6 посредством кулаков 5, имеющих на зубчатом колесе и барабанах. Один из последних предназначен для маневрирования малым конусом (на рисунке — левый), а другой — большим конусом. На барабанах закреплены пластинчатые цепи 7, продолжением которых являются канаты 13. Между верхними концами цепей и нижними концами канатов встроены механизмы 10 предельного натяжения канатов с противоскручивающими устройствами, балансирные траверсы 11 и винтовые стяжки 12. Каждая пара канатов 13, объединенных траверсой 11, огибает направляющий блок 14 (блоки установлены на наклонном мосту скипового подъемника) и своими верхними концами присоединена к смонтированным на копре колошникового устройства рычажным балансиром 15 большого и малого конусов с контргрузами соответственно 16 и 17. С канатными плечами рычагов балансиров посредством прямых механизмов 18, 19 и тяг связаны подвески 20, 22 и штанги 21, 24 соответственно большого и малого конусов. Верхний конец штанги малого конуса имеет опору в виде роликового подпятника 23.

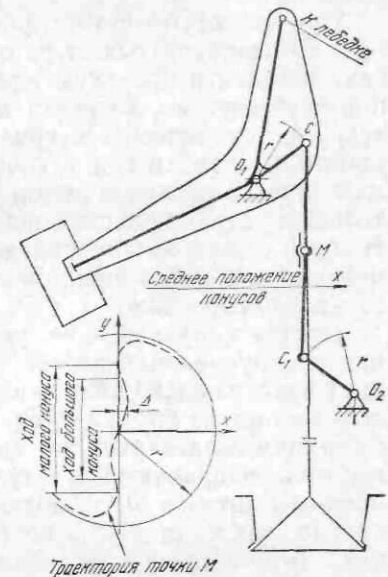


Рис. VI.19. Прямильный механизм лемнискатного типа

В лемнискатном прямильном механизме $O_1CC_1O_2$ (рис. VI.19) точка М, расположенная посередине звена (шатун) CC_1 , при повороте кривошипа O_1C радиусом r на определенном участке траектории движется по кривой, весьма близкой к прямой вертикальной линии. В точке М шарнирно подвешивают тяги конусов. Размеры прямильных механизмов для большого и малого конусов в целях унификации принимают одинаковыми. Ход малого конуса, как видно из рисунка, практически равен длине всего участка движения точки М по траектории, приближающейся к вертикальной прямой. Ход же большого конуса меньше и располагается внутри этого участка. Поэтому погрешность в установке рычага балансира малого конуса может повлечь за собой более значительное отклонение положения точки М по

горизонтали, чем большого конуса. Анализом лемнискатного механизма установлено, что принимаемые его геометрические параметры обеспечивают незначительное (~ 2 мм) горизонтальное отклонение точки *M* от оси печи (ось *y*).

Механизмы 10 предельного натяжения канатов (см. рис. VI.18) предназначены для предохранения системы привода конусов от перегрузок, в том числе при случайном возникновении условий, препятствующих нормальному опусканию или подъему конусов.

При недостаточном натяжении канатов начало опускания конуса сильно запаздывает по отношению к началу вращения барабана лебедки и происходит рывком, что вызывает резкие колебания всей системы, включая конус, и обусловленные этим значительные динамические нагрузки на элементы системы. Упругость канатной трансмиссии в сочетании с резкими ускорениями (замедлениями) барабана лебедки может привести к крайне нежелательным ударам большого конуса о чашу при закрывании затвора. В связи с этим задают определенную величину предварительного натяжения канатов, принимают график скорости с ранним началом замедления лебедки.

Противоскручивающие устройства применяют для исключения раскручивания канатов, которое может привести к повышенному износу цепей при навивании их на барабаны. Каждое устройство состоит из штанги 9 (см. рис. VI.18), шарнирно соединенной с верхним сочленением тяг механизма 10 предельного натяжения канатов, направляющей втулки 8 с цапфами, внутри которой проходит штанга 9, и подшипников, несущих втулку 8 и закрепленных на стальных конструкциях здания скипового подъемника. При подъеме и опускании механизма предельного натяжения каната происходит скольжение штанги 9 относительно втулки 8, которая при этом поворачивается в подшипниках.

Рычажные балансиры конусов, выпускаемые ЮУМЗом (рис. VI.20), объединены в единый узел с прямильными механизмами. На сварной раме 14 смонтированы заключенные в корпус два роликовых подшипника 13. На них опирается ось 12, несущая на себе балансиры 9 и 10 соответственно большого и малого конусов. Балансиры представляют собой двуплечие рычаги сварной конструкции, качающиеся независимо друг от друга.

Балансир 9 большого конуса выполнен в виде двух связанных между собой и совместно работающих рычагов, сидящих на оси 12 жестко и несущих на длинном плече контргруз 1, а коротким плечом соединяющихся посредством тяг 8, канатов и цепей с лебедкой управления конусами.

Балансир 10 малого конуса выполнен в виде одинарного рычага, смонтированного на разъемной ступице, которая снабжена бронзовыми вкладышами и свободно сидит на оси 12. Конструкция узла соединения рычага со ступицей обеспечивает возможность перемещения рычага (с помощью болтов) в направлении вдоль

оси 12 на 30 мм в любую сторону от номинального положения. На длинном плече рычага закреплен контргруз 2, короткое плечо связано с лебедкой тягой 7.

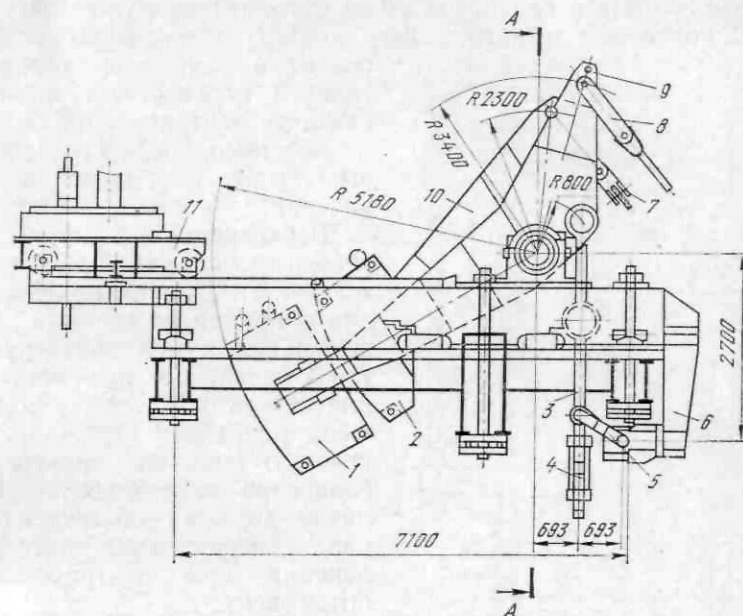
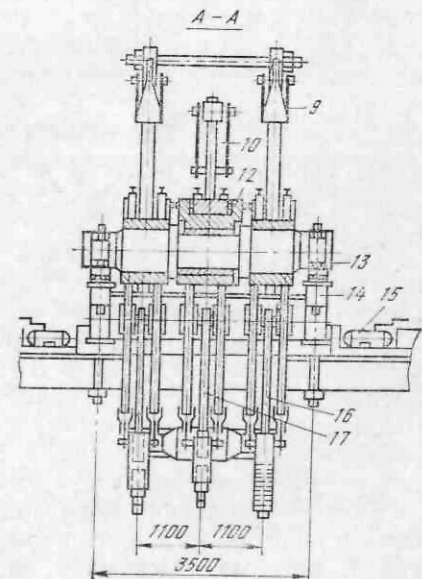


Рис. VI.20. Балансиры конусов модели КП-1-188

На коротких плечах рычагов балансиров ближе к центру их качания шарнирно подвешены шатуны 3 прямильных механизмов. Внизу шатуны через кривошипы 5 шарнирно связаны с кронштейном 6 рамы 14. Тяги 16 и 17 конусов, к которым с помощью стяжек 4 прикреплены подвески конусов, шарнирно подвешены посередине шатунов 3, в точке лемнискатного прямилла, движущейся по кривой, близкой к прямой линии.

Кривошипы 5, связанные с шатуном балансира 10 малого конуса, имеют опору, положение которой может изменяться в на-



правлении, параллельном оси 12 и в перпендикулярном направлении на 30 мм в каждую сторону от номинального положения. Такая конструкция в сочетании с описанной конструкцией узла соединения рычага балансира 10 со ступицей позволяет регулировать положение штанги малого конуса относительно штанги большого конуса в горизонтальной плоскости, т. е. производить центрирование ее.

Все шарнирные соединения выполнены на подшипниках качения.

Все шарнирные соединения выполнены на подшипниках качения.

Балансирное устройство снабжено монтажной рельсовой тележкой 11, предназначенной для опирания на нее или подвешивания к ней контргрузов 1 и 2 балансира при монтаже или ремонтах. Тележка снабжена роликовой дорожкой, на которую опирается контргруз балансира малого конуса. Наличие дорожки облегчает операцию перемещения этого балансира при центрировании штанг конусов.

Для центрирования конусов относительно оси доменной печи служат фиксируемые на несущих балках копра колошниково-го устройства гидравлические домкраты 15, позволяющие перемещать раму 14 на 100 мм в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Смазка всех подшипников густая централизованная.

Рис. VI.21. Подвески конусов

Подвески конусов (рис. VI.21) представляют собой пространственную систему, позволяющую совместить оси штанг малого и большого конусов.

Подвеска конусов (рис. VI.21) представляют собой пространственную систему, позволяющую совместить оси штанг малого и большого конусов.

Подвеска малого конуса состоит из двух тяг 4, присоединенных с помощью гаек к траверсе 8 головки 9 роликового подпятника распределителя шихты, кованой траверсы 5, связывающей между собой тяги в верхней части, и закрепленной на этой траверсе гайками центральной тяги 6, которая присоединяется к тяге балансира малого конуса с помощью стяжной гайки 7.

Подвеска большого конуса состоит из литой траверсы 2, надеваемой на штангу 1 конуса и закрепляемой на ней гайками, и двух тяг 3, которые нижними концами посредством гаек соединены с траверсой, а верхними — с помощью стяжных гаек узла балансира — с тягами балансира большого конуса.

Техническая характеристика балансира конусов

Модель	КП-4-72*	КП-2-90	КП-3-105
Ход конуса, мм:			
большого	750	750	750
малого	900	900	900
Усилие в штанге, кН:			
большого конуса	720	900	1013
малого конуса	280	400	368
Угол поворота балансира (рабочий):			
большого конуса	61° 50'	61° 50'	61° 50'
малого конуса	76° 08'	76° 08'	76° 08'
Масса, т	56,1	63,0	69,2
Полезный объем печи, м ³	1033—1386	1719	2000
Модель	КП-1-158	КП-1-188	БКП-1-210
Ход конуса, мм:			
большого	590	590	600
малого	800	800	750
Усилие в штанге, кН:			
большого конуса	1580	1812	2058
малого конуса	640	690	802
Угол поворота балансира (рабочий):			
большого конуса	43° 16'	43° 16'	41° 51'
малого конуса	60°	60°	53° 01'
Масса, т	105,8	115,6	122,1
Полезный объем печи, м ³	2700	3000	3200

* П — привод; К — конусов; Б — балансира; 4 — номер модели; 72 — усилие на штанге большого конуса, т.

Тяги и траверсы выполняют из углеродистой стали.

Лебедки управления конусами бывают разных типов. ЮУМЗ выпускает однодвигательные лебедки двух моделей, имеющих одинаковые кинематическую схему и конструкцию, и двухдвигательные лебедки.

Основными элементами однодвигательных лебедок (рис. VI.22) являются: несущая рама 5; смонтированные на ней электродвигатель 1, двухступенчатый цилиндрический редуктор 4, соединенный с электродвигателем эластичной муфтой 2 с тормозным шкивом; колодочный короткоходовой тормоз 3; зубчатая цилиндрическая пара 6, 15, укрытая разъемным кожухом; грузовой вал 14, несущий на себе колесо 15 зубчатой пары и два барабана 7 (один для малого конуса, другой для большого); два командоаппарата 12, связанных с грузовым валом посредством кинематических редукторов 10; сельсин 8, получающий вращение от одного из кинематических редукторов; два конечных выключателя 11.

Раму 5 сварной конструкции устанавливают на фундаменте и закрепляют на нем болтами. Редуктор 4 имеет выходной вал с вынесенной за пределы корпуса опорой 13, которая выполнена в виде стойки, закрепленной болтами на раме 5. На выходном валу сидит шестерня 6 зубчатой пары.

Грузовой вал 14 опирается на две закрепленные на раме 5 стойки 9 со сферическими двухрядными роликоподшипниками.

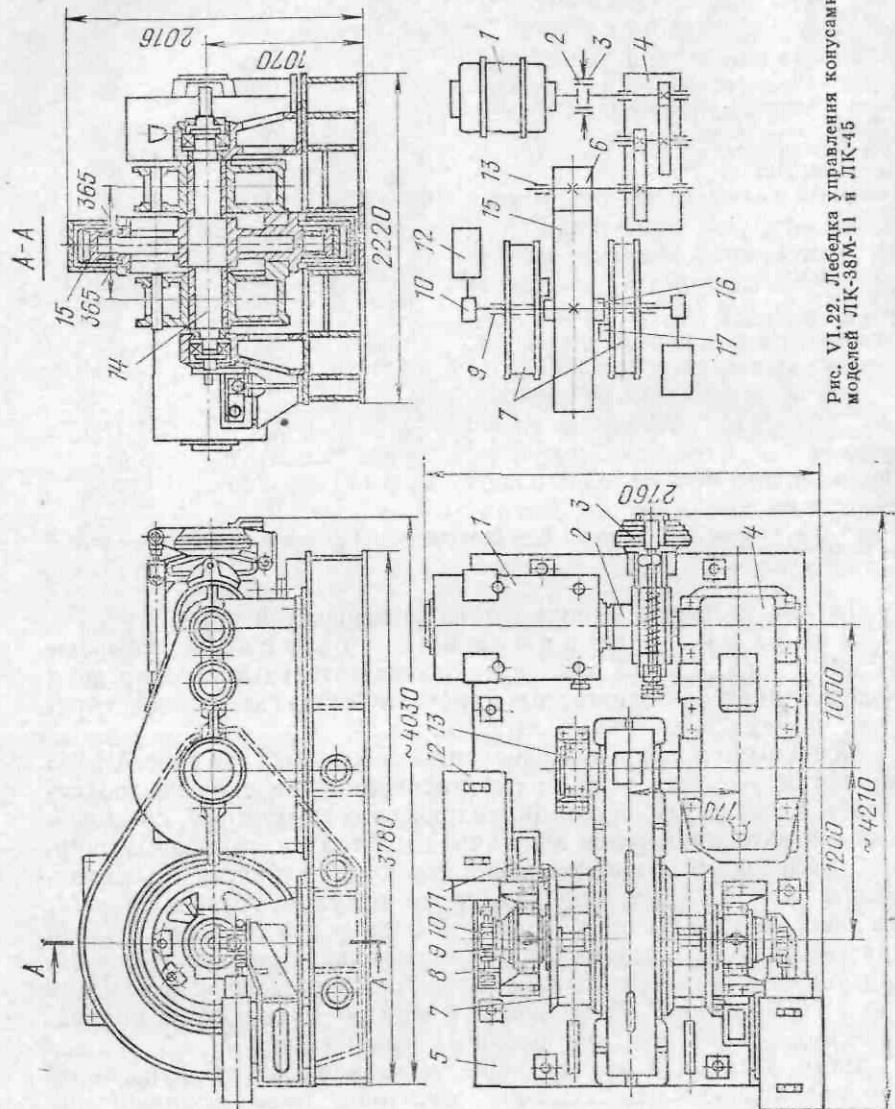


Рис. VI.22. Лебедка управления конусами моделей ЛК-38М-11 и ЛК-45

Зубчатое колесо 15 сидит на нем неподвижно, а барабаны 7 — свободно, на бронзовых втулках. На зубчатом колесе и на барабанах имеются приливы — кулаки соответственно 16 и 17, расположенные так, что при вращении колеса от среднего положения в одну сторону оно сцепляется с барабаном большого конуса, а при вращении от указанного положения в другую сторону — с барабаном малого конуса. При этом соединенная с канатом, идущим к рычагу балансира, цепь наматывается на барабан, и соответствующий конус опускается. Другой барабан в это время неподвижен, его втулка скользит по вращающемуся грузовому валу.

Полный ход каждого из конусов соответствует повороту барабана на угол около 300 град. При реверсе электродвигателя зубчатое колесо, вращаясь, отводит кулак 16 от кулака 17 барабана, и последний поворачивается под действием создаваемого контргрузом балансира усилия натяжения каната до момента полного закрытия конусного затвора. Таким образом, кинематическая схема лебедки исключает возможность одновременного открывания обоих конусов. Для удержания при необходимости (например, во время ремонтов) обоих конусов в открытом положении на раме 5 предусмотрены крюки, за которые в этом случае зачаливают петли канатов.

При работе лебедки командоаппараты 12 автоматически выключают электродвигатель 1 по достижении барабанами заданных крайних положений. Конечные выключатели 11, на рычаги которых воздействуют закрепленные на барабанах специальные линейки-сегменты, контролируют угол поворота барабанов. Посредством сельсина 8 производится регистрация числа подач шихтовых материалов, загружаемых в печь.

Двухдвигательная лебедка показана на рис. VI.23. На центральной раме закреплены стойки, на которых смонтирован грузовой вал, несущий зубчатое колесо 6 и два барабана 7. Колесо находится в зацеплении с двумя вал-шестернями 5, смонтированными на опорных стойках центральной рамы и приводами вращение каждая своим приводом. Привод имеет отдельно стоящую раму и состоит из электродвигателя 1, колодочного тормоза 2

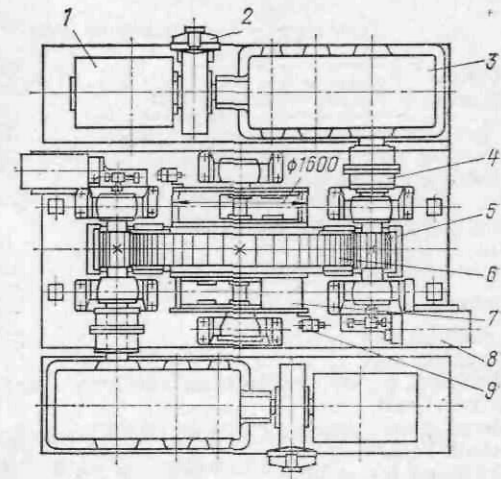


Рис. VI.23. Лебедка управления конусами модели ЛК-70

и конически-цилиндрического редуктора 3, соединенного с валом шестерней 5 зубчатой муфтой 4.

Лебедка снабжена двумя командоаппаратами 8, двумя конечными выключателями 9, сельсином, связанным с грузовым валом, а также двумя механизмами контроля обрыва цепи, расположенными под барабанами.

В лебедках рассматриваемых конструкций смазка зубчатых зацеплений и подшипников редукторов — жидкая заливная; остальных зацеплений, подшипников качения и втулок грузовых барабанов — густая централизованная.

Техническая характеристика лебедок управления конусами

Модель	ЛК-38М-II *	ЛК-45	ЛК-70
Натяжение каната (рабочее), кН:			
большого конуса	230	270	400
малого конуса	150	160	190
Натяжение каната (наибольшее), кН	380	450	700
Ход каната (наибольший), мм	2600	2600	2600
Скорость движения каната (наибольшая), м/с	0,6	0,6	0,6
Диаметр барабана, мм	1100	1100	1600
Диаметр каната, мм:			
наименьший	28	37	52
наибольший	39	43,5	55
Мощность электродвигателя (постоянного тока), кВт	150	180	2×150
Масса (с механизмами предельного натяжения каната), т	20,6	23,1	68,9
Полезный объем печи, м ³	1033	1386—2300	2700—3200

* Л — лебедка; К — конусов; 38 — наибольшее натяжение каната большого конуса, т; М — модернизированная; II — номер модели.

Механизм предельного натяжения канатов (рис. VI.24) выполнен в виде параллелограмма (ромба), состоящего из шарнирно-сочлененных тяг 1, двух расположенных горизонтально по диагонали параллелограмма нажимных стаканов-траверс 2 и 7, предварительно сжатых пружин 3 и 6, переходного стакана 8, стяжки 5 с гайками 4, конечных выключателей 9 и линейек 10, закрепленных на стаканах 2 и 7, а также указателя величины натяжения канатов и защитных кожухов.

При возрастании усилия в канатах до заданной предельной величины тяги 1, сжимая через стаканы 2 и 7 пружины, сближаются, линейка стакана 7 воздействует на конечный выключатель стакана 2, который при этом выключает электродвигатель лебедки. Ослабление натяжения канатов приводит к разжатию пружин. При уменьшении натяжения до заданной предельной величины (8—16 кН) линейка стакана 2 воздействует на конечный выключатель стакана 7, который дает импульс на остановку электродвигателя лебедки.

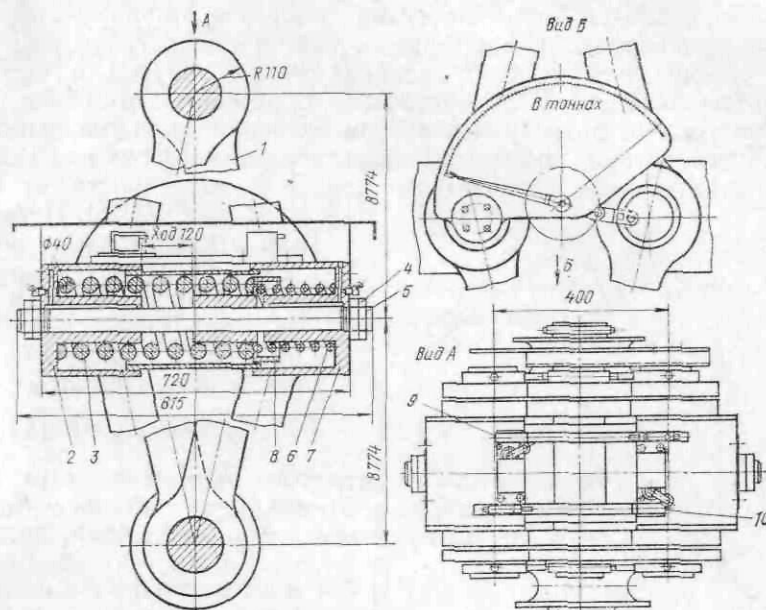


Рис. VI.24. Механизм предельного натяжения канатов

Расчет мощности рычажно-балансирного электромеханического привода конусов с принудительным их опусканием

Полный цикл работы лебедки управления конусами обычно состоит из четырех срабатываний малого конуса (загрузка двух порций железосодержащей части шихты и двух порций кокса) и одного срабатывания большого конуса.

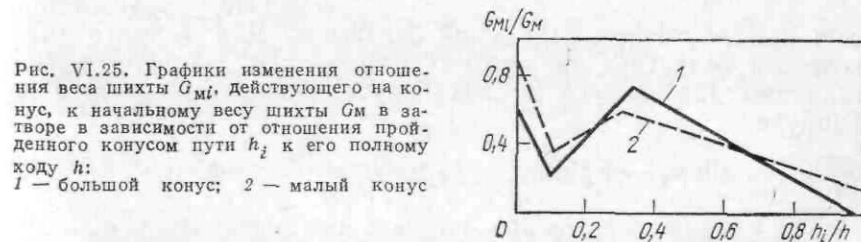


Рис. VI.25. Графики изменения отношения веса шихты G_{m1} , действующего на конус, к начальному весу шихты G_m в затворе в зависимости от отношения пройденного конусом пути h_2 к его полному ходу h :
1 — большой конус; 2 — малый конус

Для построения графика крутящих моментов на валу электродвигателя лебедки необходимо предварительно определить усилия, действующие на элементы системы: конус, балансир, канат и барабан лебедки.

Усилия, действующие на конус. Вес материала, находящегося над конусом, воспринимается как конусом,

так и чашей. В процессе опускания конуса в результате первоначального перемещения материала, а затем и полного его высыпания соотношений усилий, воспринимаемых конусом и чашей, значительно меняется. Теоретически определить это изменение весьма трудно, поэтому используем экспериментальные данные, на основе которых построены безразмерные графики изменения веса шихты, действующего на конус, в зависимости от его хода (рис. VI.25). Используя эти графики, строим действительный график изменения веса материала, приходящегося на конус G_{Mi} , в зависимости от его хода h_i . При этом

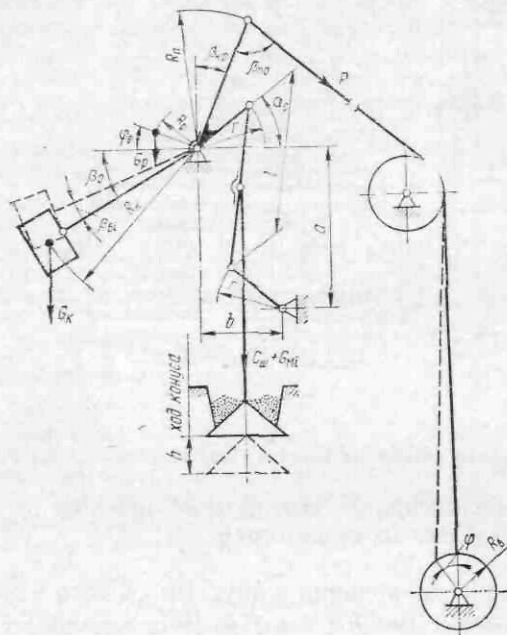


Рис. VI.26. Схема к расчету рычажно-балансирного электромеханического привода конусов с принудительным их опусканием

Усилия в канате лебедки. Расчет выполняют графоаналитическим методом. В масштабе изображают схему балансира при закрытом положении конусного затвора (рис. VI.26). Определяют полный угол поворота балансира по величине хода конуса и изображают на той же схеме крайнее и несколько равноотстоящих промежуточных положений балансира. Для каждого угла поворота балансира по чертежу определяют соответствующие величины хода конуса h_i ; ход конуса можно определить и по формуле

$$h_i = r \sin \alpha_0 - r \sin (\alpha_0 - \beta_{6i}), \quad (VI.50)$$

где r — радиус кривошипа прямильного механизма; α_0 — начальный угол наклона кривошипа к горизонтالي; β_{6i} — заданный угол поворота балансира.

Далее проводят расчет для двух случаев: открывания и закрывания затвора.

Ход конуса h_i при его опускании, соответствующий каждому из углов поворота балансира ($\alpha_i = \alpha_0 - \beta_{6i}$) определяют по чертежу или по формуле (VI.50).

где G_M — начальный вес шихты в затворе; $K_M = G_{Mi}/G_M$ — коэффициент.

$$G_{Mi} = G_M K_M, \quad (VI.49)$$

где G_M — начальный вес шихты в затворе; $K_M = G_{Mi}/G_M$ — коэффициент.

Усилия в канате лебедки. Расчет выполняют графоаналитическим методом. В масштабе изображают схему балансира при закрытом положении конусного затвора (рис. VI.26). Определяют полный угол поворота балансира по величине хода конуса и изображают на той же схеме крайнее и несколько равноотстоящих промежуточных положений балансира. Для каждого угла поворота балансира по чертежу определяют соответствующие величины хода конуса h_i ; ход конуса можно определить и по формуле

Вес материала G_{Mi} определяют из графика (см. рис. VI.25) для полученных значений h_i .

Момент от веса материала G_{Mi} и веса конуса со штангой $G_{ш}$ определяют для каждого поворота балансира на угол β_{6i} по формуле

$$M_1 = (G_{ш} + G_{Mi}) r \cos (\alpha_0 - \beta_{6i}). \quad (VI.51)$$

Момент от веса контргруза G_R

$$M_2 = G_R R_R \cos (\beta_0 - \beta_{6i}), \quad (VI.52)$$

где R_R — расстояние от центра тяжести контргруза до оси вращения балансира; β_0 — угол, определяющий начальное положение грузового плеча балансира.

Момент от веса балансира G_p

$$M_3 = G_p R_p \cos (\varphi_0 + \beta_{6i}), \quad (VI.53)$$

где R_p — расстояние от центра тяжести балансира до оси его вращения; φ_0 — угол, определяющий начальное положение центра тяжести балансира.

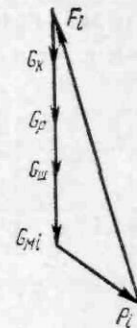


Рис. VI.27. Многоугольник сил, действующих на балансир

Момент относительно оси вращения балансира от усилия в канате (в первом приближении)

$$M'_5 = M_2 + M_3 - M_1. \quad (VI.54)$$

Усилие в канате балансира (в первом приближении)

$$P'_i = \frac{M'_5}{R_{п} \sin (\beta_{п0} + \beta_{6i})}, \quad (VI.55)$$

где $R_{п}$ — длина канатного плеча балансира; $\beta_{п0}$ — угол между этим плечом и канатом в начальном положении.

Момент от сил трения в подшипниках балансира (в первом приближении)

$$M'_4 = k_{п} \left[(F_{б.к} + F_{м.к}) \frac{d_1}{2} \mu_1 + F_{м.к} \frac{d_2}{2} \mu_2 \right], \quad (VI.56)$$

где $k_{п}$ — коэффициент, учитывающий потери на трение в шарнирах прямильного механизма ($k_{п} = 1,1$); d_1 — диаметр подшипника качения балансира большого конуса; d_2 — диаметр подшипника скольжения балансира малого конуса; $F_{б.к}$; $F_{м.к}$ — результирующие опорные реакции для балансира большого и малого конусов (F_i), которые определяют из многоугольника сил, действующих на них (рис. VI.27); μ_1 — приведенный коэффициент

трения в подшипниках качения оси балансиров ($\mu_1 = 0,02 \div 0,03$); μ_2 — коэффициент трения скольжения в подшипнике балансира малого конуса ($\mu_2 = 0,08 \div 0,10$).

При расчете момента в период перемещения малого конуса первое слагаемое равно нулю, так как ось неподвижна.

Во втором приближении момент от усилия в канате M_5^z определяют с учетом M_4 по формуле (VI.54), а усилие в канате балансира — по формуле (VI.55). Если во втором приближении натяжение каната P_i^z отличается от P_i^r не более, чем на 5%, то дальнейших расчетов не выполняют.

Расчет при закрывании затвора ведется аналогично

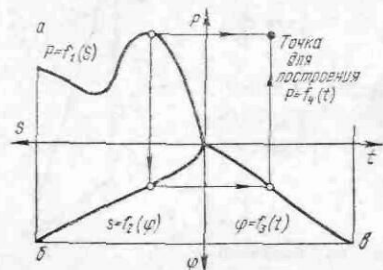


Рис. VI.28. Построение графика изменения усилия в канате лебедки во времени

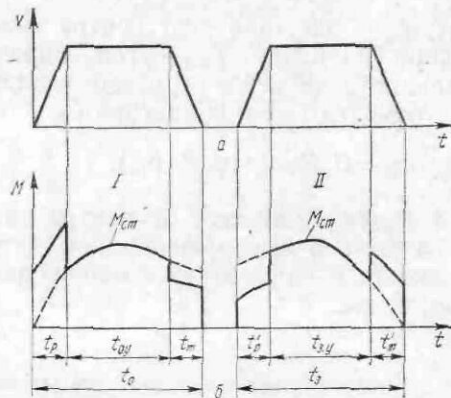


Рис. VI.29. Графики скорости (а) и нагрузочная диаграмма (б) при работе привода конусов за один цикл открывания (I) и закрывания (II) затвора

первому случаю, но с учетом особенностей; так, момент от веса конуса со штангой $G_{ш}$

$$M_1' = G_{ш} r \cos \alpha_i. \quad (VI.57)$$

Момент от усилия в канате

$$M_5 = M_2 + M_3 - M_1' - M_4. \quad (VI.58)$$

Опорные реакции $F_{б.к}$ и $F_{м.к}$ при нахождении момента M_4 определяют без учета веса шихты.

Ход каната вычисляют по формуле

$$s = R_{п} [\cos \beta_{п0} - \cos (\beta_{п0} + \beta_{\delta i})]. \quad (VI.59)$$

По полученным данным строят график усилий в канате лебедки в зависимости от его хода для периодов открывания и закрывания затвора $P = f_1(s)$ (рис. VI.28, а).

Затем строят график (рис. VI.28, б) хода каната в зависимости от угла поворота барабана лебедки φ , т. е. $s = f_2(\varphi)$; при этом пренебрегают изменением угла наклона каната, идущего к барабану.

Зависимость хода каната от угла поворота барабана радиусом $R_б$ в пределах изменения угла φ от 0 до 90 град имеет вид

$$s = R_б (1 - \cos \varphi). \quad (VI.60)$$

При дальнейшем увеличении угла поворота барабана ($\varphi > 90$ град) ход каната находят по формуле (см. рис. VI.26)

$$s = R_б \left(1 + \pi \frac{\varphi - 90^\circ}{180^\circ} \right), \quad (VI.61)$$

Используя график $s = f_2(\varphi)$, определяют угол поворота барабана $\varphi_б$, соответствующий полному ходу конуса и каната.

По номинальной установившейся скорости каната лебедки, времени разгона и торможения двигателя строят график углов поворота барабана в функции времени $\varphi = f_3(t)$, используя зависимости между линейными и угловыми скоростями (см. рис. VI.28, в).

Общее время работы лебедки при подъеме или опускании конуса

$$t = \frac{\varphi_б R_б}{v} + \frac{t_p + t_r}{2}, \quad (VI.62)$$

где v — номинальная скорость каната; t_p и t_r — время разгона и торможения.

Используя полученные кривые, строят график (см. рис. VI.28) изменения натяжения каната лебедки во времени $P = f_4(t)$. По этой зависимости строят диаграмму статических моментов на валу двигателя (рис. VI.29) отдельно для открывания и закрывания затвора. Значения моментов при углах поворота барабана от 0 до 90 град, определяют по формуле

$$M_{ст} = \frac{PR_б \sin \varphi}{u\eta^{\pm 1}} \quad (VI.63)$$

и при $\varphi > 90$ град — по формуле

$$M_{ст} = \frac{PR_б}{u\eta^{\pm 1}}, \quad (VI.64)$$

где u — передаточное число лебедки; η — к. п. д. передачи. Знак «+» относится к открыванию, знак «-» — к закрыванию затвора.

Для построения нагрузочного графика необходимо величину статических моментов в периоды разгона и торможения лебедки заменить соответствующими моментами при разгоне и торможении, определяемыми с учетом направления их действия.

Момент при разгоне

$$M_p = \frac{J_{дв} u v}{R_б t_p} \delta + M_{дн. б} + M_{ст. ср. р}, \quad (VI.65)$$

где $J_{дв}$ — момент инерции масс на валу двигателя; δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции масс других вращающихся элементов привода, кроме $J_{дв}$ ($\delta = 1,2 \div 1,3$); $M_{ст. ср. п}$ — средняя величина статического момента в период разгона.

Момент при торможении

$$M_T = \frac{J_{дв} \omega}{R \delta t_T} \delta + M_{дин. б} + M_{ст. ср. т}, \quad (VI.66)$$

где $M_{ст. ср. т}$ — средняя величина статического момента в период торможения.

Динамический момент от балансира равен:

при $\varphi < 90$ град

$$M_{дин. б} = \frac{P_{дин} R \sin \varphi}{u \eta^{\pm 1}}; \quad (VI.67)$$

при $\varphi > 90$ град

$$M_{дин. б} = \frac{P_{дин} R \cos \varphi}{u \eta^{\pm 1}}. \quad (VI.68)$$

По формуле (VI.67) расчет выполняют для периодов разгона при опускании конуса и торможения при его подъеме, а по формуле (VI.68) — для периодов торможения при опускании и разгона при подъеме конуса.

Динамические усилия в канате в периоды разгона и торможения

$$P_{дин. п. (т)} = \frac{J \varepsilon_{п (т)}}{R_{п} \sin (\beta_{п0} + \beta_{бi})}. \quad (VI.69)$$

Момент инерции системы балансиров с контргрузом и штанги с конусом приближенно равен

$$J = \frac{G_k}{g} R_k^2 + \frac{G_p}{g} R_p^2 + \frac{G_{ш}}{g} (r \cos \alpha)^2. \quad (VI.70)$$

Угловые ускорения системы балансир—конус в периоды разгона или торможения соответственно составляют

$$\varepsilon_p (т) = \frac{v}{t_{п (т)} R_{п} \sin (\beta_{п0} + \beta_{бi})}. \quad (VI.71)$$

Среднеквадратичный (эквивалентный) момент за один цикл открывания и закрывания затвора (см. рис. VI.29) без учета пауз определяют по формуле

$$M_{э} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{о. у} + t_{з. у} + \alpha (t_p + t_t + t'_p + t'_t)}}, \quad (VI.72)$$

где $t_{о. у}$ и $t_{з. у}$ — время движения лебедки с установившейся скоростью при открывании и закрывании затвора соответственно; α — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя при пуске и торможении ($\alpha = 0,75$).

Моменты $M_{э}$ определяют для полного цикла работы лебедки конусов, например для малого конуса — $M_{э. а}$ (для двух скипов агломерата), $M_{э. к}$ (для двух скипов кокса) и для большого конуса — $M_{э. б. к}$ (для одной подачи шихты в составе четырех скипов).

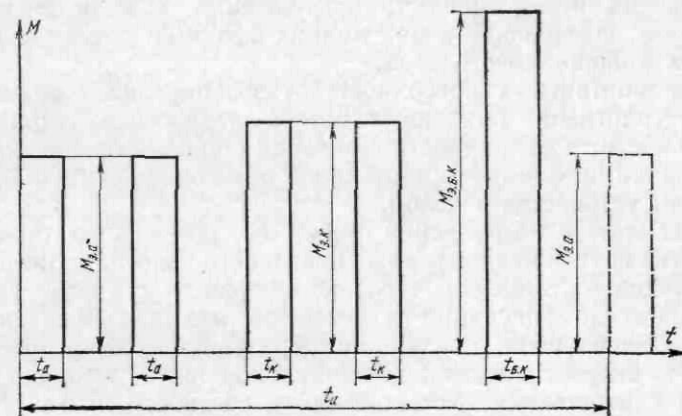


Рис. VI.30. Нагрузочная диаграмма при работе привода конусов за полный цикл загрузки шихты в доменную печь

По этим данным строят нагрузочную диаграмму (рис. VI.30) и определяют общий эквивалентный момент за полный цикл работы привода

$$M_{э. ц} = \sqrt{\frac{2M_{э. а}^2 t_a + 2M_{э. к}^2 t_k + M_{э. б. к}^2 t_{б. к}}{\sum t_{i \text{ раб}}}}, \quad (VI.73)$$

$$\text{где } \sum t_{i \text{ раб}} = 2t_a + 2t_k + t_{б. к}. \quad (VI.74)$$

Дальнейший расчет мощности и выбор двигателя ведут как для повторно-кратковременного режима с учетом фактической продолжительности включения. Двигатель следует также проверить по максимально возможному моменту при подъеме балансира большого конуса без учета веса самого конуса; такой подъем балансира часто осуществляют при ремонтах.

Вопросы усовершенствования устройства

Наиболее изнашиваемыми местами, элементами грузочного устройства являются контактные поверхности большого конуса и чаши, малого конуса и его воронки, рабочая поверхность боль-

шого конуса в месте «боя» потока шихты, ссыпавшейся с малого конуса, поверхность штанги большого конуса на длине хода в сальниковом уплотнении межштангового зазора, защитные кольца штанги малого конуса, сальниковое уплотнение вращающейся воронки распределителя шихты. Характерные виды износа: газоабразивный — потоком запыленного колошникового газа; абразивный — потоком ссыпавшейся шихты. Основными технологическими факторами, определяющими условия работы изнашиваемых элементов, являются: особенности хода доменной печи; расход и абразивность загружаемых в печь шихтовых материалов, содержание в них мелких фракций; давление и температура колошникового газа.

Износ контактных поверхностей газозапирающих элементов, штанг и уплотнений приводит к потере грузочным устройством герметичности, необходимости снижения степени форсировки процесса плавки, а затем — к длительной остановке печи для замены узлов или устройства в целом.

В результате выполнения работ по повышению стойкости устройства изучен механизм газоабразивного износа, являющегося доминирующим, выявлены его закономерности с учетом свойств материалов, конфигурации и размеров изнашиваемых поверхностей деталей и щели между ними, абразивных свойств, размеров, формы и скорости частиц колошниковой пыли, температурных условий изнашивания. Установлено, в частности, что стойкость деталей против этого вида износа находится в обратной зависимости от давления газа и что износ начинается при ширине щели порядка 0,1—0,2 мм. С целью обеспечения касательного по отношению к контактным поверхностям движения просачивающегося газа при наличии неплотностей в сопряжении конуса и чаши применяют устройство на нижнем приливе чаши конфузора (захода) с углом раскрытия 2—7 град, позволяющего снизить интенсивность износа.

Получила широкое применение высокопроизводительная механизированная упрочняющая наплавка деталей порошковыми проволоками и лентами с предварительным и сопутствующим подогревом деталей, осуществляемая на специальных установках. Это значительно повысило качество наплавки, способствовало увеличению защищаемой от износа площади деталей. Новые методы наплавки практически исключают образование трещин в наплавленном слое, ориентированных, так же как и газовый поток, вдоль образующей конуса, чаши. Получили применение новые композиционные наплавочные материалы на основе карбидов хрома (порошковая лента ПЛАН-111) и карбидов вольфрама («Релит»), а также технология их наплавки, благодаря которым достигается повышенное сопротивление износу, выкрашиванию и отслаиванию наплавленного слоя.

Установлено, что снижающее газоплотность устройства закрытие конусных затворов с ударами и перекосами конуса

относительно чаши (воронки) с образованием серповидного зазора является следствием погрешностей изготовления и монтажа устройства, неточной балансировки большого конуса, его поперечного раскачивания из-за неравномерного схода шихты и раскачивания копра печи с балансирами конусов под действием усилий в канатах, продольных колебаний конусов из-за упругости подвески, а также результатом расцентровки элементов устройства, обусловленной смещением копра относительно опорного колошникового кольца и перекоса последнего при работе печи.

Для улучшения качества и сокращения продолжительности монтажа разработан и внедрен агрегатный метод его проведения, используются усовершенствованные способы и приспособления для центрирования элементов устройства и балансировки большого конуса. В целях уменьшения поперечного раскачивания большого конуса предложены и опробованы увеличение изгибной жесткости и уменьшение свободной длины его штанги, режим закрытия затвора с предварительной остановкой конуса перед подходом к чаше, уменьшение рабочего хода конусов. Рекомендовано более равномерно по окружности загружать шихту на большой конус, применять при работе печи коррекцию положения балансиры конусов с целью уменьшения влияния расцентровки. Опробованы конуса и чаши со сферическими, сферо-коническими и сферо-тороидальными контактными поверхностями, чаши увеличенной гибкости.

Исследование особенностей канатного балансирующего привода конусов показали, что как в аварийных режимах (взрывы газа в межконусном пространстве), так и при нормальной работе, система может распадаться на самостоятельные: систему привода и рычажную систему (балансиры) с конусом. Поскольку при этом движение последней не подчиняется закономерностям, определяемым кинематикой системы маневрирования в целом, в момент восстановления кинематической связи, а также в момент подхода конуса к чаше существенно возрастают динамические нагрузки.

При изменении скорости подхода с 0,01 до 0,11 м/с напряжения в чаше возрастают с 10 до 90 МПа. Из-за возникающих в штанге и подвесках, элементах балансира динамических нагрузок, почти в два раза больших статических, создается, так же как и в случае обрыва каната, угроза тяжелых аварий.

Для снижения вероятности взрывов газа в межконусном пространстве широко применяют продувку его паром, а в последнее время для выравнивания давления в нем с печным начали использовать азот.

Согласно исследованиям, главная причина возникновения в системе маневрирования конусом при ее нормальной работе значительных динамических нагрузок — провисание («слабина») наклонной ветви канатов в сочетании с резкими ускорениями и замедлениями барабана лебедки.

В связи с этим широко применяют предварительное натяжение канатов и регулирование скорости барабана в начале открывания (закрывания) конусного затвора, позволяющие несколько снизить динамические нагрузки. Однако вследствие вытяжки канатов при работе величина предварительного натяжения изменяется и становится неопределенной, поскольку применяемые механизмы контроля предельных напряжений несовершенны и в условиях продольных и поперечных колебаний канатов работают неудовлетворительно. Радикальное решение этого вопроса — замена канатного привода бесканатным.

Выполненными опытными экспериментальными исследованиями температурного режима загрузочного устройства, термо-механических деформаций и напряжений на натуральных образцах большого конуса и чаши установлено, что на фоне возрастающих давления колошникового газа, абразивности шихтовых материалов и поперечных размеров колошника решающее влияние на стойкость засыпного аппарата оказывает температурный фактор — главным образом, неравномерность нагрева конуса и чаши, устранить которую практически нельзя. Неравномерный нагрев вызывает неравномерные деформации деталей конусного затвора, образование в зоне их контактирования локальных зазоров, которые частично выбираются расклинивающим усилием прижатия конуса. Будучи существенно большими зазоров, образующихся вследствие перекосов конуса при закрывании, и на два порядка большими зазоров, допускаемых при изготовлении аппарата, они являются причиной потери их газоплотности, образования устойчивых продуктов грязного колошникового газа в сопряжении конуса с чашей и последующего интенсивного газоабразивного износа их контактных и околоконтактных поверхностей. Указанное усугубляется высоким уровнем нагрева, что в сочетании с весьма высокими напряжениями в деталях затвора (от перепада температуры и прижатия конуса к чаше) вызывает ползучесть их материала, приводящую к нарушению начальных геометрических соотношений в зоне контактирования.

Фланец чаши относительно легко деформируется под действием приложенных к нему усилий, и форма ее контактной поверхности существенно зависит от степени деформации фланца. Поэтому к раскрытию стыка конуса и чаши могут также приводить: непосредственная жесткая связь этого фланца с опорным колошниковым кольцом печи, деформирующимся из-за неравномерности нагрева и удлинения примакающих к нему газоотводов печи, неравномерные затяжка болтов крепления чаши и толщина уплотнительных элементов между указанными фланцами. Заметим, что с увеличением диаметра конуса и чаши возрастают их деформативность и степень неравномерности нагрева (в одних и тех же внешних условиях), усложняются их изготовление, транспортировка и монтаж.

Несмотря на то, что температура газа в межконусном пространстве ниже и равномернее распределена, чем на колошнике печи, и запыленность его меньше, стойкость контактных поверхностей малого конусного затвора ниже, чем у большого конуса и чаши. Это объясняется тем, что воронка малого конуса имеет большую жесткость, положение ее строго не зафиксировано (может перемещаться в пределах зазоров между центрирующими роликами под действием сил со стороны приводной шестерни), что приводит к взаимному смещению конуса и воронки с образованием неплотностей между ними. Для повышения долговечности малого конусного затвора на металлургическом комбинате «Запорожсталь» применяют конуса и воронки с прикрепленными к ним комплектом запасных контактных колец.

При наступлении износа, заметно влияющего на работу затвора, изношенную пару колец срезают и вводят в работу следующую пару. В последнее время на заводах, использующих малые конусные затворы с упрочняющей композиционной наплавкой, особенно «Релитом», проблема существенного повышения стойкости этих затворов практически решена.

В зависимости от состояния контактных поверхностей большого конуса и чаши с целью продления срока их службы применяют разные газовые режимы работы загрузочного устройства (уровнительных клапанов).

При герметичном контактировании конуса и чаши применяют так называемый основной режим, при котором дополнительный и выпускной уравнивательные клапаны открывают только при маневрировании большим конусом. При закрытых конусных затворах давление в межконусном пространстве близко к атмосферному. В этом случае за счет разности давлений газа в печи и в межконусном пространстве большой конус прижат к чаше значительным усилием, которое на печи объемом 2700 м³ при давлении колошникового газа, равном 0,18 МПа, составляет 4,9 МН. При использовании этого режима создаются облегченные условия работы для сальниковых уплотнений воронки распределителя шихты и межштангового зазора, сопряжения малого конуса с воронкой, благодаря тому, что они минимальное время находятся под перепадом давлений.

С момента появления устойчивого продува газа в сопряжении конуса с чашей вплоть до замены засыпного аппарата применяют так называемый дополнительный газовый режим, при котором дополнительный уравнивательный клапан нормально открыт, а выпускной клапан закрыт. При закрытых конусных затворах давление в межконусном пространстве повышенное, близкое к печному. Выпускной клапан открывают перед опусканием малого конуса и закрывают во время его опускания. В этом случае давления над большим конусом и под ним примерно 45 % времени уравновешены, что способствует продлению срока службы засыпного аппарата, но увеличивает нагрузку на сочленение малого

конуса с воронкой, сальниковые уплотнения распределителя шихты и межштангового зазора, выпускной клапан.

На некоторых предприятиях увеличили до 80 % время нахождения большого конусного затвора при уравновешенном давлении путем набора шихты на малый конус в объеме двух скипов, для чего верхнюю часть воронки распределителя выполнили увеличенного диаметра. Для уменьшения интенсивности износа рабочей поверхности большого конуса по образующей ее наплавляют твердым сплавом. Более эффективным способом снижения износа является принятие таких размеров малого конусного затвора и его расположения относительно большого конусного затвора, при которых поток шихты, ссыпаясь с малого конуса, направлен встык между большим конусом и чаши. При этом основная часть шихтовой подачи падает не непосредственно на конус, а на образовавшийся слой шихты.

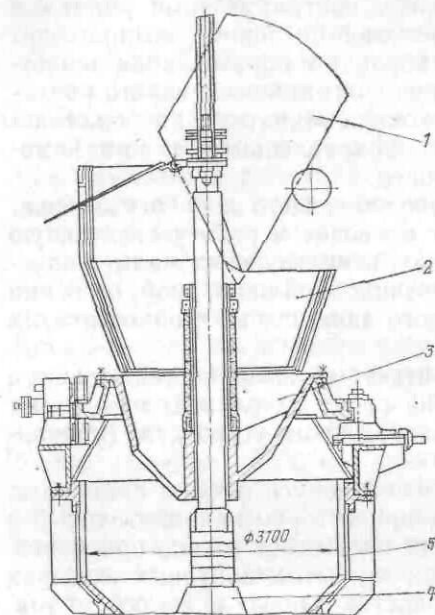


Рис. VI.31. Распределитель шихты с одновоскатной вращающейся воронкой: 1 — скип; 2 — приемная воронка; 3 — промежуточная вращающаяся воронка; 4 — малый конус; 5 — воронка малого конуса

Для предотвращения заметного износа штанги большого конуса применяют местную упрочняющую наплавку ее с последующей шлифовкой наплавленной поверхности.

В целях повышения герметичности и срока службы сальникового уплотнения вращающейся воронки распределителя шихты увеличивают высоту и число ярусов уплотнений, применяют их обильную регулярную смазку.

В распределителях шихты с промежуточной, вращающейся воронкой, расположенной над невращающимся малым конусным затвором, эксплуатировавшихся на металлургическом комбинате «Запорожсталь» (рис. VI.31), исключена необходимость в сальниковом уплотнении воронки.

С целью исключения работы сальникового уплотнения вращающейся воронки под перепадом давлений газа успешно испытана разработанная ДОННИИ черметом конструкция распределителя шихты с двумя конусами (рис. VI.32). На тягах 8 посредством коаксиально расположенных штанг 6 и 9 подвешены два конуса соответственно: нижний, газонепроницаемый 1, контактирующий с неподвижным кольцом 3, и верхний 2, входящий с зазором во

вращающуюся воронку 4 и удерживающий шихту. Штанга 9 верхнего конуса крепится к тягам 8 через роликовый подпятник 7 и вращается вместе с конусом 2 за счет крутящего момента, передаваемого воронкой благодаря силам трения, действующим между

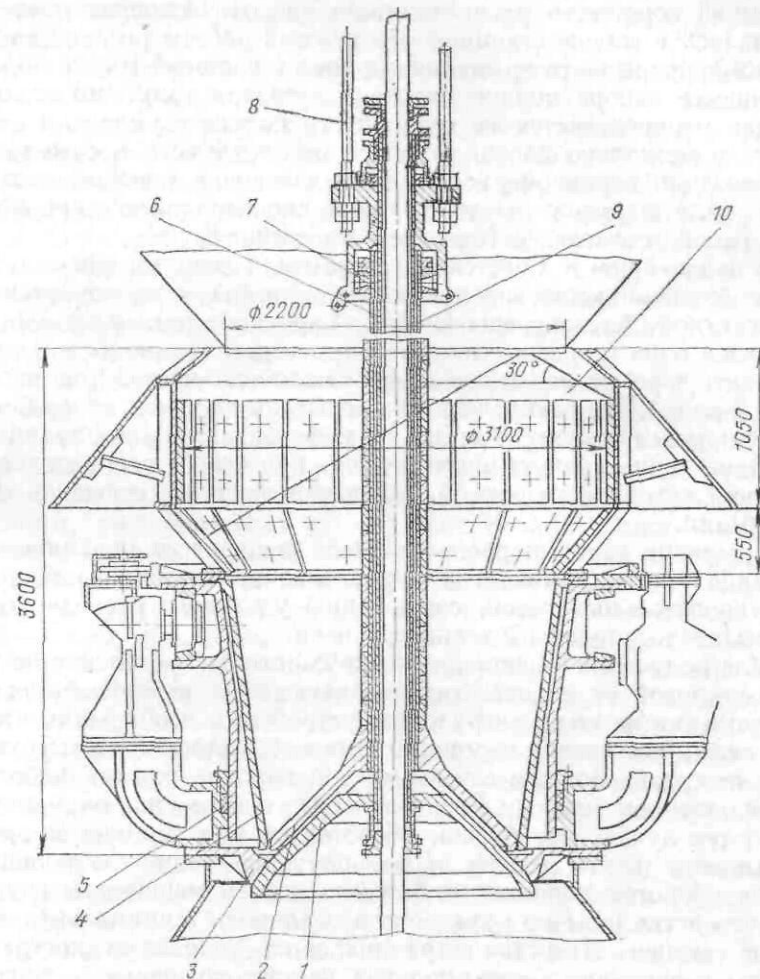


Рис. VI.32. Распределитель шихты с двумя конусами

ней и шихтой, а также между шихтой и конусом. Штанги 6 и 9 при опускании и подъеме конусов движутся одновременно. Сальниковое уплотнение 5 не испытывает действия избыточного давления газа. За счет уширения верхней воронки 10 обеспечена возможность набора на конус порции шихты в объеме двух скипов.

Стремление расширить технологические возможности двухконусного загрузочного устройства привело к появлению ряда

новых технических решений. Многие из них преследовали цель исключить или уменьшить окружающую объемную и гранулометрическую неравномерность распределения шихты и касались первой (верхней) ступени распределительной части устройства — приемной воронки и распределителя шихты. Основная идея заключалась в замене станционного режима работы последнего режимом непрерывного вращения воронки с частотой 10—20 об/мин в процессе набора порции шихты. Благодаря тому, что каждая порция распределяется по окружности конуса с укладкой материала в несколько слоев, отпадает необходимость в суммарной компенсации неравномерности распределения в течение длительного цикла загрузки, как это традиционно выполняется при обычном распределителе, работающем по станциям.

В дальнейшем в Советском Союзе были созданы упомянутые выше бессальниковые распределители шихты с промежуточной односкатной быстровращающейся воронкой (см. рис. VI.31), имеющей одно или два выгрузочных отверстия, причем в первом варианте воронка может вращаться с малой скоростью (при работе по станциям). Эти распределители испытаны на печах, оборудованных скиповым подъемником. На печах фирмы «Юзинор» (Франция), имеющих конвейерную шихтоподачу, применяют распределитель с промежуточной воронкой, имеющей частоту вращения 8—10 об/мин.

Вращение воронки распределителя в процессе приема и высыпания шихты приводит к улучшению использования энергии восстановительных газов, сокращению удельного расхода кокса и повышению производительности печи.

Для получения равномерного окружного распределения шихты при скиповой ее подаче, характеризующейся неравномерностью поступления шихты в загрузочное устройство, необходимо, чтобы при любом положении воронки шихта высыпалась из ее выгрузочного отверстия полным сечением, т. е. воронка должна работать с накоплением шихты. Распределение шихты по окружности будет тем лучше, чем больше оборотов сделает воронка за время высыпания шихты из нее. Для получения возможно большего числа оборотов воронки необходимо делать меньшее выгрузочное отверстие (обычно круглое или овальное). Минимальная площадь сечения отверстия ограничивается условиями кострея шихты в воронке, а максимальная частота вращения — динамическими нагрузками и возможными вибрациями, возникающими при вращении воронки. Минимальный диаметр отверстия принимают равным 600—700 мм.

Режим работы «с накоплением» обеспечивается при условии, что расход материала, поступающего в воронку, q_n будет выше, чем расход его через выгрузочное отверстие q_b , т. е. $q_b < q_n$. Исходя из этого, минимально необходимый объем воронки

$$V_b = (q_n - q_b) t_n \quad (\text{VI.75})$$

где $t_n = V_n/q_n$ — время истечения материала в воронку; V_n — объем подаваемой в воронку порции материала.

В сравнении с воронками, имеющими два выгрузочных отверстия, воронки с одним отверстием обеспечивают более равномерное окружное распределение материала и четкую работу по станциям.

Для обеспечения полного высыпания шихты из воронки, работающей в режиме непрерывного вращения, угол наклона ее боковых стенок и днища должен выбираться таким образом, чтобы высыпание происходило беспрепятственно при максимальной частоте вращения и наибольшем коэффициенте трения. Несоблюдение этого условия может приводить к задержке схода материала из воронки, повышению динамических нагрузок и ухудшению распределения шихты.

Выполнение распределителя с промежуточной вращающейся воронкой упрощает его конструкцию и обслуживание, повышает надежность этого узла.

С середины 60-х гг. в зарубежной практике (ФРГ, Япония, Франция и др.) получили промышленное применение, особенно на печах среднего и большого объема, подвижные отражательные плиты колошника с групповым или индивидуальным приводом. Благодаря угловому или поступательному перемещению каждой из плит, располагаемых по окружности колошника, представляется возможным отклонять в пристеночной зоне в радиальном направлении поток шихты, ссыпавшейся с большого конуса. Несмотря на ограниченный диапазон изменения положения плит (0,8—1,2 м), обеспечена, как показали исследования и опыт эксплуатации печей, возможность регулирования соотношения газопроницаемости шихты на периферии и по оси печи. Индивидуальный привод плит позволяет частично воздействовать ими на окружное распределение шихты. Эффективность применения плит характеризуется снижением удельного расхода топлива и тепловой нагрузки на стены шахты, увеличением производительности и срока службы футеровки печей.

Плиты с параллельным перемещением (рис. VI.33, а) устанавливают вместо обычных неподвижных колошниковых защитных плит. Эти плиты 11 шарнирно закреплены на треугольных рычагах 10, которые смонтированы на кронштейнах 9 и тягами 8 связаны с кольцевой траверсой 7. Их располагают внахлестку (сечение А—А) для обеспечения возможности изменения диаметра колошника. Приводными (ведущими) являются наружные (охватывающие) плиты, внутренние — являются ведомыми. Траверса 7 посредством трех тяг 6 присоединена к приводам, расположенным на колошнике печи (электромеханическим или гидравлическим). Места прохода тяг 6 через купол печи имеют уплотнения 5. Колошниковый зазор при разведенных плитах имеет обычную величину. Траектория потока шихты, сходящей с конуса 3 и чаши 4 засыпного аппарата, показана позицией 1. Во время

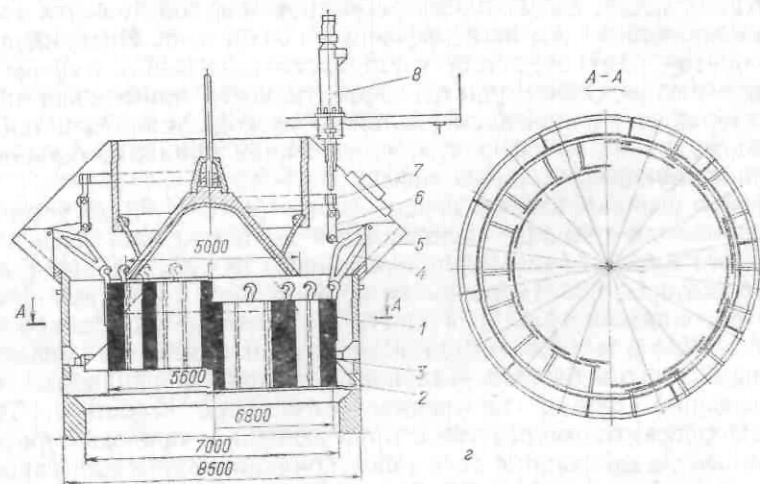
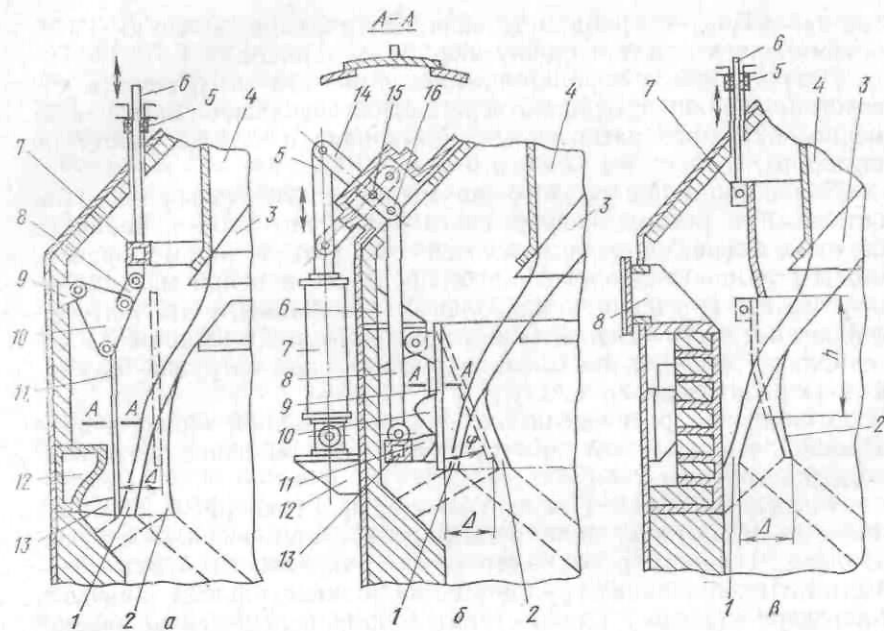


Рис. VI.33. Устройства для регулирования радиального распределения материала с помощью подвижных плит:
 а — параллельно перемещающихся; б — наклоняющихся; в — убираться; г — конструкции фирмы «Крупп, Ф.» (ФРГ) по схеме а

подъема траверсы 7 тяги 8 поворачивают треугольные рычаги 10, и плиты 11 перемещаются к оси печи. При подъеме траверсы упоры 13, установленные на наружных плитах, скользят по фигурным кронштейнам 12 и обеспечивают расположение рабочей поверхности плит параллельно оси печи. Комплект состоит из 24 плит, навешенных с перекрытием для изменения диаметра. В крайнем верхнем положении траверсы 7 зазор между плитами 11 и нижней кромкой конуса 3 минимальный. При этом зона загрузки шихты 2 удаляется от стен и приближается к оси печи на величину Δ .

Наклонные плиты 9 поворотного типа (рис. VI.33, б) шарнирно закреплены на кронштейне 6. С нерабочей стороны плит имеются кулаки 10, контактирующие с фигурными приливами 11 кольцевой траверсы 13. Траверса перемещается при помощи гидроцилиндров 7, шарнирно закрепленных на кронштейнах 12 и передающих движение через штоки 5, внешние рычаги 14, жестко закрепленные на осях 15, внутренние рычаги 16 и тяги 8. При этом плиты 9 поворачиваются на угол φ , смещая траекторию 1 шихты, сыпавшейся с конуса 3 на чаши 4 из положения 1 на величину Δ .

Обечайка 7 (рис. VI.33, в) располагается в купольной части рабочего пространства доменной печи. С помощью тяг 6, проходящих через уплотнения 5 купола печи, она соединена с приводами (на рис. не показаны). При поднятой обечайке шихта с конуса 3 и чаши 4 сыпается к стенкам печи (траектория 1). При обечайке опущенной на величину h поток шихты ударяется о ее внутреннюю стенку и отбрасывается в сторону оси печи на величину Δ (траектория 2). Для осмотра шарниров крепления и обечайки в верхней части шахты печи имеются люки 8.

Сопоставляя приведенные схемы устройств для регулирования радиального распределения шихты в доменной печи, следует отметить, что устройства, изображенные на рис. VI.33, а и рис. VI.33, б, позволяют производить плавное смещение потока на участке Δ , но имеют значительное число шарнирных соединений, находящихся в рабочем пространстве печи, что снижает их надежность.

По схеме (рис. VI.33, в) значительно уменьшено число шарниров, находящихся в рабочем пространстве доменной печи. Недостатком ее следует считать резкое изменение положения гребня шихты в печи при небольшом смещении обечайки. Плавность регулирования, вероятно, можно повысить, изменив форму обечайки, например, выполнив внутреннюю поверхность обечайки выпуклой в сторону оси печи.

На рис. VI.33, г показана конструкция подвижных плит, разработанная фирмой «Крупп, Ф.» (ФРГ). Перекрывающие друг друга стальные плиты 1 шириной 300—350 мм свободно подвешены к рычагам 4, которые, в свою очередь, шарнирно закреплены на кронштейнах 5 купола печи и посредством тяг 6 соединены с несущим кольцом 7, размещенным с внешней стороны чаши засып-

ного аппарата. Это кольцо в трех равноотстоящих точках по окружности подвешено к механизмам 8 его вертикального перемещения. Движение кольца вызывает угловое перемещение рычагов 4 и поступательное перемещение плит 1 по радиусу колошника. Благодаря свободной подвеске, плиты несколько отклоняются под ударами сыпавшейся шихты, что значительно снижает интенсивность их износа. Для ограничения величины отклонения (до 20—25 мм) с внешней стороны плит имеются упоры 2, 3.

Одна из конструкций подвижных плит, применяемых в Японии, представлена на рис. VI.34.

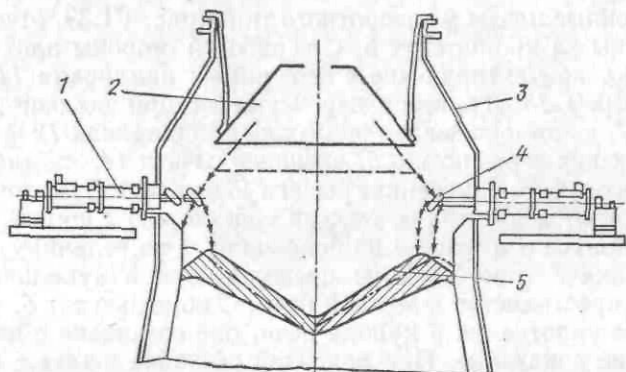


Рис. VI.34. Подвижные плиты колошника конструкции фирмы «Ниппон Ко-кан» (Япония): 1 — приводной механизм; 2 — большой конус; 3 — доменная печь; 4 — подвижные плиты; 5 — профиль засыпи шихты

Подвижные плиты существенно расширяют технологические возможности двухконусного загрузочного устройства, однако они достаточно сложны и громоздки. Применение подвижных плит позволяет получать экономию кокса до 3% и повышать производительность печи за счет увеличения возможности регулирования распределения шихты по радиусу печи при минимальных переделках загрузочного устройства.

Несмотря на многообразие предложений по усовершенствованию конструкции, технологии изготовления и монтажа двухконусного загрузочного устройства, многие из которых весьма эффективны, удовлетворительного решения комплекса всех проблемных вопросов в рамках принципиальной схемы этого устройства достичь не удалось. Это обусловлено органическим недостатком схемы, предусматривающей совмещенное выполнение конусными затворами разнохарактерных функций: приема, накопления и распределения шихты, газозапираания.

3. ТРЕХ- И ЧЕТЫРЕХКОНУСНЫЕ ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

С конца 50-х годов на печах металлургического комбината «Запорожсталь» применяют созданное комбинатом трехконусное загрузочное устройство (рис. VI.35), в котором нижний (большой)

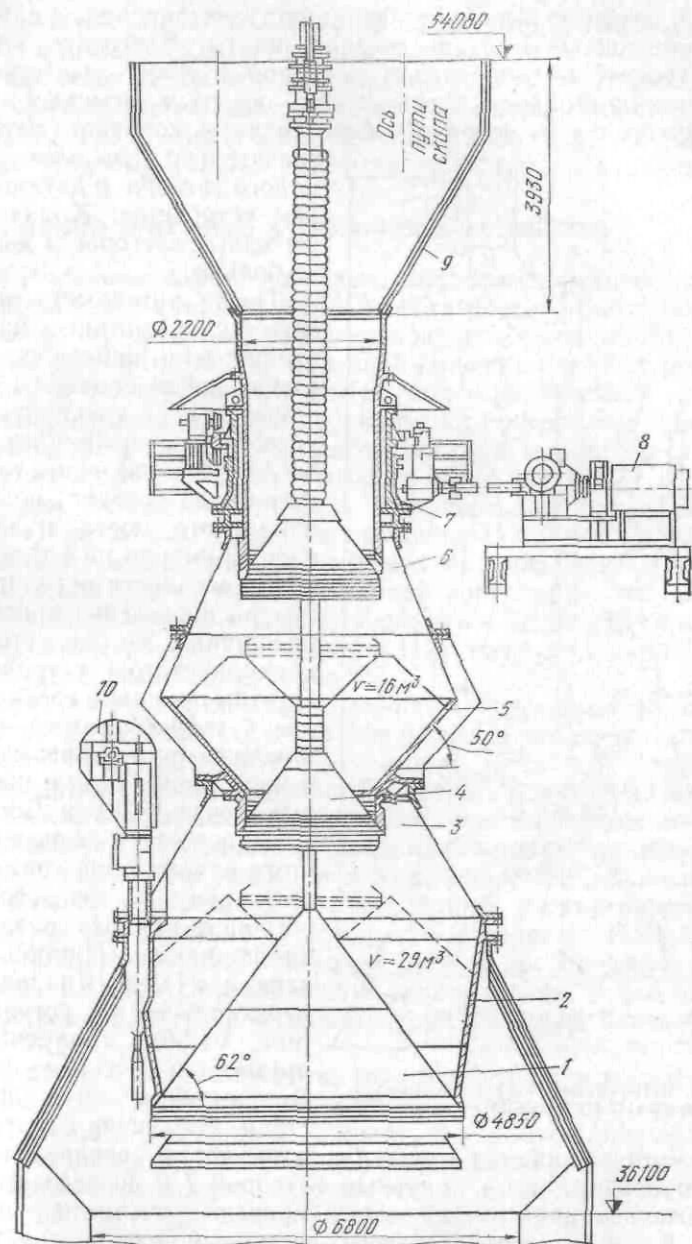


Рис. VI.35. Трехконусное загрузочное устройство конструкции металлургического комбината «Запорожсталь»: 1 — большой конус; 2 — чаша; 3 — нижний газовый затвор; 4 — средний малый конус; 5 — воронка среднего конуса; 6 — верхний газовый затвор; 7 — распределитель шихты с сальниковым уплотнением вращающейся воронки; 8 — привод вращения распределителя шихты; 9 — приемная воронка; 10 — измеритель уровня шихты

конусный затвор не выполняет функцию газозапираания, а служит только для набора и распределения шихты. Благодаря этому, он не работает под перепадом давлений и имеет существенно более высокую стойкость в сравнении с обычным засыпным аппаратом. Вместе с тем, условия работы среднего конусного затвора

значительно тяжелее, чем малого затвора в двухконусном устройстве. Количество же малых затворов в два раза больше.

После установки малых затворов с контактными поверхностями, наплавленными композитным сплавом, срок службы трехконусного устройства повысился до 3-х лет. Использование такого устройства требует подъема наклонного моста и копра печи примерно на 4 м.

Возможности регулирования распределения шихты на колошнике, те же, что и у двухконусного устройства. По этим причинам трехконусное устройство имеет ограниченное применение: на указанном комбинате и некоторых печах США и Японии.

Дальнейшим развитием этого направления совершенствования загрузочных устройств явилась разработка фирмами «Ниппон Кокан» и «ИХИ» (Япония) четырехконусного устройства (рис. VI.36), получившего применение на ряде печей Японии, Франции и других стран. В отличие от трехконусного, это устройство имеет

бассальниковый распределитель шихты с вращающимся конусным затвором 1 и последовательно расположенные под ним два малых конусных герметизирующих затвора 2 и 3, которые снабжены эластичным уплотнением. Нижний большой конусный затвор 4 служит только для набора и распределения шихты.

Устройство обладает длительным сроком службы при высоком давлении газа, но оно еще более сложное и дорогое, чем трехко-

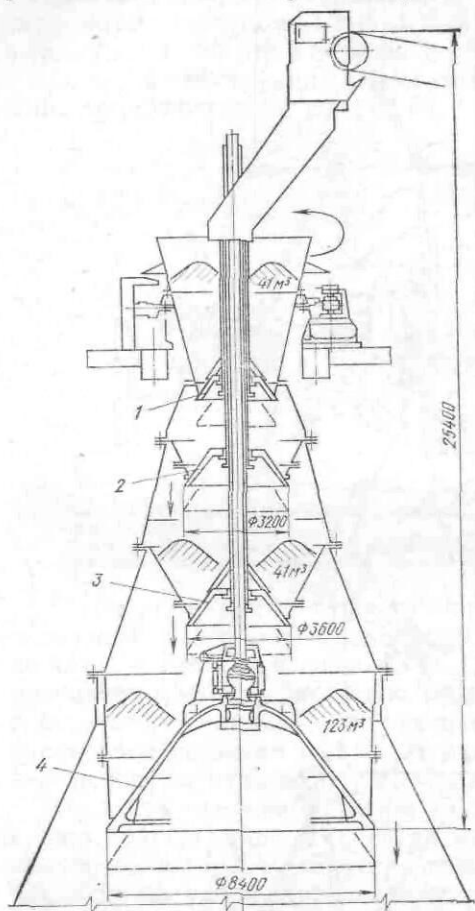


Рис. VI.36. Четырехконусное загрузочное устройство фирмы «ИХИ» (Япония)

нусное, имеет большую высоту. В обоих устройствах привод конусов гидравлический централизованный.

В последние годы четырехконусное устройство сочетают с подвижными отражательными плитами колошника, что существенно улучшает его технологическую характеристику, но приводит к значительному усложнению агрегата загрузки в целом.

4. КЛАПАННО-КОНУСНЫЕ ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

В СССР впервые было предложено загрузочное устройство с комбинированным, клапанно-конусным газозапираанием, позволяющим снять эту функцию с большого конусного затвора. В конструкции его (рис. VI.37), разработанной Донецким металлургическим заводом и институтом «ВНИПИчерметэнергоостка» предусмотрено использование узлов двухконусного устройства. На засыпном аппарате 1 смонтирован распределитель шихты 2 с сальниковым уплотнением 10 нижней вращающейся воронки. Над распределителем шихты на стойках 9 неподвижно закреплена воронка 4 с двумя газоуплотнительными тарельчатыми клапанами 5. Малый конусный затвор вместе с верхней вращающейся воронкой распределителя шихты, стационарной воронкой 4, клапанами 5, сальниковыми уплотнениями 3 и 7 образуют герметичную камеру 8 для шлюзования порции шихты. Над каждым из клапанов 5 установлена приемная воронка 6.

Перед выгрузкой шихты из скипа в распределитель давление в камере 8 уравнивается с атмосферным и открывается клапан 5. По окончании загрузки распределителя клапан 5 закрывается, производится поворот конусного затвора с шихтой на заданный угол и после уравнивания давления в камере 8 с печным опускается малый конус. По окончании высыпания материала в засыпной аппарат малый конусный затвор закрывается, давление в камере 8 снова уравнивается с атмосферным и цикл приема и загрузки шихты в засыпной аппарат повторяется. После набора в нем четырехскиповой шихтовой подачи производится опускание большого конуса и высыпание шихты в печь. В межконусном пространстве постоянно поддерживается давление, близкое к печному.

В отличие от трехконусного, это устройство вписывается в размеры колошниковой постройки печи, рассчитанное на применение двухконусного устройства. В связи с успешной эксплуатацией таких устройств на печах Донецкого металлургического завода (срок службы засыпного аппарата возрос до 2—3 лет) они нашли применение на ряде печей других предприятий.

Следует отметить, что надежность работы устройства снижается из-за наличия дополнительных сальниковых уплотнений 3 и 7. Кроме того, использование двух параллельно установленных на одной камере газоуплотнительных клапанов не рационально. Выход из строя одного из них не компенсируется нали-

чем второго и вызывает необходимость остановки печи для замены клапана.

Устройство без сальникового уплотнения распределительной воронки, разработанное фирмой «Бейли» (США), показано на рис. VI.38. Малый конусный затвор выполнен невращающимся; расположенная над ним в герметичной камере быстровращающаяся распределительная воронка имеет два выгрузочных окна.

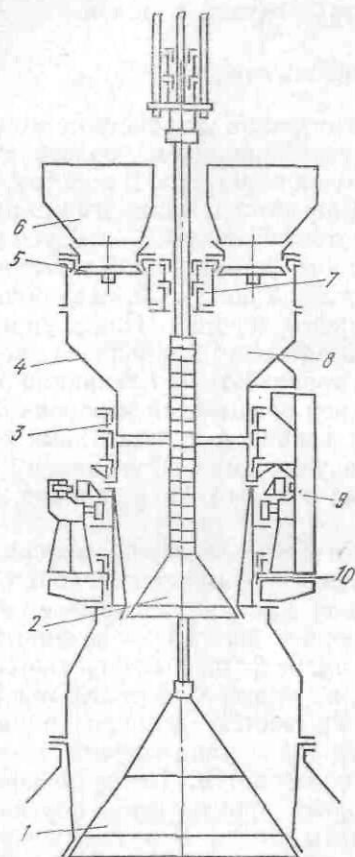


Рис. VI.37. Клапанно-конусное загрузочное устройство конструкции Донецкого металлургического завода

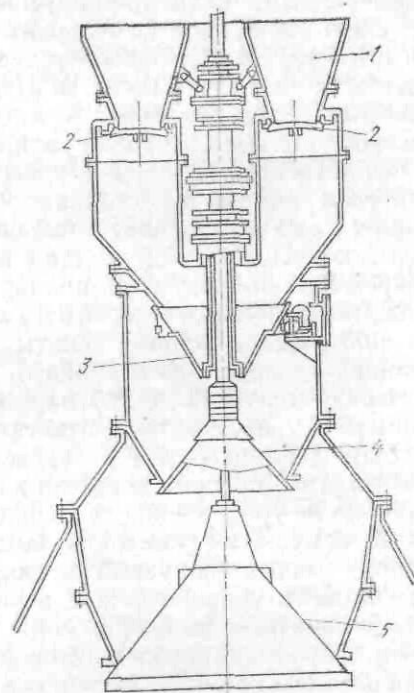


Рис. VI.38. Клапанно-конусное загрузочное устройство фирмы «Бейли» (США):
1 — приемная воронка; 2 — газоуплотнительный клапан; 3 — вращающаяся распределительная воронка; 4 — малый конусный затвор; 5 — большой конусный затвор

На рис. VI.39 представлен общий вид устройства конструкции фирмы «ИХИ» (Япония), отличающегося от устройства фирмы «Бейли» выполнением распределительной воронки с одним выгрузочным отверстием, а приемной части — с накопительными бункерами, снабженными секторными затворами.

Еще одна, созданная в Японии фирмой «Син Ниппон Сэйтэцу», модификация клапанно-конусного устройства показана на

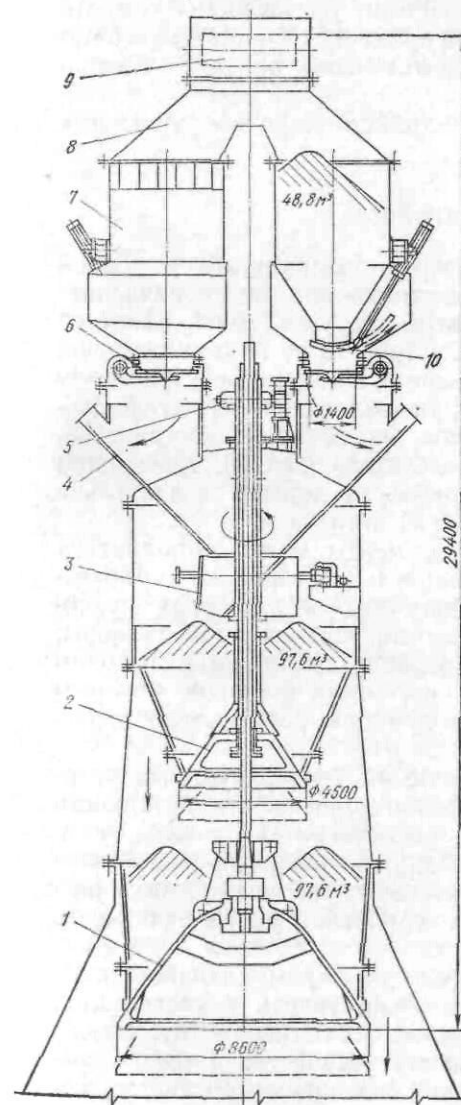


Рис. VI.39. Клапанно-конусное загрузочное устройство фирмы «ИХИ» (Япония):
1 — большой конусный затвор; 2 — малый конусный затвор; 3 — распределительная воронка; 4 — направляющий лоток; 5 — привод вращения распределительной воронки; 6 — газоуплотнительный тарельчатый клапан; 7 — накопительный бункер; 8 — течка; 9 — барабан ленточного конвейера шихтоподачи; 10 — секторный затвор

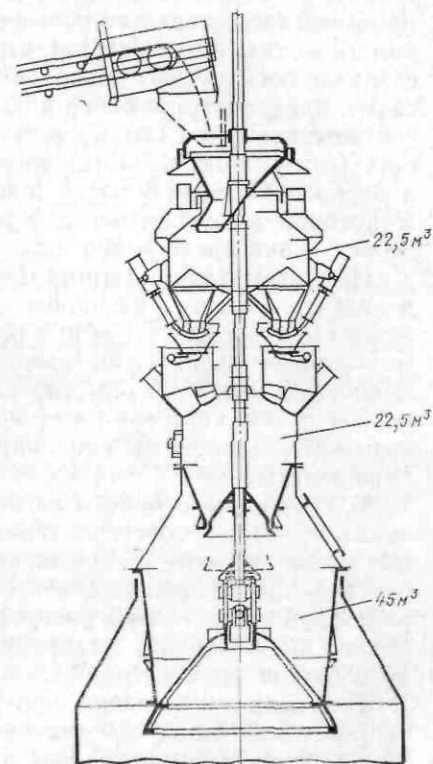


Рис. VI.40. Клапанно-конусное загрузочное устройство фирмы «Син Ниппон Сэйтэцу» (Япония)

рис. VI.40. В отличие от устройства фирмы «ИХИ» оно имеет не два, а четыре газоуплотнительных клапана и распределительную воронку, расположенную над клапанами, а не в герметичной камере.

Клапанно-конусные устройства отличаются повышенной стойкостью засыпного аппарата и обеспечивают улучшение окружного распределения шихты. В зарубежной практике их часто применяют в сочетании с подвижными отражательными плитами колошника.

Рассмотренным конструкциям устройств присущи сложность и громоздкость.

5. БЕСКОНУСНЫЕ ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Согласно современным представлениям радикальным решением проблемы существенного повышения стойкости и расширения технологических возможностей агрегатов загрузки печей является создание бесконусных загрузочных устройств по принципиальной схеме, предусматривающей: разделение функций устройства между соответствующими его элементами; расположение герметизирующих (газоуплотнительных) элементов вне печного пространства, а распределительной части (распределителя шихты), требования к которой в отношении деформируемости деталей значительно ниже, — непосредственно над шихтой в печи.

При этом газоуплотнительные элементы могут выполняться в виде тарельчатых клапанов сравнительно небольшого, определяемого только расходом шихты, диаметра, более простых и удобных в изготовлении, монтаже и ремонте, чем конусные затворы; полностью исключается контактирование клапанов с потоком шихты путем установки над ними шихтовых затворов, которым при необходимости можно придать функцию регулирования расхода шихты.

В сочетании с более благоприятными температурными условиями все это способствует повышению герметичности и стойкости клапанов. Нижнее расположение распределителя шихты, конструктивная независимость его от других основных частей устройства позволяет иметь распределительные рабочие органы в различных исполнениях, с широкими возможностями управляющего воздействия на ход печи.

Благодаря небольшим поперечным размерам клапанов и затворов шлюзование шихты можно осуществлять в нескольких, параллельно расположенных герметичных камерах (бункерах), что повышает пропускную способность устройства и создает резервирование клапанов — именно тех механизмов, стойкость которых, в первую очередь, могла бы лимитировать его межремонтный срок службы. Количество таких камер при наличии в распределительной части вращающегося рабочего органа — две; при этом обеспечивается необходимая степень резервирования механизмов. Оснащение каждого шихтового тракта устройством для

герметичного отделения от печного пространства обеспечивает возможность ремонта и замены его узлов на ходу печи.

Возможность выборочной загрузки позволяет отдельно подавать в печь компоненты шихты. Благодаря этому объем бункеров шихтовых трактов может быть существенно меньшим, чем объем межконусного пространства в традиционном устройстве, что, в частности, сокращает количество доменного газа, выбрасываемого в атмосферу.

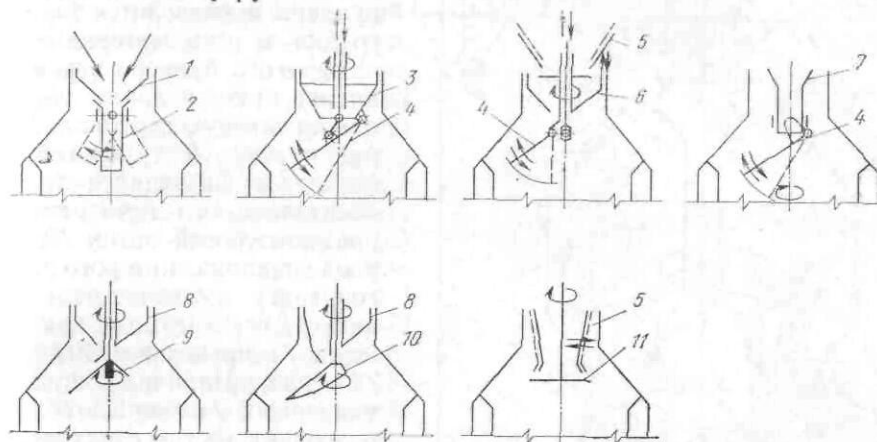


Рис. VI.41. Принципиальные схемы распределителей шихты бесконусного загрузочного устройства:

1 — стационарная воронка; 2 — труба с круговым качением; 3 — вращающаяся воронка; 4 — наклонно-поворотный желоб; 5 — подвижная воронка; 6 — вращающаяся воронка с боковым выгрузочным отверстием и тарельчатым дозатором; 7 — стационарная течка; 8 — вращающаяся воронка с боковым выгрузочным отверстием; 9 — вращающиеся лотки разной длины; 10 — вращающийся конический склиз; 11 — вращающийся тарельчатый питатель

В СССР и за рубежом предложены различные конструкции бесконусных загрузочных устройств, имеющих указанную или близкую к ней принципиальную схему.

На рис. VI.41 схематично изображены наиболее известные варианты распределителя шихты бесконусного устройства, обеспечивающие регулирование в широких пределах распределения шихты по радиусу колошника, равномерную укладку ее по окружности либо создание требуемой иногда окружной неравномерности распределения.

В последнее десятилетие получило распространение выпускаемое фирмой «Поль Вюрт» (Люксембург) бесконусное загрузочное устройство с лотковым распределителем шихты (рис. VI.42).

Подаваемые ленточным конвейером (скипом) шихтовые материалы посредством передвижной воронки 1с поворотными заслонками направляются в один из двух параллельно расположенных шлюзовых накопительных бункеров 3, оборудованных верхним 2 и нижним 5 газоуплотнительными тарельчатыми клапанами с резиновым уплотнением, а также шихтовым затвором 4 секторного

типа. Последний служит для защиты нижнего клапана от истирания шихтой и регулирования времени опорожнения бункера, который рассчитан на прием порции железорудного материала или кокса. Для контроля за истечением материала из бункеров 3 предусмотрено непрерывное взвешивание их с помощью месдоз.

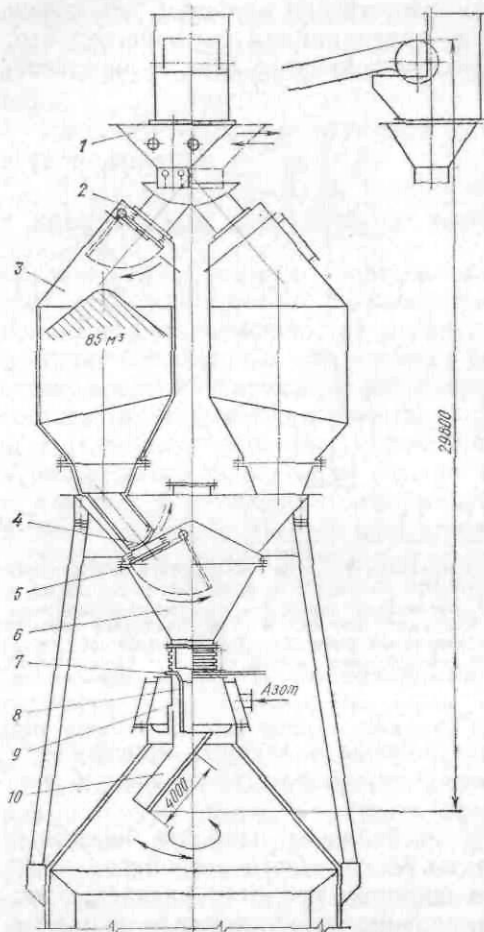


Рис. VI.42. Бесконусное загрузочное устройство фирмы «Поль Вюрт» (Люксембург)

ных клапанов и шихтовых затворов — централизованный гидравлический. Поворот заслонок рабочих органов, клапанов и затворов осуществляется от качающихся гидроцилиндров. Лоток получает движения от установленного на куполе печи электромеханического привода 9, кинематическая схема которого показана на рис. VI.43.

Лоток 32 подвешен к валам 30, смонтированным во вращающейся относительно оси печи гильзе 31, которая опирается на упорный подшипник 20 и снабжена зубчатым венцом 18. При вращении

При загрузке одного бункера производится выгрузка в печь материала из другого бункера через коническую воронку 6, направляющую вертикальную течку 8 трубчатой формы и вращающийся относительно оси печи распределительный лоток 10, угол наклона которого к горизонту может изменяться, независимо от вращения, в пределах от 40 до 74 град. Наличие двух указанных движений лотка позволяет вести селективную загрузку колошника, регулировать в широком диапазоне распределение шихты по его радиусу и окружности, укладывая каждую порцию одним или несколькими кольцами разного радиуса, а также в заданные сектор или точку. Благодаря высыпанию в печь порции шихты за 6—10 оборотов лотка достигается равномерное окружное распределение ее.

Привод приемной воронки, газонепроницаемый, герметизирован за счет непрерывной подачи в корпус привода большого количества (до 20 тыс. м³/ч) азота под давлением, превышающем давление колошникового газа. Протекающий азот одновременно охлаждает детали привода, благодаря чему поддерживается их температура на уровне, не превышающем 70 °С. Часть выходящего в печь азота охлаждает лоток.

гильзы 31 происходит вращение лотка, а при повороте валов 30 — изменение угла его наклона. Внутри гильзы 31 соосно с ней и печью расположена стационарная течка 21, направляющая шихту на лоток.

Круговое движение лоток получает от электродвигателя 5 через муфту 6, цилиндрические зубчатые передачи 7—8, 14—15 и 16—18. Качание лотку сообщается от электродвигателя 1 через муфту 2, червячную передачу 3—4, цилиндрические зубчатые передачи 11—12, траверсу 13, вал 17 цилиндрические зубчатые передачи 19—23 и 24—25, червячные передачи 26—27 и передачи 28—29, зубчатые сектора которых неподвижно сидят на валах 30. В связи с равенством общих передаточных отношений передач 9—10, 10—11, 11—12, 19—23 (при заторможенной шестерне 12) и передачи 14—15, 16—18 при вращении электродвигателя 5 зубчатые венцы 18 и 23 вращаются с одинаковой частотой и лоток сохраняет свой угол наклона. При включении электродвигателя 1 шестерня 12 начинает вращаться, что нарушает синхронность вращения этих венцов; зубчатый венец 24 вращает шестерню 25, которая через передачи 26—27 и 28—29 поворачивает валы 30. При этом происходит изменение положения лотка в вертикальной плоскости.

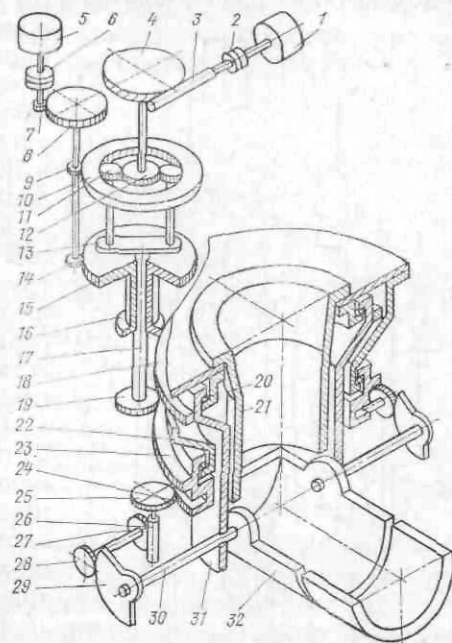


Рис. VI.43. Кинематическая схема привода распределителя шихты бесконусного загрузочного устройства фирмы «Поль Вюрт» (Люксембург)

Кольцевые зазоры (1—2 мм) между неподвижными и вращающимися элементами привода лотка со стороны печного пространства герметизированы за счет непрерывной подачи в корпус привода большого количества (до 20 тыс. м³/ч) азота под давлением, превышающем давление колошникового газа. Протекающий азот одновременно охлаждает детали привода, благодаря чему поддерживается их температура на уровне, не превышающем 70 °С. Часть выходящего в печь азота охлаждает лоток.

Между конической воронкой 6 (см. рис. VI.42) и приводом 9 установлено гидрофицированное отсечное устройство 7 с сильфонным компенсатором, позволяющее герметично отделять от печи приемную и шлюзовую части устройства для их ремонта и замены

отдельных элементов, например, тарелей газоуплотнительных клапанов.

Замена изношенного лотка 10 производится через люк в куполе печи с помощью специального манипулятора. Каждый из бункеров 3 снабжен уравнительными (наполнительным и выпускным) клапанами.

Опыт эксплуатации загрузочных устройств с вращающимся и качающимся распределительным желобом (фирмы «Поль Вюрт») показал, что они позволяют гибко и оперативно управлять распределением материалов по радиусу печи. В результате снижается удельный расход кокса на 3—4 % и повышается производительность доменной печи на 2—3 %.

В СССР проходит промышленные испытания бесконусное загрузочное устройство с распределителем шихты типа «воронка—склиз», созданное ВНИИметмашем совместно с производственным объединением «Уралмаш» (рис. VI.44).

Собственно устройство состоит из приемной воронки, двух параллельных шихтовых трактов, распределителя шихты и основания, смонтированного на опорном кольце купола печи и несущего шихтовые тракты и распределитель.

Приемная воронка выполнена в виде установленного на откатной рельсовой платформе 2 бункера 1 с двумя выгрузочными окнами, закрываемыми тарельчатыми заслонками 3 с гидрореечными двухплунжерными приводами (рис. VI.45). Каждый шихтовый тракт содержит бункер 7 для накопления порции шихты (в объеме одного или двух скипов), верхний 4 и нижний 9 тарельчатые газоуплотнительные клапаны, шихторегулирующий двухчелюстной затвор 8, отсечное шиберное устройство 12 для герметичного отделения от печного пространства шихтового тракта (при необходимости проведения на нем ремонтных работ на работающей печи) и наклонную течку 13, смонтированную в верхнюю часть металлоконструкции основания 14.

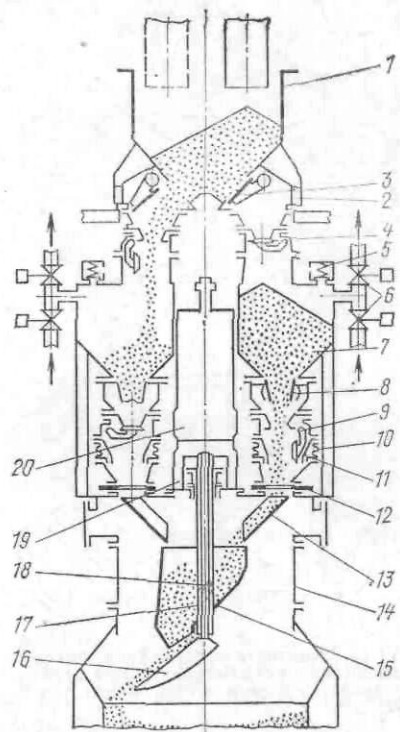


Рис. VI.44. Принципиальная схема бесконусного загрузочного устройства конструкции ВНИИметмаша — ПО «Уралмаш»

Бункер 7 оборудован предохранительным 5 и уравнительными 6 клапанами, снабжен герметизированными люками для доступа в него и установлен на стойках, закрепленных на металлокон-

струкции основания 14, защищенного от перегрева термофутеровкой.

Газоуплотнительные клапаны имеют металлические контактные поверхности тарели и седла. Предусмотрен обдув этих поверхностей азотом. Привод клапана аналогичен приводам заслонки приемной воронки.

Шихторегулирующий затвор 8 выполнен в виде заключенных в закрытый корпус корытообразных челюстей, которые сидят на валах гидромеханического привода, смонтированного на наружном кронштейне корпуса. Привод, состоящий из гидрореечного

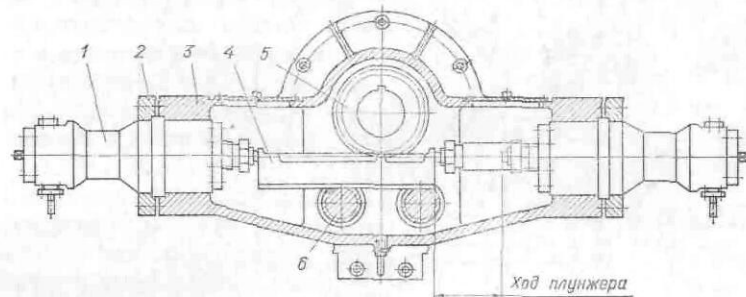


Рис. VI.45. Гидрореечный двухплунжерный привод клапанов и затворов бесконусного загрузочного устройства ВНИИметмаша — ПО «Уралмаш»: 1 — плунжерный гидроцилиндр; 2 — крышка; 3 — корпус; 4 — зубчатая рейка; 5 — шестерня; 6 — ролик поддерживающий

двухплунжерного блока и шестеренной клетки, помимо крайних положений челюстей, обеспечивает остановку и фиксацию их в задаваемых программой промежуточных положениях. Так же, как и в приводах заслонок приемной воронки и газоуплотнительных клапанов, гидроцилиндры закреплены неподвижно и имеют жесткие подводы рабочей жидкости.

Отсечное устройство 12 представляет собой листовую задвижку открытого типа с приводом от гидроцилиндра двухстороннего действия. Стыки собственно задвижки, выполненной водоохлаждаемой, с патрубками, между которыми она находится, уплотнены резиновым шнуром. Замыкание патрубков — пружинное, разжим — с помощью гидравлических домкратов. Подвижность по вертикали верхнего патрубка обеспечена наличием между ним и нижним патрубком 11 газоуплотнительного клапана 9 сильфонной вставки 10, которая служит также температурным компенсатором тракта.

Распределитель шихты, выполненный в виде единого монтажного узла, состоит из вращающейся воронки 15 и расположенного под ней вращающегося распределительного склиза 16, подвешенных на соосных вертикальных штангах 17 и 18 соответственно, а также электромеханического привода 20. Последний смонтирован на сварной раме 19, являющейся одновременно крышкой цен-

тральной горловины основания. Штанга 18 выполнена водоохлаждаемой; предусмотрены сальниковые уплотнения межштангового зазора и зазора между штангой воронки и рамой 19.

Воронка 15 служит для распределения шихты по окружности, а склиз 16 — по радиусу колошника. Воронка имеет коническую форму и смещенное относительно оси вращения выгрузочное отверстие, образованное съемным носком. Склиз представляет собой

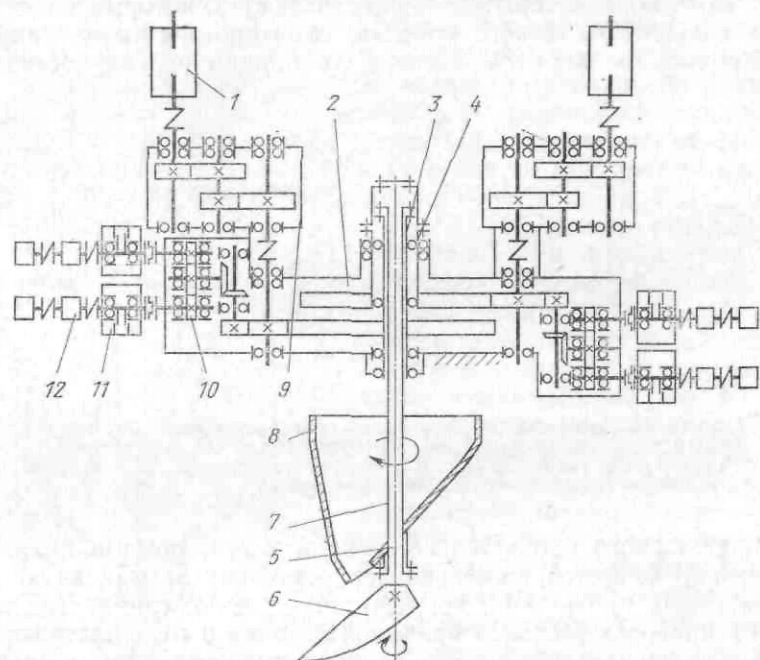


Рис. VI.46. Кинематическая схема привода распределителя шихты бесконусного загрузочного устройства конструкции ВНИИметмаша — ПО «Уралмаш»: 1 — электродвигатель; 2 — тихоходный редуктор; 3 — выходной полый вал тихоходного редуктора; 4 — выходная втулка-стакан тихоходного редуктора; 5 — штанга склиза; 6 — склиз; 7 — штанга воронки; 8 — воронка; 9 — быстроходный редуктор; 10 — кинематический редуктор; 11 — бесконтактный путевой выключатель; 12 — сельсин-датчик

коническую оболочку, усеченную цилиндрической поверхностью, ось которой параллельна оси оболочки и смещена относительно нее. Ось конической оболочки и ось ее вращения совпадают с осью печи. Благодаря этому длина склиза по образующей переменна по его окружности. Поворачивая склиз относительно выгрузочного отверстия воронки, можно направлять поток шихты в любую радиальную и центральную зоны колошника.

Электрохимический двухдвигательный привод распределителя шихты (рис. VI.46) расположен вне печного пространства и включает в себя тихоходную и быстроходные редукторные группы с цилиндрическими зубчатыми передачами. Необходимое для соз-

дания различных режимов работы распределителя синхронное вращение воронки и склиза, а также вращение их с заданной разностью скоростей обеспечивается специальной электрической системой управления.

Для управления гидрофицированными механизмами предусмотрена насосная станция, расположенная в отдельном помещении на колошниковой площадке печи.

Устройство оборудовано изотопными датчиками, фиксирующими вид шихтового материала и сход его по шихтовым трактам, а также месдозами для непрерывного взвешивания материала в воронке распределителя шихты.

Предусмотрена защита элементов шихтовых трактов и рабочих органов распределителя от абразивного, а деталей газоотсекающих клапанов — от газоабразивного износа.

Основным режимом работы устройства является загрузка шихты через два тракта, работающих поочередно. Распределительная воронка может работать с накоплением и без накопления шихты. При необходимости загрузка может осуществляться через один шихтовый тракт. Пропускная способность устройства при этом обеспечивает работу печи с проектной производительностью.

Проектом предусмотрено несколько режимов работы распределителя шихты, определяемых взаимным расположением воронки и склиза при их вращении или остановке и обеспечивающих различные виды укладки шихтовых материалов на колошнике (рис. VI.47).

Кольцевая загрузка. Воронка и склиз вращаются синхронно с постоянной скоростью в одном направлении, причем выгрузочное отверстие воронки расположено вблизи максимального радиуса (вылета) склиза либо смещено от него в сторону, противоположную направлению вращения. Порция материала, содержащегося в одном бункере, укладывается в один или несколько кольцевых слоев на заданном радиусе колошника. При этом форма засыпи близка к получаемой при обычном конусном устройстве, но не имеет резко выраженного гребня.

Многокольцевая загрузка. Воронка и склиз вращаются синхронно в одном направлении, но в отличие от пер-

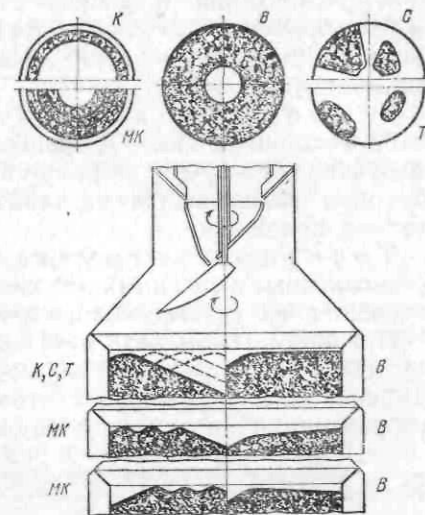


Рис. VI.47. Основные виды укладки шихты на колошнике печи бесконусным загрузочным устройством ВНИИметмаша — ПО «Уралмаш»: К — кольцевая; МК — многокольцевая; В — веерная; С — секторная; Т — точечная

вого режима, положение склиза относительно воронки в процессе высыпания через определенные интервалы времени изменяется. При этом порция шихты укладывается в несколько заданных радиусов. Число слоев в том или ином кольце определяется программой загрузки.

Верная загрузка. Воронка и склиз вращаются синхронно с постоянной скоростью в одном направлении, причем выгрузочное отверстие воронки смещено относительно максимального радиуса склиза в направлении вращения. Порция шихты укладывается на колошник широкой полосой, охватывающей до 80 % его площади. В зависимости от величины указанного смещения образующийся слой материала может иметь в радиальном направлении равномерную убывающую либо возрастающую к центру печи толщину.

Секторная загрузка. Воронка остановлена в заданном положении, а склиз в процессе высыпания порции материала поворачивается в одну сторону на угол от 0 до 180 град. При этом материал укладывается на всей или части площади заданного сектора колошника.

Точечная загрузка. Шихта подается в печь через остановленные в заданных положениях воронку и склиз и сосредотачивается на участке колошника в районе заданной точки.

При нормальном ходе печи загрузка ее может производиться при любом из указанных режимов работы распределителя или их комбинациях. Применение секторной и точечной загрузки целесообразно для оперативной ликвидации расстройств хода печи.

Техническая характеристика бесконусного загрузочного устройства с распределителем шихты типа «воронка — склиз» доменной печи объемом 2000 м

Диаметр колошника, мм	7300
Давление колошникового газа, МПа	0,25
Температура колошникового газа, °С:	
рабочая	До 350
наибольшая (продолжительностью до 30 мин)	800
Пропускная способность при массе коксовой колоши 8,5 т, 4-порционная подача в час:	
при нормальной работе	12
при догоне меры	15
при работе одним шихтовым трактом (наибольшая)	13
Температура горячего агломерата, °С	До 600
Полезный объем бункера, м ³	27
Геометрический объем воронки распределителя шихты, м ³	10
Диаметр (в свету) газоплотнительных клапанов, мм	800
Наибольший диаметр (в свету) шихторегулирующих затворов, мм	1100
Вылет распределительного склиза, мм:	
наибольший	2500
наименьший	525
Частота вращения рабочих органов распределения шихты, об/мин	3—10
Масса, включая насосную станцию, т	420

В отличие от зарубежного устройства оно не требует сооружения специального дорогостоящего компрессорного комплекса

для непрерывной подачи азота в привод распределителя шихты, рассчитано на загрузку в печь горячего агломерата, имеет простые, надежные механизмы и гидравлический привод. Стойкость газоплотнительных клапанов и распределительных органов достигает двух лет. Возможность поузловой замены клапанов и шихтовых затворов на ходу печи создает большие удобства в эксплуатации.

Создание и расширение масштабов применения бесконусных устройств следует считать генеральным направлением совершенствования агрегатов загрузки доменных печей. Использование этих устройств обеспечивает улучшение основных технико-экономических показателей работы печей благодаря возможности глубокого регулирования распределения шихтовых материалов на колошнике, высокой стойкости против износа и лучшей, чем у других устройств, ремонтпригодности.

В сравнении с двухконусным бесконусные устройства требуют более высокого (до 7 м) положения точки опрокидывания скипа при разгрузке (отметки оси барабана конвейера шихтоподачи).

6. КЛАПАННЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Этот вид оборудования включает в себя газоплотнительные (газозапирающие) клапаны клапанно-конусных и бесконусных загрузочных устройств, а также уравнильные клапаны загрузочных устройств всех типов. Основные требования, предъявляемые к ним: высокая газоплотность; длительная стойкость против газобразивного износа; быстродействие и надежность работы в автоматизированной системе загрузки печи; удобство ремонта и замены изношенных деталей.

Практическое применение получили клапаны тарельчатого типа, в которых запорная тарель, шарнирно закрепленная на поворотном (в вертикальной плоскости) рычаге, контактирует с седлом либо непосредственно (металл по металлу) либо через закрепленное на ней эластичное уплотнение из специальной теплостойкой резины (применяют при температуре рабочей среды до 150—200 °С).

При непосредственном контактировании тарели с седлом надлежащая газоплотность сочленения может быть достигнута при условии выполнения контактных поверхностей обеих этих деталей сферическими и обеспечения самоустановки тарели относительно седла при закрывании клапана до совпадения центров их сфер.

Тарель должна соединяться с рычагом посредством универсального шарнира, допускающего ее поворот в любом направлении, необходимый для плотного прилегания ее к седлу. Угловое перемещение тарели ограничивают упорами на рычаге, причем величину зазора между упорами и тарелью выбирают в зависимости от возможных расцентровок и перекосов в клапане.

Условие самоцентрируемости тарели по седлу является несовпадение центров сферы тарели (точка O_1 , рис. VI.48) и шарнира (точка C), расположение первого из них ниже второго. При закрывании клапана перекошенная тарель, коснувшись седла в точке B и прижимаясь под действием момента, создаваемого приводом или контргрузом, к седлу скользит по нему. Восстановление начального положения тарели происходит под действием реакции R седла. При этом возможна два случая:

1. Если точка B в момент касания тарелью седла лежит выше прямой CA , то тарель относительно седла движется вниз и реакция отклоняется на угол трения ρ вверх, занимая положение R_1 . Если при этом реакция пройдет через круг трения шарнира радиусом $r_{п.т.}$, то поворота тарели относительно рычага не произойдет, тарель заклинит;

2. Если точка B лежит ниже прямой CA (ось вращения рычага поднята в точку A_1), то тарель относительно седла движется вверх и реакция отклоняется на угол трения ρ вниз, занимая положение R . При этом плечо силы R относительно центра вращения тарели увеличивается и тарель будет поворачиваться относительно рычага при меньших значениях R (благоприятный вариант).

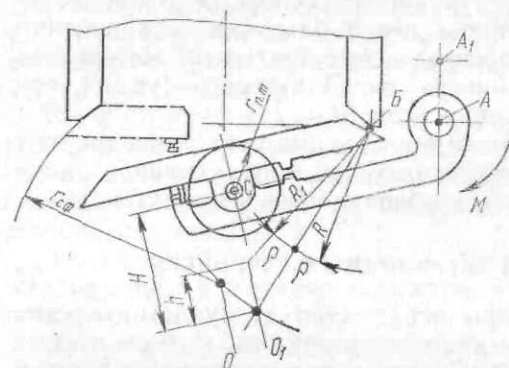


Рис. VI.48. Схема к выбору геометрических параметров рабочей части тарельчатого клапана

Плотное закрывание клапана произойдет после того, как точка O_1 (центр сферы тарели), двигаясь по дуге O_1O , совместится с точкой O (центр сферы седла). Для обеспечения нормальной (без заклинивания) самоустановки тарели по седлу должно соблюдаться условие

$$H > h + r_{п.т.} \quad (VI.76)$$

С целью снижения интенсивности газоабразивного износа контактных поверхностей тарели и седла их наплавляют твердым сплавом.

Клапаны выполняют с электромеханическим либо гидравлическим приводом.

Газоуплотнительные клапаны

Отечественной промышленностью созданы клапаны диаметром 800—1100 мм с гидравлическим и электромеханическим приводами.

Конструкция клапана, разработанного ВНИИметмашем совместно с ПО «Уралмаш», используемая в описанном выше бесконусном загрузочном устройстве, показана на рис. VI.49.

В стальном литом корпусе 1 на валу 3 закреплен рычаг 2, к которому при помощи универсального шарнира, образованного с помощью пальцев 8 и 9, прикреплена запорная тарель 6. На верхнем фланце корпуса 1 посредством болтов через асбестовую прокладку закреплено водоохлаждаемое седло 4, в котором размещена коническая вставка 5, защищающая контактную поверх-

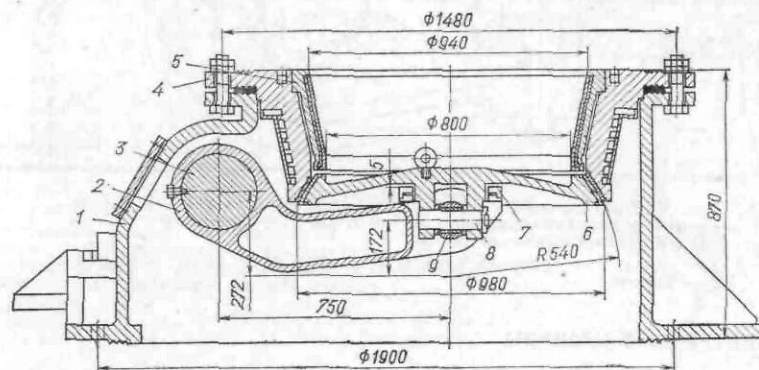


Рис. VI.49. Газоуплотнительный клапан диаметром 800 мм конструкции ВНИИметмаша — ПО «Уралмаш», применяемый в бесконусном загрузочном устройстве

ность седла от абразивного износа потоком проходящей через клапан шихты. Подвижность тарели относительно рычага ограничена закрепленными на последнем упорами 7. Через кольцевую щель между седлом и вставкой подается азот для обдува контактных поверхностей тарели и седла с целью удаления с них пыли перед закрыванием клапана. Водяное охлаждение седла исключает его температурную поводку при использовании в шихте горячего агломерата. Расположение подшипников вала 3 вне корпуса 1 исключает нежелательное воздействие на них высокой температуры рабочей среды. Рабочие поверхности седла, тарели и вставки образованы слоем износостойкой наплавки (композиционный сплав «Релит»).

Клапан снабжен гидрореечным двухплунжерным приводом (см. рис. VI.45).

На рис. VI.50 представлена конструкция клапана, выпускаемого производственным объединением «Ждановтяжмаш» и Днепропетровским заводом металлургического оборудования в составе клапанно-конусного загрузочного устройства. Клапан имеет канатно-грузовой электромеханический привод. Западно-Сибирским металлургическим комбинатом создан клапан с встроенным электромеханическим приводом.

Указанными конструкциями предусмотрена замена клапана в целом при наступлении значительного износа тарели и седла, препятствующего нормальной эксплуатации загрузочного устройства. В клапанах с резиновым уплотнением, имеющих меньшую стойкость, заменяют тарель с уплотнительным шнуром без демонтажа других частей клапана.

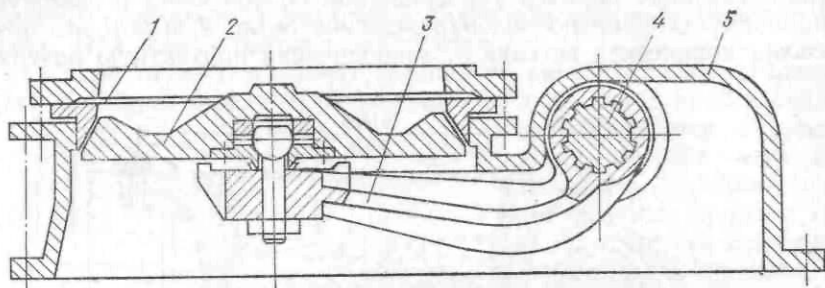


Рис. VI.50. Газоуплотнительный клапан диаметром 900 мм, применяемый в клапано-конусном загрузочном устройстве конструкции ПО «Ждановтяжмаш» и ДЗМО:
1 — седло; 2 — запорная тарель; 3 — приводной рычаг; 4 — вал;
5 — корпус

Уравнительные клапаны

Уравнительные клапаны служат для уравнивания давления в шлюзовых камерах загрузочного устройства с давлением газа на колошнике печи либо с атмосферным давлением с целью снижения нагрузок на привод газозапирающего органа (конуса, клапана). В отечественной практике получили широкое распространение разработанные Гипрометзом совместно с Иркутским заводом тяжелого машиностроения (ИЗТМ) тарельчатые прямооточные клапаны диаметром 300 и 450 мм с встроенным электромеханическим приводом, устанавливаемые на вертикальных участках газопровода лучистого доменного газа, азотопровода (наполнительные клапаны) и выпускного трубопровода (выпускные). На рис. VI.51 показана схема установки клапанов на двухконусном загрузочном устройстве.

Первоначальная конструкция такого клапана представлена на рис. VI.52. От электродвигателя 15, включаемого командоаппаратом 1, через червячный редуктор 10 и промежуточный вал 14 вращение передается кривошипу 4 и телескопически складывающемуся шатуну 3. Последний шарнирно соединен с рычагом 2, неподвижно закрепленным на валу 9, который несет на себе рычаг 11 с запорной тарелью 13. Вал 9 пропущен через корпус 8 клапана и опирается на расположенные с его внешней стороны подшипники качения. В местах прохода вала через корпус имеются сальниковые уплотнения. Тарель 13 в закрытом положении контактирует с седлом 7, вставленным в корпус 8 и закрепленным на нем болтами. На нижнем конце рычага 2 имеется ролик, ко-

торый при повороте рычага перекачивается по шарнирно закрепленному на корпусе 8 коромыслу 5 с контргрузом, служащим для фиксации запорной тарели в открытом и закрытом положениях. Для осмотра и ремонта клапана предусмотрен люк в корпусе 8, герметично закрываемый крышкой. Клапан устанавливают на фланец трубопровода 12. Над клапаном предусматривают вмонтированный в трубопровод патрубок 6 с фланцами для обеспечения возможности замены седла 7 без демонтажа клапана в целом.

Разработанная с учетом опыта эксплуатации описанного клапана последняя его модификация (рис. VI.53) имеет аналогичную

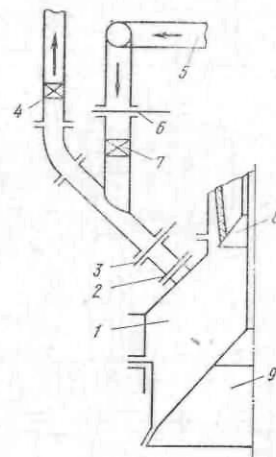


Рис. VI.51. Схема установки уравнительных клапанов на двухконусном загрузочном устройстве:
1 — газовый затвор; 2 — штуцер; 3, 6 — листовые задвижки; 4 — уравнительный (выпускной) клапан; 5 — трубопровод лучистого доменного газа; 7 — уравнительный (наполнительный) клапан

компоновку основных узлов, но более простое конструктивное оформление, обеспечивающее повышенную надежность клапана. В ней отсутствует коромысло, грузовой рычаг объединен с рычагом кривошипно-шатунной передачи, командоаппарат заменен двумя конечными выключателями, благодаря которым достигается точная остановка тарели в крайних положениях.

Техническая характеристика уравнительных клапанов конструкции Гипрометза—ИЗТМ

Диаметр клапана в свету, мм	300	450
Давление рабочей среды, МПа	0,37	
Температура рабочей среды, °С	До 450	
Время открывания (закрывания), с	~3	
Электродвигатель привода:		
мощность, кВт	7,5	20
частота вращения, об/мин	730	735
Масса, т	2,7	6,2

Из зарубежной практики известны конструкции уравнительных клапанов с гидравлическим приводом запорной тарели.

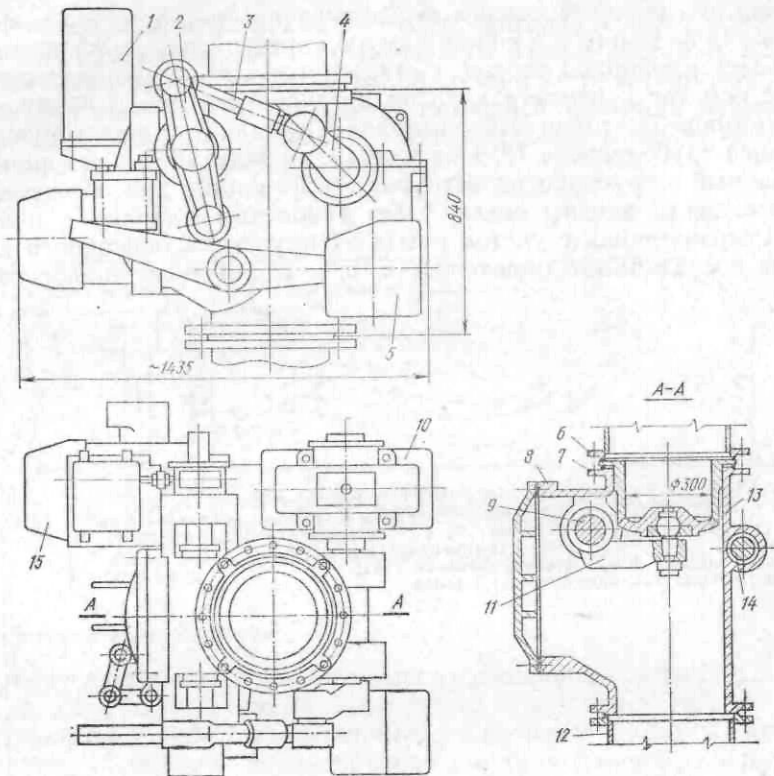


Рис. VI.52. Уравнительный клапан конструкции Гипромеза — ИЗТМ (первая модификация)

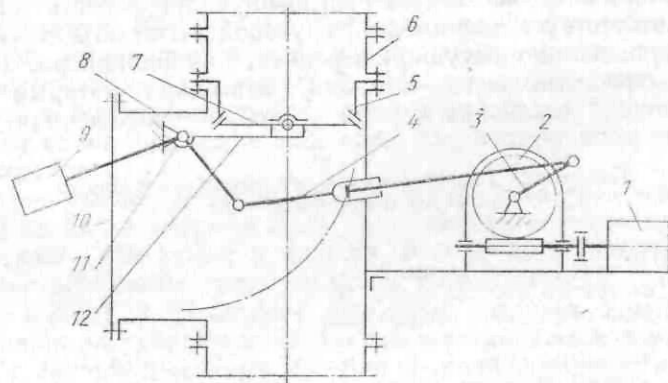


Рис. VI.53. Уравнительный клапан конструкции Гипромеза — ИЗТМ (последняя модификация):

1 — электродвигатель; 2 — червячный редуктор; 3 — червячок; 4 — шатун; 5 — седло; 6 — патрубок; 7 — запорная тарель; 8 — корпус; 9 — контргруз; 10 — крышка; 11 — двуплечий рычаг; 12 — рычаг тарели

Расчет мощности привода

Усилия, действующие на звенья привода клапана, определяют графо-аналитическим способом. В масштабе изображают кинематическую схему клапана (рис. VI.54) в закрытом, открытом и нескольких промежуточных положениях. Угол поворота рычага тарели при открывании принимают равным примерно 90 град.

Статический момент всех сил относительно оси вала клапана состоит из алгебраической суммы шести моментов

$$M_i = M_{1i} + M_{2i} + M_3 + M_{4i} + M_{5i} + M_{6i}. \quad (VI.77)$$

Момент от усилия (давления газа) на тарель в рассматриваемом положении приблизительно определяют по формуле (см. рис. VI.54)

$$M_{1i} = P_i R_1 \cos \alpha_i, \quad (VI.78)$$

где усилие на клапан

$$P_i = \frac{\pi D^3}{4} \Delta p_i \cos \alpha_i. \quad (VI.79)$$

Здесь Δp_i — перепад давления газа, действующего на тарель; α_i — угол поворота рычага тарели; D — диаметр тарели (принимают максимальный из условия возможности контактирования по наружной кромке поверхности); R_1 — расстояние от оси вала до оси тарели.

По давлению газа в межконусном пространстве p и времени открывания t_i клапана на данный угол α_i перепад давления газа, действующего на клапан в рассматриваемом положении, определяют по графику (рис. VI.55)

$$\Delta p_i = k_{\text{пр}} p. \quad (VI.80)$$

Определяют время открывания клапана на рассматриваемый угол α_i по заданным значениям времени полного открывания (закрывания) клапана t , разгона t_p и торможения t_t . Строят график угла поворота кривошипа в функции времени $\varphi_i = f_1(t)$ (рис. VI.56), принимая изменение угла поворота в периоды разгона и торможения по линейной зависимости.

Зная угол поворота кривошипа в функции времени и имея несколько построенных положений механизма, строят график изменения угла поворота коромысла (тарели) в функции времени $\alpha_i = f_2(t)$. Кроме графического, возможно аналитическое определение угла поворота коромысла по заданному углу поворота кривошипа и размерам механизма. Этот график используют для опре-

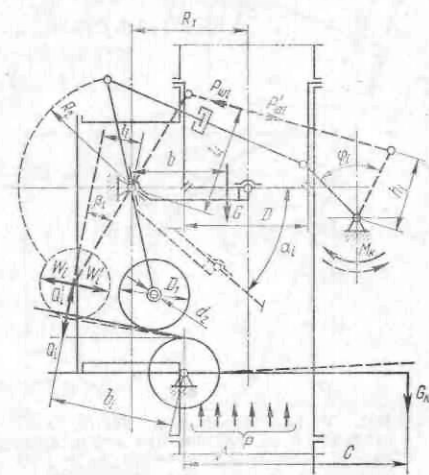


Рис. VI.54. Схема к расчету уравнительного клапана

деления времени открывания тарели на заданный угол поворота α_i ; зная величину t_i , по графику (см. рис. VI.55) определяют значение k_{Π} и по нему Δp_i .

Момент от веса коромысла и тарели

$$M_{2i} = Gb \cos \alpha_i, \quad (VI.81)$$

где b — плечо центра тяжести системы «тарель—рычаг—коромысло» относительно оси вращения в исходном положении; G — вес тарели рычага и коромысла.

Момент сил трения в сальниковых уплотнениях вала

$$M_3 = F_{\tau} \frac{d_1}{2} = 2h_1 \pi d_1 p_1 \mu \frac{d_1}{2}, \quad (VI.82)$$

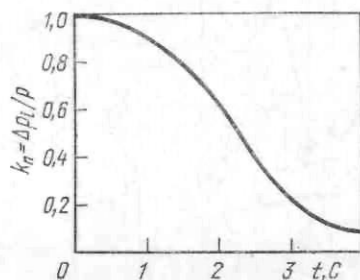


Рис. VI.55. Перепад давления, действующего на клапан при его открывании, в функции времени $k_{\Pi} = f(t)$

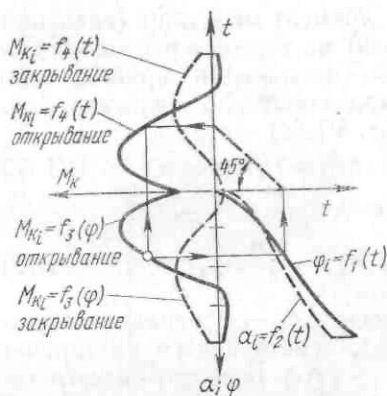


Рис. VI.56. Схема к построению нагрузочной диаграммы привода клапана $M_K = f(t)$

где F_{τ} — сила трения; d_1 — диаметр вала в месте уплотнения; h_1 — высота сальника; p_1 — давление уплотнения на вал ($p_1 = 1,1p$); μ — коэффициент трения в сальнике.

Момент от веса контргруза и рычага (см. рис. VI.54)

$$M_{4i} = Q_i l_i' = G_{\kappa} c l_i' / b_i, \quad (VI.83)$$

где Q_i — сила, действующая на ролик коромысла; G_{κ} — вес коромысла с контргрузом; c — плечо приложения силы G_{κ} ; l_i' — плечо приложения силы Q_i относительно оси вала клапана; b_i — плечо приложения силы Q_i относительно оси коромысла.

Величины l_i' и b_i приняты на рис. VI.54 для рассматриваемых положений тарели.

Момент силы сопротивления перекачиванию ролика по рычагу контргруза (см. рис. VI.54)

$$M_{5i} = Q_i' \omega R_2 \cos \beta_i = W_i R_2 \cos \beta_i, \quad (VI.84)$$

где ω — коэффициент сопротивления передвижению ролика по коромыслу; R_2 — расстояние от оси вала до центра ролика; β_i — угол между нормалью к коромыслу в месте контакта ролика с рычагом и осью рычага в рассматриваемом положении.

Момент сил трения в подшипниках вала клапана

$$M_{6i} = P_{vi} \frac{d_2}{2} \mu_2, \quad (VI.85)$$

где P_{vi} — реакция в подшипниках вала клапана (в первом приближении); в рассматриваемом положении определяют графически из многоугольника сил, действующих на систему (рис. VI.57); d_2 — диаметр цапф подшипника вала клапана; μ_2 — коэффициент трения в подшипниках вала клапана.

Для построения многоугольника сил нужно знать усилие в шатуне $P_{\text{ш}i}$ для рассматриваемого положения, которое в первом приближении (без учета момента сил трения в подшипниках вала клапана) определяют по формуле

$$P_{\text{ш}i}' = \frac{M_{1i} + M_{2i} + M_3 + M_{4i} + M_{5i}}{l_i}, \quad (VI.86)$$

где M_{1i} , M_{2i} , M_3 , M_{4i} , M_{5i} — моменты на валу клапана; l_i — плечо приложения усилия в шатуне относительно оси вала клапана.

Во втором приближении усилие в шатуне $P_{\text{ш}i}'$ определяют с учетом величины M_{6i} . Если во втором приближении усилие в шатуне отличается от первого больше чем на 5 %, то расчет следует продолжить.

Момент на валу кривошипа в рассматриваемом положении (см. рис. VI.54)

$$M_{ki} = P_{\text{ш}i}' h_i, \quad (VI.87)$$

где h_i — плечо приложения усилия $P_{\text{ш}i}'$ относительно оси кривошипа.

Расчет выполняют как для цикла открывания, так и для цикла закрывания клапана ($p = 0$).

Полученные данные сводят в таблицу и строят график суммарных моментов на валу кривошипа для полного цикла открывания и закрывания клапана в функции угла его поворота $M_{ki} = f_3(\varphi)$ (см. рис. VI.56).

По графикам $M_{vi} = f_3(\varphi)$ и $\varphi_i = f_1(t)$ строят график $M_{ki} = f_4(t)$.

Статические моменты на приводном валу редуктора (двигателя) получают путем пересчета графиков моментов $M_{ki} = f_4(t)$ по формуле

$$M_{\text{ст}i} = M_{ki} / (u \eta), \quad (VI.88)$$

где u — передаточное число редуктора; η — к. п. д. редуктора.

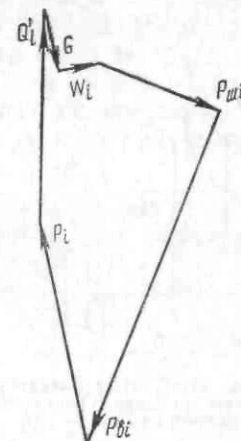


Рис. VI.57. Многоугольник сил, действующих на узел клапана

Динамический момент на валу двигателя в периоды разгона t_p и торможения t_t определяют по формуле

$$M_{\text{дин. р}}(\tau) = \frac{k_M J_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}}}{t_p(\tau)}, \quad (\text{VI.89})$$

где $J_{\text{дв}}$ — момент инерции масс на валу двигателя; k_M — коэффициент, учитывающий моменты инерции всех других вращающихся масс ($k_M = 1,2$); $\omega_{\text{дв}}$ — угловая скорость двигателя.

Момент на валу двигателя в период разгона

$$M_p = M_{\text{ст. р}} + M_{\text{дин. р}} \quad (\text{VI.90})$$

Момент на валу двигателя в период торможения

$$M_t = M_{\text{ст. дв. т}} - M_{\text{дин. т}} \quad (\text{VI.91})$$

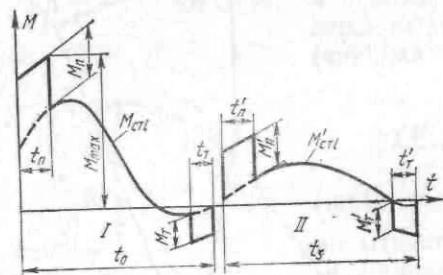


Рис. VI.58. Нагрузочная диаграмма при работе привода уравнительного клапана за полный цикл $M = j(t)$

Полученные данные позволяют построить нагрузочную диаграмму (рис. VI.58) для полного цикла работы клапана (открывания и закрывания).

Эквивалентный момент за полный цикл работ клапана

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{2[t_p + k_H(t_p + t_t)]}}, \quad (\text{VI.92})$$

где k_H — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя в периоды разгона и торможения.

Дальнейший расчет мощности двигателя ведут, как для повторно-кратковременного режима с учетом фактической продолжительности включения.

Уплотнения разъемных соединений, работающих под давлением газа

К герметичности фланцевых соединений элементов загрузочного устройства предъявляются повышенные требования, ввиду токсичности колошникового газа и его абразивности, приводящих при наличии неплотностей в соединениях к опасной для обслуживающего персонала загазованности окружающего пространства и быстро прогрессирующему разрушению деталей.

В качестве уплотнительного элемента применяют плетёный асбестовый шнур, укладываемый между сжимаемыми посредством болтов фланцами, которые выполняют с канавками под шнур либо гладкими (рис. VI.59).

Для обеспечения надлежащей герметичности соединений, работающих под давлением газа до 0,5 МПа, необходимо, согласно практическим данным, сжимать асбестовую прокладку давлением $q = 15$ МПа. Величина усилия, действующего на прокладку, определяется по формуле

$$F = \pi d_{\text{ср}} a q, \quad (\text{VI.93})$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр уплотнения; a — поперечный размер шнура: для круглого сечения — диаметр; для квадратного — сторона квадрата.

Показанные на рис. VI.59 соединения 1 и 2 имеют наибольшую герметичность, но не допускают взаимного поперечного смещения фланцев, необходимость в котором возникает при центри-

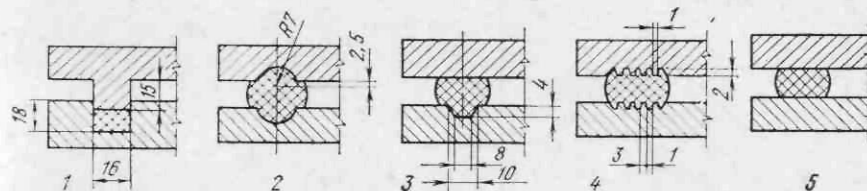


Рис. VI.59. Конструкции уплотнений фланцевых соединений деталей

ровании деталей. Соединения 3—5 имеют меньшую герметичность (рис. VI.60) вследствие того, что при сжатии прокладки фактическая ширина ее возрастает, а давление на нее падает.

После затяжки фланцевого соединения происходит релаксация напряжений в его деталях, действующее на прокладку давление падает. Ввиду этого болты соединения требуют периодической подтяжки, особенно в первое время после монтажа.

В некоторых узлах, находящихся под воздействием периодически изменяющейся нагрузки, используют двойные фланцевые соединения. Примером такого соединения является узел сочленения чаши 2 засыпного аппарата с опорным колошниковым кольцом 1 печи и газовым затвором 3 (рис. VI.61, а). Для обеспечения герметичности соединений необходимо при расчете усилия затяжки болтов учитывать упругость как болтов, так и прокладок.

Приведем методику расчета такого соединения. Обозначим: N — постоянное усилие, действующее на нижний фланец газового затвора (вес газового затвора и распределителя шихты за вычетом усилия в штанге малого конуса); N_1 — постоянное усилие, действующее на средний фланец (вес чаши и большого конуса за вычетом усилия в штанге большого конуса); $N_2 = \frac{\pi d_{\text{ср}}}{4} \Delta p$ — переменное усилие, обусловленное перепадом давления газа Δp ; $q_{п1}$, $q_{п2}$ и $q_б$ — напряжения в прокладках n_1 и n_2 и стяжных болтах 4 при одинаковых давлениях газа в полостях 1 (межконусное пространство) и k (колошник печи); $q'_{п1}$, $q'_{п2}$ и $q'_б$ — соответ-

ствующие напряжения при избыточном давлении в полости k и атмосферном в полости l ; F_{n1} и F_{n2} — начальные площади нагружения прокладок n_1 и n_2 ; h_{n1} и h_{n2} — высоты прокладок; F_6 и l_6 — площадь сечения стержней болтов и рабочая длина болта соответственно; $\alpha = 4,6 \cdot 10^3$ МПа — модуль упругости материала прокладки; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — модуль упругости материала болтов.

Условия равновесия при одинаковом избыточном давлении в полостях l и k :

фланца газового затвора

$$F_6 q_6 + N - N_2 - F_{n1} q_{n1} = 0;$$

(VI.94a)

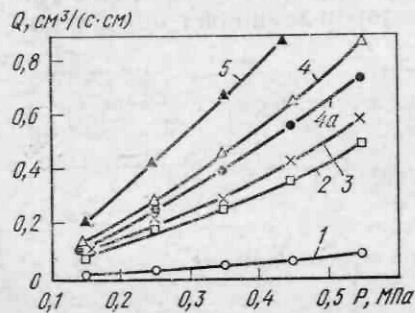


Рис. VI.60. Зависимость расхода (протечек) Q газа через фланцевые соединения от его давления P при давлении на уплотнительную прокладку $q = 15$ МПа. Номера кривых соответствуют номерам конструкций соединений по рис. VI.59

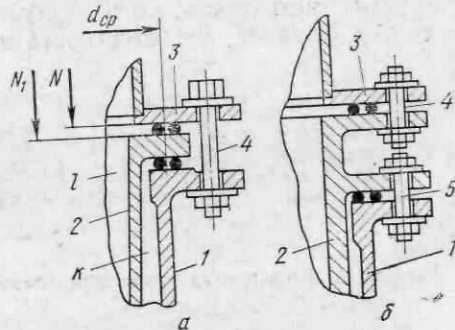


Рис. VI.61. Фланцевые соединения чаши засыпного аппарата с опорным колошниковым кольцом печи и газовым затвором

фланца чаши большого конуса

$$F_{n1} q_{n1} + N_1 - F_{n2} q_{n2} = 0. \quad (VI.94б)$$

При избыточном давлении газа в полости k и атмосферном в полости l условия равновесия имеют вид:

$$F_6 q'_6 + N - F_{n1} q'_{n1} = 0; \quad (VI.95)$$

$$F_{n1} q'_{n1} + N_1 - N_2 - F_{n2} q'_{n2} = 0. \quad (VI.96)$$

Поскольку при уменьшении давления газа в межконусном пространстве до атмосферного нижняя прокладка будет ослаблена на величину дополнительного сжатия верхней прокладки ($q'_{n1} - q_{n1}$) $\frac{h_{n1}}{\alpha}$ и деформацию болтов ($q'_6 - q_6$) $\frac{l_6}{E}$, то для обеспечения герметичности нижняя прокладка должна разжаться на $(q_{n2} - q'_{n2}) \frac{h_{n2}}{\alpha}$, т. е.

$$(q_{n2} - q'_{n2}) \frac{h_{n2}}{\alpha} = (q'_{n1} - q_{n1}) \frac{h_{n1}}{\alpha} + (q'_6 - q_6) \frac{l_6}{E}. \quad (VI.97)$$

Задавшись из условий герметичности $q'_{n2} = 15$ МПа, можно определить остальные неизвестные: q_{n1} ; q_{n2} ; q'_{n1} ; q_6 и q'_6 из вышеприведенных пяти уравнений.

Для лучшей герметизации соединения на комбинате «Запорожсталь» применяют двухфланцевые чаши засыпного аппарата (рис. VI.61, б), которые имеют большую герметичность. К опорному колошниковому кольцу 1 при помощи шпилек 5 крепят нижний фланец чаши 2. Верхний фланец чаши при помощи шпилек 4 крепится к фланцу газового затвора 3.

Расчеты, выполненные по приведенной методике, показывают, что для обеспечения одинаковой герметичности усилие в болтах соединения по рис. VI.61, а должно быть примерно в два раза выше, чем в шпильках соединения по рис. VI.61, б.

7. УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ УРОВНЯ И КАЧЕСТВА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ШИХТЫ НА КОЛОШНИКЕ

Для эффективного управления ходом печи сверху необходимо непрерывно следить за уровнем засыпи шихты, контролировать скорость ее схода в печи, профиль засыпи, температуру газа по сечению колошника.

Для измерения уровня засыпи шихты широко применяют механические зонды с различными приводами. На рис. VI.62 показан цепной зонд конструкции Гипромеца, выпускаемый Миллеровским заводом металлургического оборудования. В состав зонда входят: патрубок 1; корпус 2; крышка 6; вал 11, смонтированный в подшипниках качения, которые установлены на боковых кронштейнах корпуса; насаженные на вал барабаны 7 и 9, на втором из которых, расположенном внутри корпуса, подвешена цепь 5 с грузом 4, а на первом закреплен конец каната 8, идущего к электрической зондовой лебедке, выпускаемой тем же заводом и устанавливаемой в здании скипового подъемника. Внутренняя камера зонда, ограниченная патрубком, корпусом и крышкой и сообщающаяся с рабочим пространством печи, герметизирована с помощью уплотнительных прокладок в разъемных соединениях деталей и сальниковых уплотнений 10 вала в местах выхода его из корпуса. Люк 13 в корпусе обеспечивает доступ к месту крепления цепи на барабане, а люк 3 служит для замены груза.

На консольной части вала барабанов смонтирован указатель нулевого положения 12, состоящий из редуктора, подвижной стрелки и градуированной шкалы.

Зонд монтируют на вваренной в кожух купола печи трубе, через которую груз опускается в рабочее пространство печи. Между патрубком 1 и трубой предусматривают отсечное устройство (например, пробковый кран), используемое при замене груза или ремонте зонда. Обычно на печи устанавливают два диаметрально расположенных зонда. В настоящее время число их увеличивают до четырех.

Нормально груз 4 опирается на шихту и по мере ее схода движется вместе с ней. Особенность работы лебедки при этом состоит в том, что ее электродвигатель, находясь во включенном состоянии, создает крутящий момент $M_{дв1}$, который только натягивает канат, не препятствуя опусканию груза. Это происходит потому, что приведенный к валу электродвигателя момент M_3 , создаваемый весом груза, больше этого момента, т. е. $M_3 > M_{дв1}$, и зонд вращает электродвигатель. Для подъема груза в исходное (нерабочее)

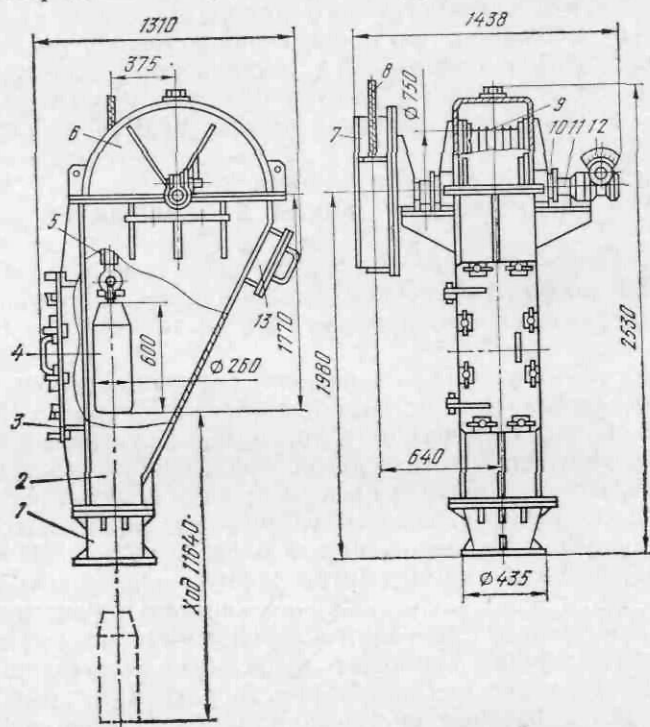


Рис. VI.62. Зонд цепной для измерения уровня засыпи шихты в доменной печи

положение (перед сыпанием шихтовой подачи в печь) из цепи ротора двигателя выводится сопротивление и момент его $M_{дв2}$ становится больше момента M_3 , создаваемого грузом, т. е. $M_{дв2} > M_3$.

Угол поворота барабанов зондовой лебедки, связанных с установленным на ней специальным индукционным датчиком, соответствует положению груза в каждый момент времени. Датчик передает электрические импульсы на прибор, автоматически записывающий на ленту уровень засыпи шихты. Сельсин-датчик лебедки контролирует скорость схода шихты и передает показания электрически связанному с ним сельсину-приемнику, установленному на пульте управления печью. Имеющийся на лебедке командо-

аппарат дает импульсы на подъем груза, остановку лебедки при достижении грузом крайнего верхнего положения и в систему световой сигнализации.

Техническая характеристика зонда цепного для измерения уровня засыпи шихты

Ход груза наибольший, мм	11 640
Диаметр барабанов, мм:	
цепного	750
канатного	750
Диаметр каната, мм	11
Давление колошникового газа, МПа	0,25
Масса, т	1,9

Техническая характеристика зондовой лебедки

Грузоподъемность, т	0,6
Скорость движения каната, м/с	0,6
Канатоемкость барабана, м	13
Диаметр, мм:	
барабана	349
каната	11
Электродвигатель:	
мощность, кВт	3,7
частота вращения, об/мин	1000
род тока	Постоянный
масса, т	0,9

Некоторые зарубежные фирмы, например «Демаг» (ФРГ), выпускают механические зонды с встроенным в барабан электро-механическим приводом.

Применяют также радиоизотопные уровнемеры (рис. VI.63), которые непрерывно измеряют уровень засыпи шихты в четырех точках колошника. На уровне верхних плит защитных сегментов колошника диаметрально противоположно установлены два источника радиоактивного излучения 4. Равномерно по окружности в четырех точках в защитных сегментах установлены водоохлаждаемые вертикальные трубы 2, внутри которых перемещается приемник излучения 1 при помощи привода 3. Если приемник находится ниже уровня шихты, то ядерное излучение в него не попадает, а если выше уровня шихты, то под действием лучей гамма-квантов в приемнике вырабатывается соответствующий электрический сигнал, который через усилительные и измерительные блоки прибора воздействует на привод 3. Приемники перемещаются до тех пор, пока не устанавливаются против поверхности уровня шихты. Положение приемников регистрируется электронными самопишущими потенциометрами.

Новая система измерения уровня шихты разработана Американской радиокорпорацией совместно с фирмой «Бетлихем стил» (США). В системе использован принцип радара. Частотно-модулированные радиоволны коротковолнового диапазона направляются на шихту; встречаясь с ней, они отражаются на приемную антенну. Разница в частоте передаваемых и принимаемых волн пропорцио-

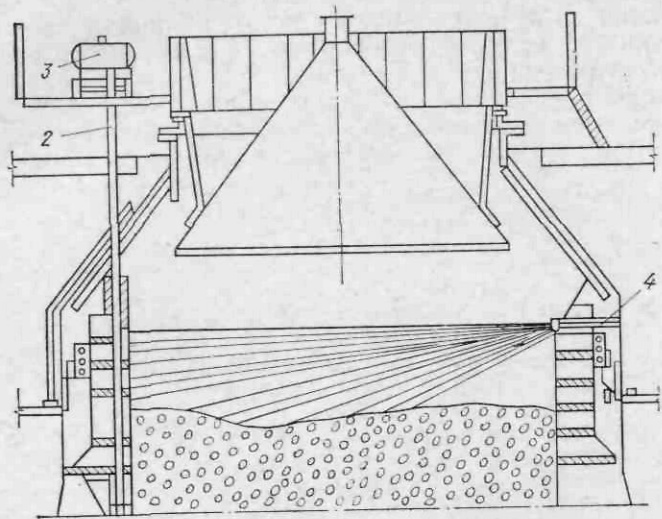


Рис. VI.63. Радионуклидный измеритель уровня шихты в доменной печи

нальна расстоянию, которое они проходят внутри печи. Система обеспечивает высокую точность измерения, более надежна в работе, чем механический зонд, и удобна в обслуживании. В случаях, когда уровень шихты становится ниже заданного, система автоматически посылает сигнал в ЭВМ для его повышения.

Фирма «Кавасаки Сэйтэцу» (Япония) применяет три способа определения уровня засыпи: механический, микроволновый и лазерный. Скорость измерения уровня 2 с, погрешность ± 50 мм. Выбор того или другого способа основывается на сравнительной оценке их функциональных возможностей и стоимости.

Для контроля профиля засыпи шихтовых материалов по диаметру колошника опробован в промышленных условиях разработанный ЦНИИчерметом радионуклидный профилемер, принцип действия которого основан на использовании взаимосвязанных гамма-излучающего сканирующего устройства и приемника отраженных лучей. Японские фирмы «Син Ниппон Сэйтэцу» и «Тосиба» разработали и успешно опробовали профилемер, в котором используются высокочастотные импульсы лучей лазера. Работа профилемера повторяется через каждые 16 с, результаты измерения выдаются на экран телевизионного приемника.

На металлургическом заводе фирмы «Кавасаки Сэйтэцу» создан профилемер для доменной печи по типу микроволнового датчика. В нижней части трубы-зонда установлены антенна рефлекторного типа и микроволновая блок-схема. Посредством гидравлического привода трубу-зонд перемещают в печи в радиальном направлении, осуществляя замеры уровня шихтовых материалов в нескольких точках. Обработку поступающей информации производят с помощью микро-ЭВМ. На нижнем конце трубы-зонда может закрепляться термопара для измерения температуры колошникового газа.

Для визуального контроля температуры поверхностного слоя шихты на колошнике фирма «Кавасаки Сэйтэцу» применяет телекамеру, воспринимающую инфракрасное излучение, и аппаратуру, включая микро-ЭВМ, для обработки информации.

В последние годы на зарубежных доменных печах получил применение разработанный бельгийским Центром металлургических исследований (ЦРМ) прибор «Спиротерм», непрерывно контролирующий распределение температуры поверхности шихты на колошнике. Прибор основан на использовании инфракрасного излучения и включает в себя передающее телевизионное устройство и цветной телевизор, установленный на пульте управления печью. Прибор снабжен микро-ЭВМ для оперативного подсчета абсолютной температуры любого участка поверхности шихты.

Ряд зарубежных печей имеет систему контроля температуры шихты на колошнике, использующую термовизор «ИРБИС» шведской фирмы «АСА», который воспринимает инфракрасное излучение.

8. АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ МЕХАНИЗМОВ СИСТЕМЫ ЗАГРУЗКИ

Загрузочное устройство функционально связано с системой шихтоподачи и с собственно доменной печью. Сложность такой взаимосвязи и большое влияние процесса загрузки печи на показатели ее работы обуславливают необходимость автоматизации управления этим процессом, что гарантирует обеспечение обязательной последовательности работы по заданной программе механизмов, осуществляющих набор, взвешивание, загрузку и распреде-

ление на колошнике шихтовых материалов, поддержание заданного уровня засыпи их в печи и темпа загрузки, получение и обработку информации о качестве распределения шихты и работе механизмов.

Основными аппаратами автоматизированной системы управления механизмами системы загрузки являются командоконтроллер программы (ККП) и командоконтроллер цикла подачи (ККЦ), задающие и контролирующие последовательность и цикличность всех рабочих операций.

Технологические и эксплуатационные требования к системе загрузки, указанная взаимосвязь механизмов и особенностей их конструкции определяет необходимые рабочие и аварийные (защитные) блокировки в схеме автоматики. Возможность осуществления этих блокировок обеспечена оснащением механизмов путевыми и конечными выключателями, а некоторых из них — дополнительными блокировочными устройствами (например, центробежный ртутный выключатель).

Широко применяемая в СССР система загрузки доменных печей с конвейерной подачей шихты к скиповому подъемнику полностью автоматизирована. Циклограмма работы ее механизмов представлена на рис. VI.64. Конвейер подачи агломерата включается после опорожнения воронки-весов, закрывания ее затвора и перестановки распределителя агломерата. Конвейер останавливается после набора заданной массы шихты в весовую воронку. Затвор этой воронки может открыться только при наличии под ним скипа и при условии, что в скип, согласно программе, должен загружаться агломерат, а не другой компонент шихты. Скиповая лебедка запускается автоматически по окончании загрузки материала в скип (после закрывания затвора воронки). Изменение скорости движения скипа по наклонному мосту и его остановка осуществляются замыканием соответствующих контактов путевого выключателя лебедки. Предусмотрена блокировка, обеспечивающая остановку скипа в контрольной точке (перед разгрузочными кривыми наклонного моста) в случае, если к моменту подхода скипа к ней загрузочное устройство не подготовлено к приему очередной порции шихты (при двухконусном устройстве это означает, что не закрылся малый конусный затвор). Как только загрузочное устройство оказывается подготовленным к этой операции, скиповая лебедка включается и скип с материалом перемещается в положение разгрузки, после чего лебедка останавливается.

При двухконусном устройстве дается выдержка времени (до 10 с), необходимая для полного опорожнения скипа, а затем включается вращающийся распределитель шихты. Дальнейшая работа механизмов загрузочного устройства происходит также в автоматическом режиме, в описанной выше последовательности. При пуске скиповой лебедки дается разрешение на открывание малого конусного затвора.

Импульсом на загрузку печи (в данном случае — на опускание большого конуса) служит сигнал, получаемый от измерите-

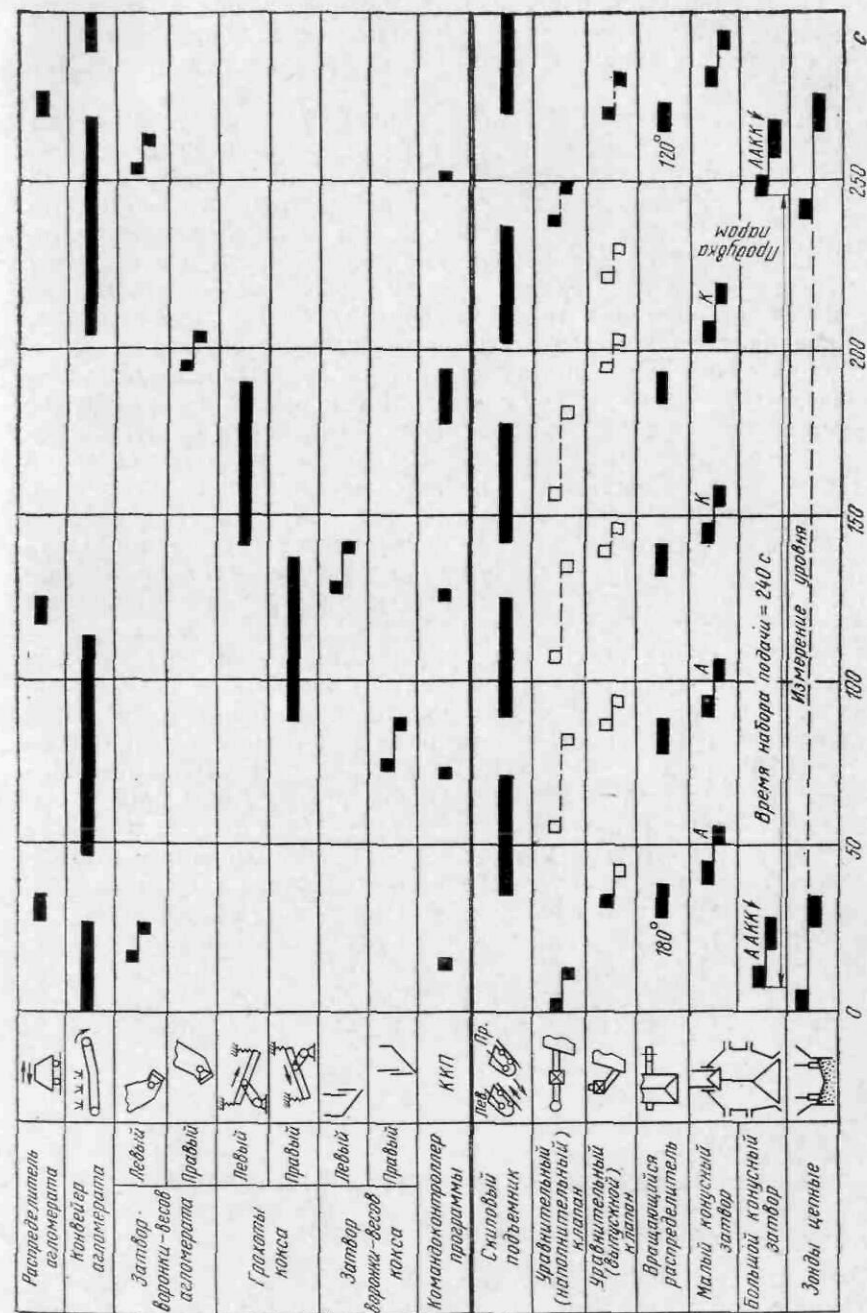


Рис. VI.64. Циклограмма работы механизмов загрузки доменной печи при автоматизированном управлении

лей уровня шихты при достижении засыпью заданного нижнего горизонта. При использовании механических зондов загрузка печи начинается лишь после подъема их грузов в верхнее нерабочее положение.

Помимо автоматизированного управления, предусматривают возможность дистанционного ручного управления механизмами.

На доменных печах объемом 5000 и 5580 м³ металлургических комбинатов «Криворожсталь» и Череповецкого работает автоматизированная система управления (АСУ) с использованием ЭВМ. АСУ обеспечивает заданный уровень засыпи шихты в печи путем изменения интервалов времени между выдачей доз шихтовых материалов на сборный горизонтальный конвейер шихтоподачи, коррекцию величины доз с учетом химического состава материалов, влажности кокса и точности набора предыдущей дозы. Она осуществляет также выдачу сообщений о нарушении нормального процесса подачи шихты на колошник, сменного и суточного рапортов о загруженных шихтовых материалах и другие сведения о шихте. Важной частью АСУ является запоминающее устройство, которое предназначено для логической оперативной обработки информации. Вся периодическая информация о состоянии объекта и ходе процесса загрузки поступает автоматически и в виде дискретных и аналоговых сигналов из систем управления механизмами шихтоподачи и дозирования шихтовых материалов.

АСУ имеет две подсистемы: управления темпом загрузки для поддержания заданного уровня шихты в печи путем регулирования интервалов между дозами шихтовых материалов на ленте наклонного конвейерного подъемника в функции схода шихты в печи и коррекции доз шихтовых материалов с учетом точности набора предыдущей дозы и влажности кокса. Колебания массы дозы железосодержащей части шихты происходит из-за неравномерной загрузки грохотами материалов в весовые воронки и существенных колебаний гранулометрического состава сырья.

В системе загрузки с вагон-весами машинисту не разрешают открывать их карманы, если под ними нет скипа или должен грузиться кокс. При погрузке железосодержащей части шихты пуск скиповой лебедки осуществляет машинист вагон-весов, а дальнейшее управление системой загрузки происходит автоматически.

Глава VII

МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ ЛИТЕЙНОГО ДВОРА

1. ТИПЫ И УСТРОЙСТВО ЛИТЕЙНЫХ ДВОРОВ

Литейный двор представляет собой примыкающее к доменной печи здание с площадкой, расположенной ниже уровня леток и предназначенной для размещения желобов, по которым чугун и шлак

направляются из доменной печи в ковши чугуновозов и шлаковозов либо непосредственно к агрегатам грануляции.

На площадке литейного двора размещают машины и устройства для обслуживания чугунных и шлаковых леток, желобов, фурменных приборов и пр., пульты управления механизмами, а также закрома для песка, глины и огнеупорных масс.

Здание литейного двора обычно выполняют в виде металлического несущего каркаса, который опирается на фундамент, и обшивки из железобетонных плит или металлических щитов. Площадка двора, выполненная из железобетонных плит, опирается через балки на колонны; в крыше здания предусматривают аэрационный фонарь.

Вид (в плане) литейного двора определяется количеством и расположением леток и желобов, типом, числом и расположением мостовых кранов. Существуют литейные дворы прямоугольной формы с односторонним или двусторонним расположением чугунных леток и круглой формы. До 60-х годов литейные дворы оснащали только стационарными желобами. В дальнейшем, с созданием и развитием способа одноносковой разливки чугуна и шлака, литейные дворы стали оборудовать подвижными желобами поворотного или качающегося типов в сочетании со стационарными желобами уменьшенной протяженности.

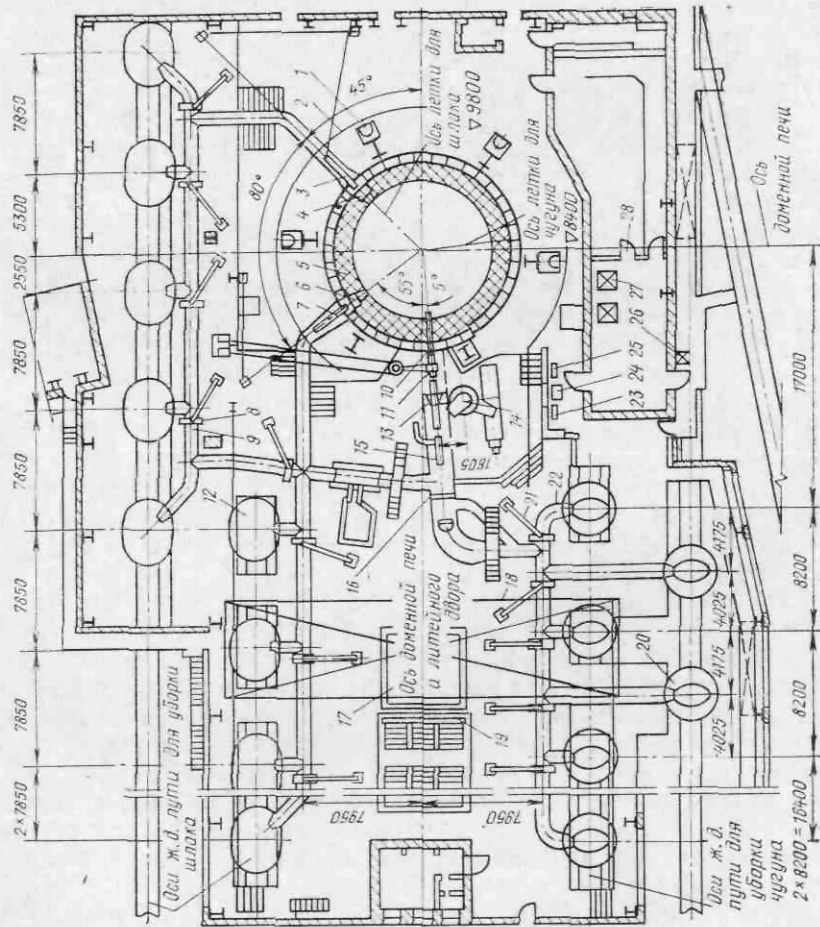
На рис. VII.1 показан литейный двор прямоугольной формы со стационарными желобами, по которым чугун и шлак из печи поступают в ковши чугуновозов и шлаковозов, установленных на железнодорожных путях под сливными носками желобов. Расстояние между сливными носками принимают равным длине чугуновоза или шлаковоза (по осям автосцепок).

К летке для выпуска чугуна примыкает главный желоб, в котором происходит отделение шлака, выходящего из летки вместе с чугуном. Желоба оборудованы отсечными устройствами (подъемно-опускными лопатами), с помощью которых потоки чугуна и шлака направляются к носкам желобов для слива в ковши.

Доменные печи полезным объемом до 2000 м³ имеют, как правило, одну чугунную, две шлаковые летки и литейные дворы со стационарными желобами. С повышением объема и производительности печей количество чугуна и шлака, проходящего по желобам, увеличилось, время между выпусками продуктов плавки сократилось, а трудоемкость работ по обслуживанию желобов возросла. Вместе с тем увеличились размеры литейного двора и общая протяженность желобов, что повлекло за собой повышение потерь чугуна в виде скрапа, остающегося в желобах после выпусков.

В связи с этим все более широко начал внедряться способ механизированной одноносковой разливки продуктов плавки в ковши, впервые предложенный и опробованный в 1956—1957 гг. на ММК. Сущность этого способа заключается в том, что чугун или шлак разливают в ковши посредством подвижного желоба (поворотного или качающегося типов), расположенного под нос-

Рис. VII.1. План литейного двора со стационарными желобами доменной печи объемом 1719 м³.



- 1 — колонна шихты печи; 2 — монорельс для смены воздушных фур; 3 и 7 — шлаковые стопы; 4 и 6 — шлаковые лежки; 5 — доменная печь 8 — отсеющее устройство для шлака; 9 — желоб для шлака; 10 — чугунная лежка; 11 — пневматический молоток; 12 — шлаковоз; 13 — сверлильная машина; 14 — электропушка; 15 — устройство для сушки главного желоба; 16 — главный желоб для чугуна; 17 — закрыв для песка; 18 — мостовой кран; 19 — конвейеры с ленточной массой; 20 — чугуновоз; 21 — отсеющее устройство для чугуна; 22 — желоб для чугуна; 23—25 — луплеты управления; 26 — лебедка атмосферного клапана пылеуловителя; 27 — лебедка атмосферного клапана печи; 28 — пульт управления доменной печью

ком стационарного желоба. Подвижный желоб может поочередно направлять струю чугуна (или шлака) в ковши, находящиеся на двух смежных железнодорожных путях.

На рис. VII.2 и VII.3 представлены планы литейных дворов прямоугольной (рис. VII.2) и круглой (рис. VII.3) форм с подвижными желобами поворотного и качающегося типов (см. также рис. IV.5).

К началу разливки первый ковш состава чугуновозов (или шлаковозов), находящегося на ближайшем к печи пути, располагают под носком стационарного желоба. Выходящий из печи чугун (шлак) попадает в этот ковш. При использовании подвижного желоба поворотного типа (рис. VII.2) желоб в период наполнения первого ковша отведен в сторону. После окончания наполнения этого ковша желоб поворачивают (в горизонтальной плоскости), в результате чего струю чугуна (шлака) направляют в ковш, находящийся на втором пути против носка поворотного желоба. В это время первый состав передвигают с помощью лебедки или толкателя и устанавливают второй ковш под носком стационарного желоба. Затем желоб отводят в сторону от стационарного носка, и операции повторяют в указанном порядке до окончания выпуска чугуна (шлака); при этом следует отметить, что при повороте подвижной желоб пересекает струю чугуна (шлака).

При разливке через качающийся желоб с двумя носками (см. рис. VII.3) чугун посредством стационарного желоба направляется в среднюю углубленную часть качающегося желоба, а затем в зависимости от направления наклона желоба сливается в ковш, стоящий на первом или втором путях.

Метод одноносковой разливки чугуна подвижными желобами по сравнению со стационарными имеет следующие преимущества:

уменьшается протяженность стационарных желобов, уложенных на литейном дворе;

представляется возможность применения ковшей различных габаритов;

сокращается объем трудоемких работ по ремонту желобов и их обслуживанию на 50—60 %;

уменьшается расход материалов на ремонт желобов;

увеличивается выпуск чугуна благодаря снижению его потерь в виде скрапа;

улучшаются условия труда;

сокращаются размеры литейного двора.

Здание литейного двора оборудуют мостовыми кранами грузоподъемностью 20/5—30/5 т (иногда до 70 т) с пролетом от 25 до 37 м (со съёмными электромагнитами и грейферами), а также предусматривают в нем монорельсовые пути с электрическими или ручными талями. На некоторых литейных дворах установлены вспомогательные мостовые краны грузоподъемностью 10 т или консольно-поворотные краны.

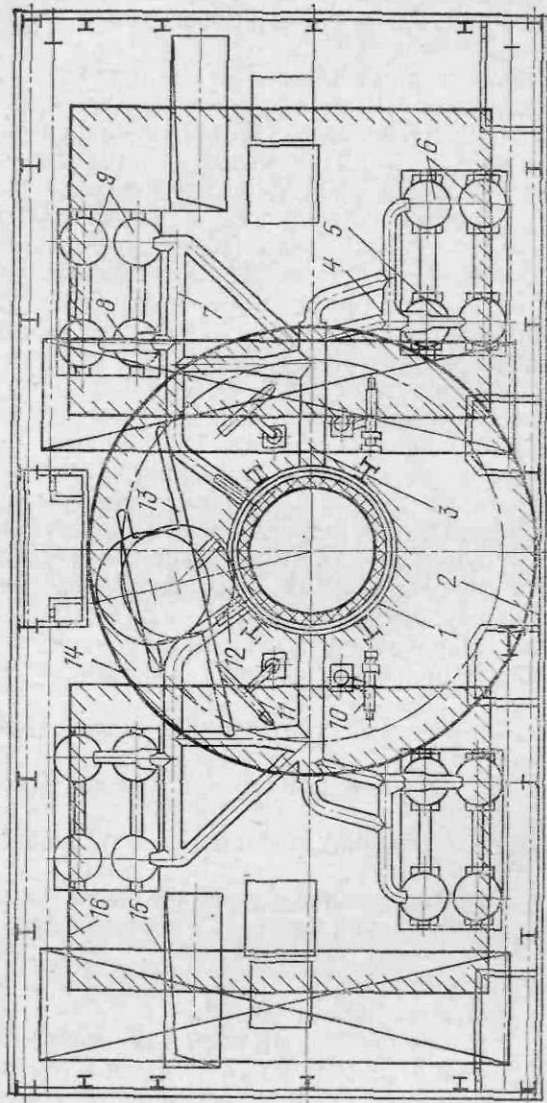


Рис. VII.2. План литейного двора с подвижными желобами, мостовыми и радиально-хордовыми кранами:

1 — доменная печь; 2 — здание литейного двора; 3 — главный желоб; 4 — стационарный желоб для чугуна; 5 — поворотный желоб для чугуна; 6 — чугуновозы; 7 — стационарный желоб для шлака; 8 — поворотный желоб для шлака; 9 — шлаковозы; 10 — машина для забивки чугунной летки; 11 — машина для вскрытия чугунной летки; 12 — шлаковый створ; 13 — радиально-хордовый кран; 14 — граница зоны действия хордового крана; 15 — мостовой кран; 16 — граница зоны действия мостового крана

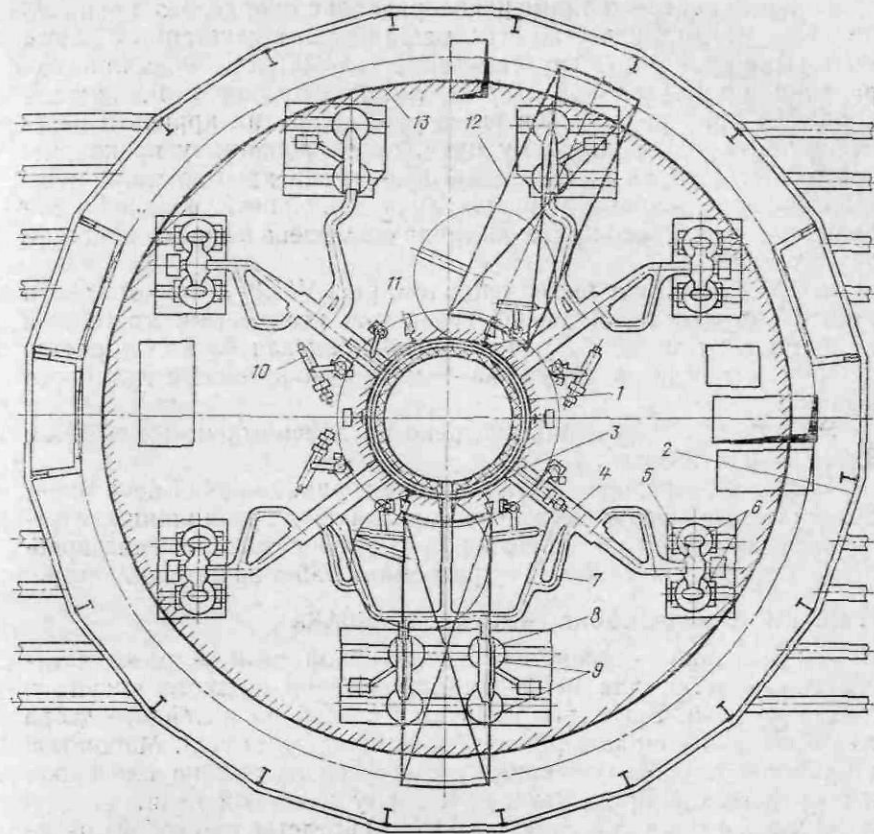


Рис. VII.3. План литейного двора с подвижными желобами и кольцевыми мостовыми кранами доменной печи объемом 3200 м³:

1 — доменная печь; 2 — здание литейного двора; 3 — главный желоб; 4 — стационарный желоб для чугуна; 5 — качающийся желоб для чугуна; 6 — чугуновозы; 7 — стационарный желоб для шлака; 8 — поворотный желоб для шлака; 9 — шлаковозы; 10 — машина для забивки чугунной летки; 11 — машина для вскрытия чугунной летки; 12 — кольцевой кран; 13 — граница зоны действия кольцевого крана

Увеличение производительности доменных печей, обусловленное ростом и улучшением использования их полезного объема, привело к тому, что литейный двор, включая рабочую зону у горна печи, стал весьма напряженным производственным участком доменного цеха, поэтому все большее внимание начинают уделять механизации трудоемких работ на литейном дворе. Литейные дворы оснащают различными средствами механизации по обслуживанию и ремонту желобов, по уборке скрапа, шлака, футеровки и пр.

На основе принципа кольцевого кранового обслуживания доменной печи в СССР разработаны проектные решения по литейному двору:

1. Предусмотрено применение радиально-хордового крана 13 (см. рис. VII.2) в качестве вспомогательного в сочетании с двумя мостовыми кранами 15 грузоподъемностью 30/5 или 20/5 т при сохранении прямоугольной формы литейного двора. Радиально-хордовый кран расположен выше уровня других кранов и перемещается по однорельсовому пути, смонтированному на кольцевой балке, которая жестко подвешена к перекрытию здания литейного двора концентрично кожуху доменной печи. Зона действия радиально-хордового крана частично совмещена с зонами действия других кранов.

2. Предусмотрено выполнение (см. рис. VII.3) литейного двора круглой формы и оснащение его двумя кольцевыми мостовыми кранами 12; при этом внутренняя подкрановая балка опирается на колонны печи, а наружная — на колонны здания литейного двора.

Это проектное решение внедрено на доменных печах объемом 3200, 5000 и 5580 м³.

Кольцевое крановое обслуживание горна доменной печи имеет существенные преимущества по сравнению с традиционными решениями и создает предпосылки для комплексного решения проблемы механизации тяжелых и трудоемких работ на литейном дворе.

2. ЛЕТКИ ДЛЯ ВЫПУСКА ЧУГУНА И ШЛАКА

В стенке горна — нижней части доменной печи — имеются отверстия — летки для периодической выдачи жидкого чугуна и шлака из печи. Эти летки стыкуют с желобами литейного двора для приема и направления чугуна и шлака в ковши. Машины и устройства для обслуживания леток располагают на площадке, непосредственно примыкающей к горну доменной печи.

Ч у г у н н а я л е т к а (рис. VII.4) представляет собой прямоугольный канал 1 в нижней части кладки горна, заполняемый леточной массой 2. Отверстие в кожухе горна укреплено рамой 3, охлаждаемой плитовыми холодильниками 4. Внутренняя поверхность рамы защищена футляром 5 (набивкой из более плотной огнеупорной массы). В футляре выполнено углубление, в которое устанавливается носок машины для забивки (закрывания) летки, называемой пушкой.

Для выпуска чугуна в летке печи делают круглое отверстие диаметром 50—65 мм и длиной 1500—2500 мм. Для этой цели применяют машины для вскрытия чугунной летки различного типа.

После выпуска чугуна осуществляют забивку летки с помощью пушки; при этом вдавливаемая в отверстие леточная масса не только полностью закрывает канал, но и восстанавливает часть внутренней футеровки печи, разрушенную во время выпуска чугуна.

Работоспособность летки в значительной степени зависит от качества леточной массы, в состав которой входят: коксик, огне-

упорная глина, высокотемпературный шамот и пр. Леточную массу приготавливают в отделениях подготовки огнеупорной массы (глиномялках). Приготовленные массы для забивки летки, набивки футляра и ремонта желобов литейного двора собирают в контейнеры, в железнодорожных вагонах подают к доменным печам и краном разгружают на литейном дворе.

Как правило, леточную массу при закрывании летки подают при полном дутье, так как при противодавлении канал заполняется лучше и не снижается производительность печи.

Шлаковая летка оснащается водоохлаждаемой арматурой, называемой шлаковым прибором. Он закреплен в кожухе горна печи и состоит из соединенных между собой водоохлаждаемых деталей (рис. VII.5). Чугунную амбразуру 2 с залитыми для охлаждения трубками при помощи болтов через асбестовые прокладки крепят к стальному фланцу 1, приваренному к кожуху печи. В амбразуру устанавливают на конической заточке основной чугунный холодильник 3, в котором располагают медный или стальной полый промежуточный холодильник 4 и медную фурму 5 с внутренним диаметром около 60 мм для выпуска шлака из печи.

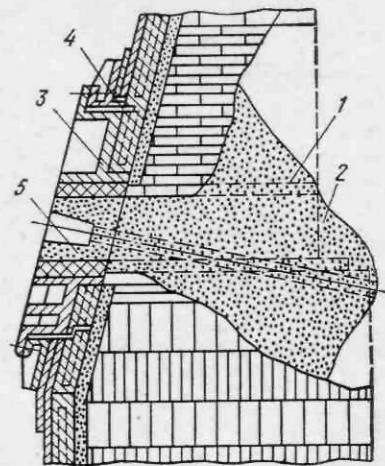


Рис. VII.4. Чугунная летка доменной печи

Под воздействием избыточного давления газа печи возникают осевые усилия на холодильники, которые воспринимаются упорами 7 и 8 и передаются на кожух печи. Упорами являются также трубы, служащие для подвода и отвода воды. После сборки нижнюю часть прибора футеруют огнеупорной массой 6 для исключения соприкосновения вытекающего жидкого шлака с металлическими амбразурой и холодильниками.

Для закрытия шлаковых леток применяют шлаковые стопоры. Число и расположение чугунных и шлаковых леток зависят от объема (производительности) доменных печей, способов уборки жидких продуктов плавки на литейном дворе и др.

Для отечественных доменных печей объемом до 2000 м³ приняты одна, для печей 2000—3000 м³ — две—три и для печей 3200, 5000 и 5580 м³ — четыре чугунные летки. Число выпусков чугуна из печи в сутки достигает 24. За один выпуск через чугунную летку проходит до 300—500 т металла.

Для печей объемом не более 3000 м³ принимают две шлаковые летки — верхнюю и нижнюю (расположенные выше оси чугунной летки примерно на 1500—2000 мм). Летки в плане смещены на

угол 70—100 град с учетом размещения железнодорожных путей для уборки чугуна и шлака, фурменных приборов и пр. На печах объемом 3200 и 5000 м³ основной шлак выпускают через чугунные летки, при этом предусмотрена одна шлаковая летка, которую используют только в период пуска доменной печи.

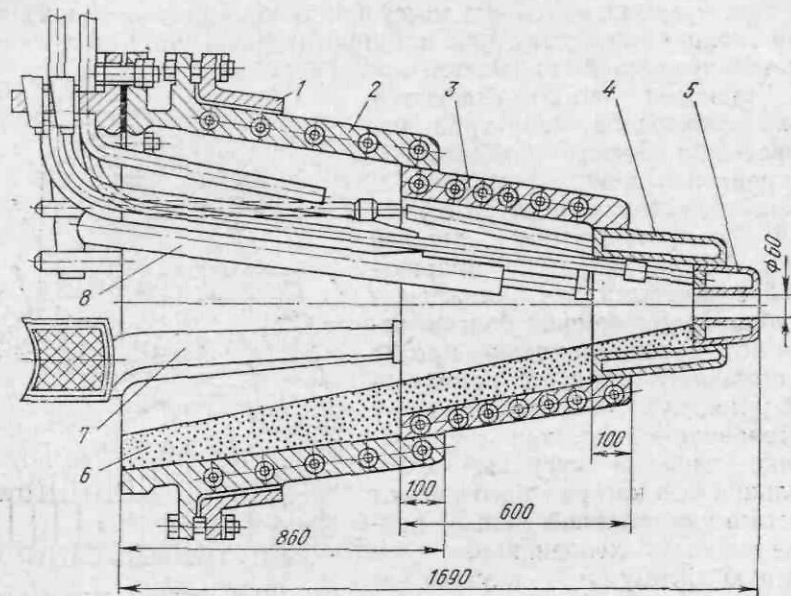


Рис. VII.5. Шлаковый прибор доменной печи

3. МАШИНЫ ДЛЯ ВСКРЫТИЯ ЧУГУННОЙ ЛЕТКИ

К машинам для вскрытия чугунной летки предъявляются следующие требования:

1. Прямолинейность движения сверла (бура) в летке.
2. Возможность регулирования угла наклона сверла к горизонту в пределах 8—18 град.
3. Быстрый вывод сверла из летки после ее вскрытия.
4. Возможность отвода сверлильной машины в сторону от главного желоба.
5. Огнеупорная масса, покрывающая внутреннюю стенку горна в районе летки, не должна разрушаться при вскрытии летки.
6. Дистанционность управления и безопасность работы обслуживающего персонала.

Вскрытие чугунной летки можно производить несколькими способами: сверлением (вращением сверла) до полного вскрытия летки; сверлением до раскаленной зоны летки с последующим прожига-

нием кислородом; сверлением летки до раскаленной твердой зоны с последующей пробивкой массы в зоне пневматическим молотком; ударно-вращательным бурением.

По принципу движения рабочего органа (сверла, бура или молотка) различают следующие типы машины для вскрытия чугунной летки: вращательного, ударного, ударно-вращательного действия и др.

Прежде чугунную летку вскрывали в два приема: сверлильной машиной вращательного действия, подаваемой к летке вручную, и пневматическим молотком ударного действия конструкции И. В. Костина. Однако пневматический молоток в результате вибрации лома частично разрушает футеровку, приводит к образованию трещин и откалыванию кусков от леточной массы внутри горна, а ручная подача сверла и отсутствие дистанционного управления значительно ухудшают условия труда. Кроме того, молоток не может пробить летку до конца, если в ней находится затвердевший чугун.

Попытки использовать для вскрытия чугунной летки буровые молотки перфораторного типа, работа которых основана на принципе вращательно-ударного действия, не привели к положительным результатам из-за разрушения футеровки при ударах. За рубежом (в США и ГДР) чугунную летку иногда вскрывают при помощи кумулятивного заряда (направленного действия). Опыт показал, что для разделки чугунной летки могут быть использованы обычные взрывчатые вещества, применяемые в промышленности. Применение взрывчатых веществ не вызывает повреждения окружающих конструкций. Практически взрывное давление действует в осевом направлении летки.

В СССР на большинстве доменных печей чугунную летку вскрывают сверлением. Если в летке находится застывший чугун, его прожигают кислородом. Достоинством способа является гарантированное и безударное вскрытие летки, способствующее ее сохранению. Однако этот способ также обладает некоторыми недостатками: операция протекает медленно, кислородная трубка подается вручную.

Для полного вскрытия летки в некоторых сверлильных машинах (например, конструкции Гипромеза) применен ударно-вращательный привод сверла, состоящий из двух механизмов. На некоторых заводах в дополнение к механизму вращения сверла установлены пневматические ударные устройства для нанесения ударов в торец патрона сверла.

Кроме того, машины для вскрытия чугунной летки по способу подвешивания рабочего исполнительного механизма делят на следующие типы: подвесные — стационарные (например, конструкции комбината «Азовсталь») и передвижные (для поочередного обслуживания двух леток); поворотные на отдельно стоящей колонне (например, конструкции Гипромеза).

Подвесная стационарная сверлильная машина

Наиболее полно отвечает предъявляемым требованиям сверлильная машина конструкции комбината «Азовсталь» (рис. VII.6). Три механизма обеспечивают вращение и подачу сверла, а также подвод к летке машины и отвод от нее.

Тележка 5 машины установлена на балке 6, которая шарнирно закреплена на кронштейне 17 кожуха печи 16 и опирается через обойму 12 с роликами на кронштейны 13, закрепленные на кольцевом воздухопроводе горячего дутья 15. Ролики обоймы могут передвигаться по полкам двух горизонтальных двутавровых балок: верхней 14, закрепленной на кронштейне воздухопровода, и нижней 11, расположенной на балке 6.

Такое устройство позволяет отводить балку с тележкой 5 в сторону при выпуске чугуна и сушке летки на угол $\alpha \leq 45$ град от оси летки. Для поворота балки предусмотрен привод 19 с барабаном 18, канат которого 20 проходит через направляющие блоки 21 и обоями концами закреплен на ее металлоконструкции.

Привод 9 механизма перемещения тележки 5 связан с ней посредством канатов 8, которые охватывают барабаны 10 и огибают блоки 7. Концы канатов крепятся к пружинному натяжному устройству 4. Привод обеспечивает подачу тележки на роликах по балке к летке во время ее разделки и затем отвод от нее. В нижней части шахты тележки установлен механизм вращения сверла, состоящий из двигателя 2, двух одноступенчатых редукторов 1 и 24, связанных валом 25, и патрона 23 для закрепления сверла 22. Для регулирования угла наклона сверла, механизм вращения которого шарнирно прикреплен к шахте тележки, предусмотрено винтовое устройство 3.

Сверление летки осуществляется следующим образом. Приводом 19 поворота балки 6 устанавливают машину по оси летки, после чего включают электродвигатель механизма подачи тележки 5 для ее перемещения по направляющим балки к летке. При сверлении оператор периодически извлекает сверло из летки и снова подает его, что способствует лучшему внедрению пера сверла в леточную массу. При появлении чугуна сверло отводят и машину устанавливают в исходное положение.

В процессе эксплуатации выявлен ряд недостатков этой машины: в связи с небольшой скоростью вывода сверла из летки (при полном вскрытии летки) сверло обгорает, что приводит к частой его замене;

кронштейн с шарниром и часть балки с роликом и канатом при выпуске чугуна постоянно находятся в зоне высоких температур (над главным желобом), что снижает их долговечность.

Для быстрого отвода и медленной подачи сверла на механизме передвижения тележки на некоторых заводах установлен привод с дифференциальным редуктором (рис. VII.7). При подаче сверла в летку двигателя А и Б включают так, что солнечные колеса

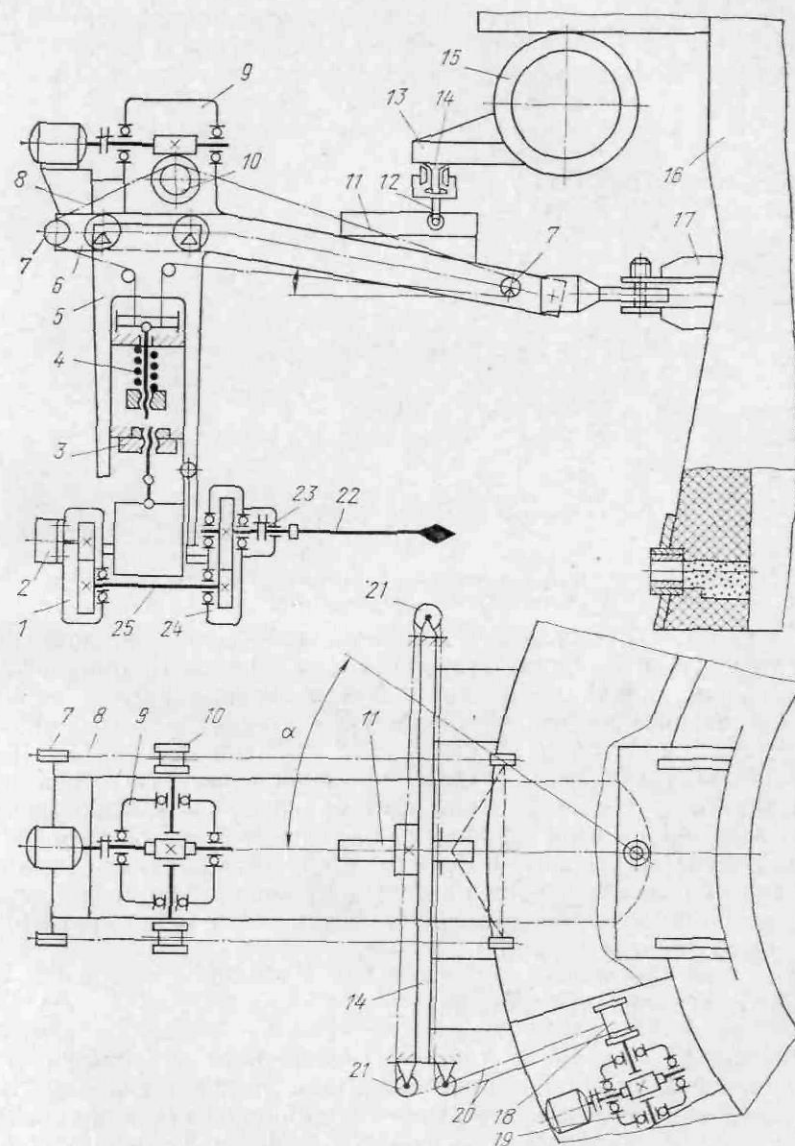


Рис. VII.6. Подвесная сверлильная машина

дифференциала вращаются в разные стороны. Скорость вращения водила дифференциала определяется разностью скоростей зубчатых колес одноступенчатых зубчатых передач, имеющих разные передаточные числа u_1 и u_4 . При отводе сверла реверсируют двигатель B , солнечные колеса вращаются в одном направлении и скорости их складываются. В результате изменяется направление и повышается скорость движения тележки в 20—30 раз.

Угловая скорость вращения приводной звездочки равна

$$\omega_{зв} = \frac{1}{2u_5} \left(\frac{\omega_A}{u_1u_2} \pm \frac{\omega_5}{u_3u_4} \right), \quad (VII.1)$$

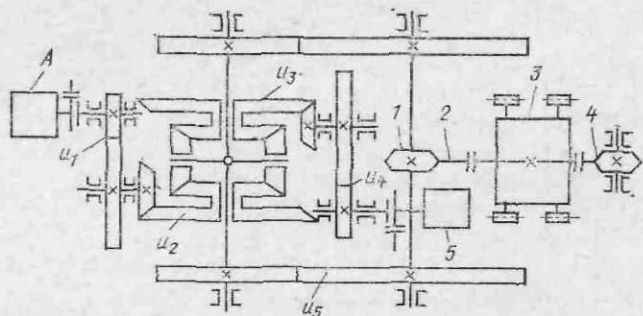


Рис. VII.7. Кинематическая схема механизма передвижения тележки с дифференциальным редуктором сверлильной машины

где $\omega_{зв}$, ω_A , ω_5 — угловые скорости приводной звездочки и двигателей A и 5 соответственно. «Знак «+» соответствует отводу сверла, а знак «-» его подаче в летку.

Для увеличения долговечности тягового органа в механизме передвижения тележки вместо каната применяют пластинчатую цепь. Иногда для этой же цели применяют реечную передачу.

Пластинчатая цепь 2 охватывает приводную 1 и холостую 4 звездочки. Концы цепи закреплены на тележке 3, что обеспечивает ее движение в сторону подачи и отвода механизма вращения сверла. Ход сверла ограничивается командоаппаратом. При увеличении сопротивления движению тележки скорость подачи сверла снижается (иногда до нуля).

Поворотная сверлильная машина

Неподвижная колонна 6 (рис. VII.8) машины установлена на фундаментной плите бетонной площадки литейного двора. На неподвижной колонне при помощи подшипников качения смонтирована полая колонна 7 с консолью 7а. На верху неподвижной колонны закреплена шестерня червячно-цилиндрического редуктора 14 с встроенной фрикционной муфтой предельного момента. Редуктор 14 и его фланцевый двигатель 13 расположены на поворотной колонне. На конце консоли поворотной колонны шар-

нирно укреплен балка 9, по которой на роликах может перемещаться тележка 1. Высоту и угол наклона балки относительно летки можно изменять посредством механизмов подъема 10 и угла наклона 11. В передней части балки установлен упор 12, ограничивающий ее перемещение при установке в рабочее положение.

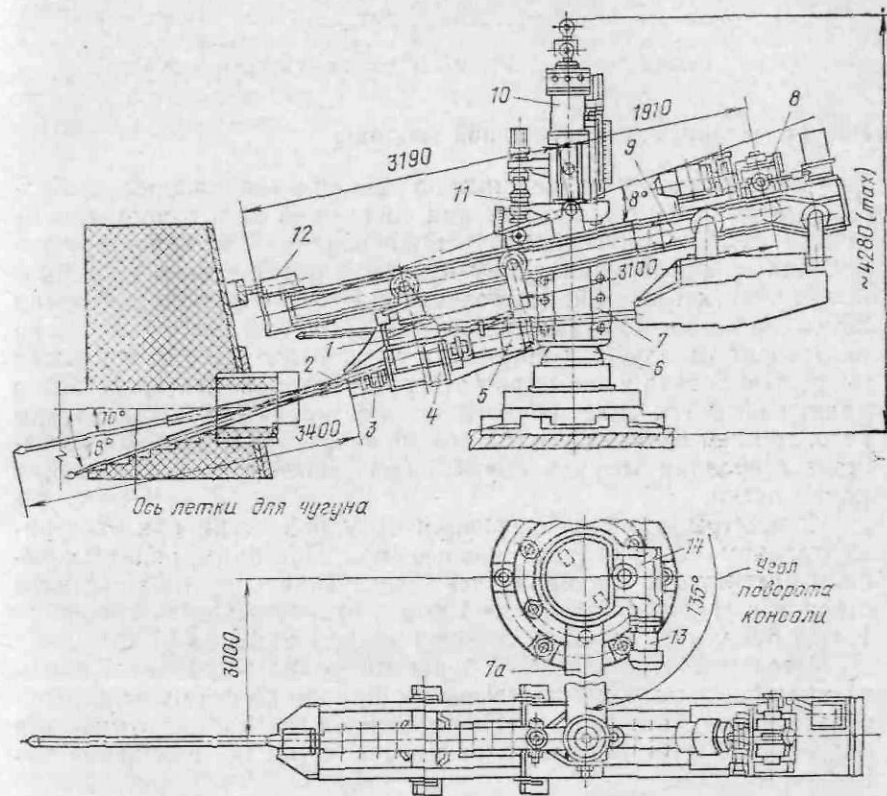


Рис. VII.8. Поворотная сверлильная машина

Механизм 8 передвижения тележки расположен в задней части балки. Привод связан с тележкой при помощи пластинчатой цепи, которая огибает приводную и холостую звездочки. Скорость отвода тележки в 12 раз больше скорости подачи, что обеспечивается электросхемой управления. На тележке 1 установлен механизм вращения сверла, состоящий из электродвигателя 5, редуктора 4, патрона 3 для закрепления сверла 2. С целью защиты сверла от повреждения жидким чугуном его выполняют пустотелым и по внутреннему каналу подают сжатый воздух, который охлаждает режущую кромку сверла и выдувает разрушенную при сверлении леточную массу.

Техническая характеристика машины

Глубина сверления летки, мм	2500—3100
Диаметр сверла, мм	60
Частота вращения, об/мин	270—400
Скорость подачи сверла, м/мин:	
при вскрытии летки	2,5
при обратном ходе	30
Мощность двигателя привода, кВт:	
вращения сверла	4—6
подачи сверла	4—5

Расчет механизмов сверлильной машины

Для расчета основных механизмов сверлильной машины необходимо знать момент сопротивления сверлению M и сопротивление подачи F . Экспериментально установлено, что по характеру изменения сопротивления длину чугунной летки можно разделить на два участка: первый, составляющий 80—90 % длины сверления летки, на котором крутящий момент и усилие подачи практически не зависят от глубины сверления и их величины определяются скоростью подачи и диаметром отверстия; второй, непосредственно примыкающий к зоне жидкого чугуна, характеризуется резким возрастанием величин усилия подачи и крутящего момента вследствие сверления твердой корки, образующейся, как правило, в конце летки.

Параметры процесса сверления чугунной летки при экспериментальном исследовании, проведенном Донецким политехническим институтом, варьировались в следующих пределах: диаметр отверстия сверления от 70 до 100 мм, скорость подачи сверла от 1,3 до 6,8 м/мин, угловая скорость сверла от 28 до 31 с⁻¹.

Методом статистической обработки результатов экспериментального исследования получены эмпирические формулы для определения момента сопротивления сверлению M и сопротивления подачи F на первом участке сверления летки (до появления чугунной корки):

$$M = 0,6k_1d^2\sqrt[3]{v}; \quad (\text{VII.2})$$

$$F = 160k_2d\sqrt{v}, \quad (\text{VII.3})$$

где d — диаметр сверла, см; v — скорость подачи сверла, м/мин; k_1 ; k_2 — коэффициенты, учитывающие износ инструмента и колебательный характер нагрузок ($k_1 = 1,3 \div 2,0$; $k_2 = 1,1 \div 1,2$).

Максимальные значения момента сопротивления сверлению M_{\max} и сопротивления подачи F_{\max} возникают при сверлении корки; при этом величина $M_{\max} = 160 \div 180$ Н·м, а $F_{\max} = 4600 \div 5700$ Н.

Для практических расчетов можно пользоваться эмпирической зависимостью

$$M_{\max} = (0,025 \div 0,035) F_{\max}. \quad (\text{VII.4})$$

Мощность электродвигателя механизма передвижения тележки сверлильной машины рассчитывают исходя из усилия подачи, угла наклона балки, сопротивления передвижению тележки, которые, в конечном счете, определяют разность натяжений рабочей и холостой ветвей каната (или цепи). Выбранный электродвигатель проверяют на возможность работы машины с быстрым отводом сверла из летки.

Мощность электродвигателя механизма поворота балки или колонны, работающего в кратковременном режиме, определяют с учетом момента инерции масс поворачиваемых деталей машины.

4. ПУШКИ ДЛЯ ЗАБИВКИ ЧУГУННОЙ ЛЕТКИ

В состав машин для забивки чугунной летки — пушек входят механизмы: поворота машины, прижима носка к летке и выталкивания огнеупорной массы из цилиндра машины в летку и др.

К машинам для забивки чугунной летки предъявляют следующие основные требования:

давление поршня на леточную массу должно быть достаточным для преодоления сопротивления ее движению в цилиндре, переходном патрубке, носке пушки и в леточном канале, а также для распространения этой массы по внутренней стенке горна у летки (на полном ходу доменной печи);

полезный объем рабочего цилиндра пушки должен обеспечивать заполнение канала летки длиной 1500—2500 мм леточной массой и ремонт окололеточного пространства внутри печи;

носок пушки должен иметь прямолинейное движение при подходе к летке;

дистанционность управления всеми механизмами;

возможность отвода пушки в сторону после забивки летки; высокая степень надежности в работе.

В первых конструкциях пушек (работавших на печах малого объема) для выталкивания леточной массы применяли паровые и пневматические цилиндры малого объема с небольшим усилием на леточную массу. В дальнейшем были созданы электрические пушки с увеличенным объемом рабочего цилиндра и повышенным усилием на поршень.

В настоящее время применяют пушки двух основных типов: электрические и гидравлические; существуют также конструкции пушек комбинированного типа (электрогидравлические).

В СССР в основном используют электропушки с полезным объемом рабочего цилиндра до 0,35—0,5 м³ и усилием на поршень механизма выталкивания леточной массы до 2400—3200 кН.

За рубежом устанавливают как электрические (в США, ФРГ, Японии и др.), так и гидравлические (в ФРГ, Франции, Люксембурге и др.) пушки; так, например, фирма «Данго-Диненталь» (ФРГ) выпускает электро- и гидропушки с объемом рабочего цилиндра до 0,5 м³ и усилием на поршень до 2500 кН.

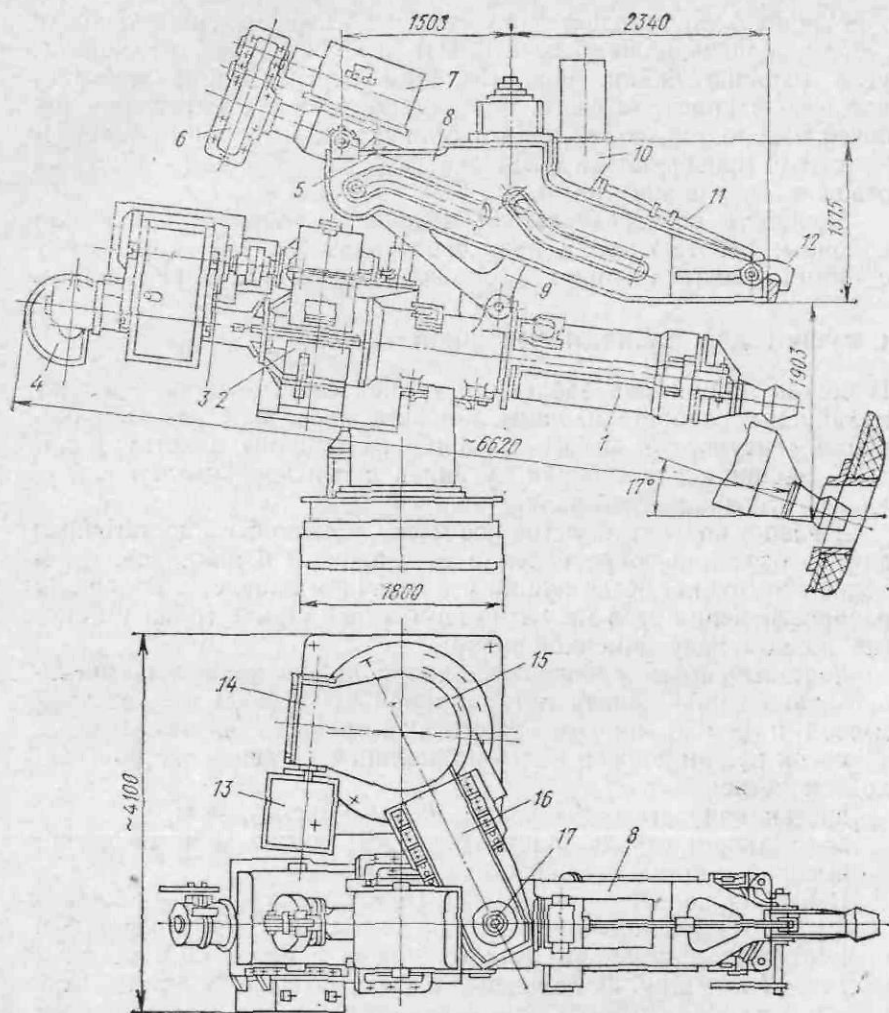


Рис. VII.9. Электропушка модели Э-7-050

На рис. VII.9 показана конструкция электропушки модели Э-7-050, состоящей из следующих основных механизмов и узлов: механизма поворота для подвода и отвода пушки от летки, имеющего электродвигатель 13, червячно-цилиндрический редуктор 14, поворотную колонну 15 с консолью 16, на оси 17 которой подвешен лафет 8;

механизм прижима для подачи пушки в главный желоб и к летке, сообщения необходимого угла наклона и прижатия носка пушки к летке. В состав этого механизма входят двигатель 7, редуктор 6, винтовая пара 5 и тележка 9. Тележка перемещается

по направляющим лафета 8; к ней подвешен механизм выдавливания леточной массы;

механизма для выдавливания леточной массы в чугунную летку, который имеет рабочий цилиндр 1, редуктор 2 и электродвигатель 3;

механизма удержания пушки у чугунной летки доменной печи с помощью защелки 12, управляемой электромагнитом 10 через систему рычагов и тягу 11;

механизма указателя 4 положения поршня в цилиндре 1.

Механизм поворота (рис. VII.10) имеет неподвижную колонну 2, установленную на фундаменте 1, на которую через подшипники опирается поворотная колонна 3 с консолью для подвески лафета. Колонна 3 поворачивается на 180 град электродвигателем 5 через червячно-цилиндрический редуктор со встроенной муфтой предельного момента. От червяка 6 вращение передается червячному венцу 7, на котором укреплены ведущие диски фрикционной муфты. Ведомые диски закреплены на ступице червячного колеса, закрепленной на одном валу с шестерней 8. Диски прижимаются пружиной 4. Шестерня 8 обкатывает неподвижное колесо 9, закрепленное на колонне 2, и поворачивает редуктор вместе с колонной и лафетом на угол, ограничиваемый конечным выключателем 10.

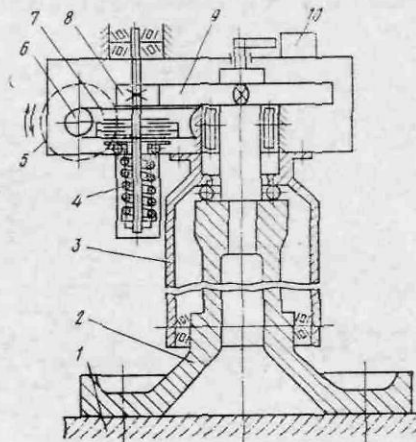


Рис. VII.10. Кинематическая схема механизма поворота колонны

Механизм прижима пушки (рис. VII.11) устанавливается на лафете 28, который жестко прикреплен болтом 23 к консоли поворотной колонны. На щековинах лафета с каждой стороны имеются два фигурных пазы 19, по которым перемещаются ролики 18 тележки 15. К тележке при помощи шарнира 17 и винтовой стяжки 16 подвешен механизм выдавливания леточной массы. Фигурные пазы обеспечивают уменьшение угла наклона цилиндра механизма выдавливания массы при отводе тележки в крайнее левое положение, что нужно для вывода пушки из желоба и удобства заполнения цилиндра леточной массой. При передвижении тележки в крайнее правое положение механизм выдавливания массы наклоняется примерно на угол 17 град, вводится в главный желоб и прижимает носок цилиндра к летке.

Тележка перемещается электродвигателем 22 через двухступенчатый цилиндрический вертикальный редуктор 21 и винтовую пару 26 и 27, гайка которой 26 соединена с правой осью роликов те-

лежки 15. Корпус механизма, на котором смонтированы двигатель, редуктор и винт, шарнирно опирается через подшипник 20 на лафет и через гайку 26 — на тележку 15. Электродвигатель соединен с редуктором при помощи муфты предельного момента.

Механизм выталкивания леточной массы (см. рис. VII.11) обеспечивает поступательное перемещение винта 7 и связанного с ним поршня 2 от электродвигателя 12 через трехступенчатый редуктор и винтовую пару 6 и 7. Поршень выталкивает массу из цилиндра 1 через переходной патрубок 33 и носок 32 в леточный канал. Приводная вал-шестерня 13

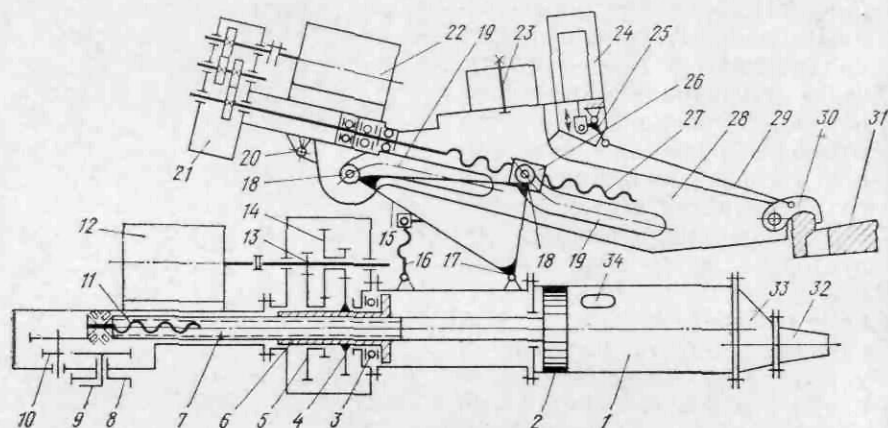


Рис. VII.11. Кинематические схемы механизмов прижима пушки и выталкивания леточной массы

входит в зацепление с зубчатым колесом 5, установленным при помощи подшипника на валу-гайке 6. Зубчатое колесо 5 входит в зацепление с шестерней 14, также свободно установленной на подшипнике на валу. Шестерня 14 находится в зацеплении с колесом 4, жестко укрепленном на валу-гайке 6. Вал-гайка опирается через два подшипника на корпус редуктора. Упорный подшипник 3 воспринимает осевое усилие винта. При вращении гайки винту и связанному с ним поршню 2 сообщается поступательное движение. Проворот винта и поршня исключают установкой шпонок, которые располагают внутри защитного кожуха винта. Для предохранения нарезки винта от загрязнения при выталкивании леточной массы имеется телескопическое защитное устройство.

Зарядку рабочего цилиндра 1 массой осуществляют, как правило, вручную с торца при отведенном в сторону переходном патрубке 33 с носком 32. После заполнения цилиндра массой к нему прикрепляют клиньями переходный патрубок. Включением механизма выталкивания уплотняют леточную массу и заполняют полностью переходный патрубок и носок пушки. После этого поршень отводят в исходное положение и в освободившееся в

цилиндре пространство добавляют леточную массу через люк 34.

Для наблюдения за положением поршня предусмотрен специальный циферблат, 8, указатель-стрелка 9 которого через двухступенчатый кинематический редуктор 10 и многозаходную винтовую передачу 11 связана с винтом 7.

При выталкивании массы в типовых пушках реактивное усилие при помощи захвата 30, заходящего в скобу 31, передается на кожух печи или специальную балку, на которой укреплен скоба. Это разгружает механизмы поворота и прижима пушки от реактивного усилия. Перед отводом пушки электромагнит 24 при помощи двуплечего рычага 25 и тяги 29 поднимает захват.

Для закрытия летки заполненный леточной массой цилиндр механизмом поворота устанавливают над главным желобом, а защелка лафета захватывает скобу, после чего механизм прижима передвигает тележку, наклоняет механизм выталкивания массы и прижимает носок цилиндра к футляру летки, затем этим механизмом масса выталкивается в летку.

Техническая характеристика электропушек

Модель	Э-6-050	Э-2-050-320	ПЭ-035/100
Объем рабочего цилиндра (полезный), м ³	0,5	0,5	0,35
Диаметр рабочего цилиндра, мм	650	650	580
Ход поршня, мм	1505	1505	1325
Усилие, действующее на поршень, кН	2400	3200	2650
Давление леточной массы под поршнем, МПа	7,2	9,6	10
Скорость выхода массы из пушки, м/с	0,19	0,19	0,27
Время движения поршня, с	154	154	72
Усилие прижима носка пушки к летке, кН	120	105	150
Мощность электродвигателя механизма, кВт:			
выдавливания леточной массы	47	72	72
прижима	25	25	25
поворота	8	8	—
Масса (с электрооборудованием), т	29,9	31,4	—

В связи с применением для забивки чугунной летки малоподвижных (безводных) масс необходимо дальнейшее увеличение давлений на поршень (до 15—25 МПа). С этой целью в существующих пушках уменьшают диаметр (до 500 мм) и объем (до 0,3—0,35 м³) цилиндра. Главным недостатком существующего механизма выдавливания леточной массы с винтовой передачей скольжения является его низкий к. п. д. (по экспериментальным замерам равный около 0,2). Существенное увеличение давления можно получить, установив шарико-винтовую передачу, у которой трение скольжения заменяется трением качения. У такой передачи к. п. д. равен 0,8—0,9.

ПО «Уралмаш» разрабатывает малогабаритную гидравлическую пушку с объемом рабочего цилиндра 0,25 м³ и давлением на леточную массу около 25 МПа.

Расчет механизмов электропушки

Механизм поворота колонны

Мощность привода механизма поворота расходуется на преодоление сил трения в подшипниках колонны и сил инерции при разгоне и торможении. Реакцию в упорном подшипнике Q_B определяют из суммы проекций всех сил на вертикальную ось (рис. VII.12)

$$Q_B = G_{II} + G_M, \quad (VII.5)$$

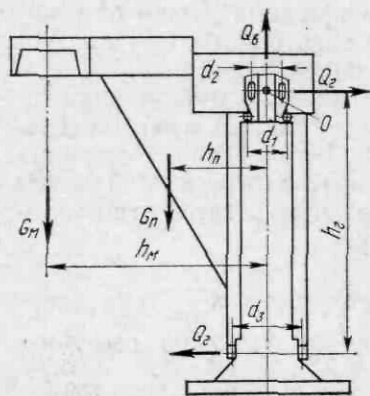


Рис. VII.12. Схема к расчету механизма поворота колонны

где G_{II} — вес поворотной части механизма с приводом; G_M — вес механизма выдавливания, механизма прижима с тележкой и лафетом.

Реакции в радиальных подшипниках Q_r определяют из суммы моментов всех сил относительно точки 0

$$Q_r h_r - G_{II} h_{II} - G_M h_M = 0, \quad (VII.6)$$

где h_r , h_{II} , h_M — плечи приложения соответствующих сил относительно точки 0. Общий момент на валу двигателя

$$M = M_{ст} + M_{дин}. \quad (VII.7)$$

Статический момент сил сопротивления вращению колонны, приведенный к валу электродвигателя

$$M_{ст} = \frac{Q_B \frac{d_1}{2} f_1 + Q_r \left(\frac{d_2}{2} f_2 + \frac{d_3}{2} f_3 \right)}{u \eta}, \quad (VII.8)$$

где d_1 , d_2 , d_3 — диаметры подшипников; f_1 , f_2 , f_3 — коэффициенты трения в подшипниках; u — общее передаточное число от оси колонны до двигателя; η — общий к. п. д. привода.

Динамический момент на валу двигателя

$$M_{дин} = J_{пр} \varepsilon = \left(\delta J_{дв} + \frac{J_K}{\eta u^2} \right) \varepsilon, \quad (VII.9)$$

где δ — коэффициент, учитывающий влияние масс вращающихся деталей привода, кроме $J_{дв}$ ($\delta = 1,1 \div 1,2$); $J_{дв}$ — момент инерции масс на валу двигателя; J_K — момент инерции масс поворотной части колонны с лафетом и механизмом выдавливания относительно оси колонны; $\varepsilon = \omega / t_{п(т)}$ — угловое ускорение (замедление) ротора двигателя; $t_{п}$ и $t_{т}$ — время пуска и торможения двигателя.

Если выполняют поверочный расчет, то для определения динамических моментов используют характеристики установленного

двигателя (J_p ; ω). При расчете нового привода вначале определяют ориентировочную мощность двигателя

$$P_{дв.ор} = M_{ст} \omega / \lambda \quad (VII.10)$$

и по ней подбирают двигатель по каталогу и его характеристики: J_p — момент инерции ротора двигателя; ω — угловую скорость ротора двигателя; λ — коэффициент допустимой перегрузки.

Тогда номинальная мощность двигателя, работающего в кратковременном режиме, составит

$$P_{дв} = \frac{M \omega}{\lambda} k_3, \quad (VII.11)$$

где $k_3 = 1,2 \div 1,3$ — коэффициент запаса мощности.

Механизм прижима пушки

Различают два режима нагружения электродвигателя механизма прижима:

- 1) подъем тележки по наклонным направляющим лафета вверх;
- 2) движение тележки по наклонным направляющим лафета вниз и прижатие носка цилиндра к футляру летки с усилием F , приложенным к нему параллельно его оси в конце движения

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p, \quad (VII.12)$$

где d — наружный диаметр носка; p — давление леточной массы.

Схема сил, действующих на тележку механизма прижима, показана на рис. VII.13, а, на котором приняты следующие обозначения: G_{II} — вес подвижных частей (тележки и подвешенного к ней механизма выдавливания); Q_A и Q_B — реакции в соответствующих скатах тележки, отклоненные на угол ρ от нормали к пути в сторону, противоположную движению (штриховыми линиями показано направление реакций при подводе, а сплошными — при отводе тележки).

Угол отклонения реакции от нормали

$$\rho = \arctg \omega, \quad (VII.13)$$

где ω — коэффициент сопротивления передвижению.

Для нахождения усилия в винте P при любом положении тележки используют уравнения статики как для плоской системы сил: $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$; $\Sigma M = 0$, из которых находят реакции Q_A и Q_B , а также величину P . Так как наибольшие усилия в винте возникают при движении на прямолинейном участке, то усилие P можно определить более простым способом.

Проектируя все силы на прямую $n-n$, перпендикулярную направлениям Q_A и Q_B (рис. VII.13, б), получим (при отводе пушки от летки)

$$P \cos(\rho - \beta) = G_{II} \sin(\alpha + \rho), \quad (VII.14)$$

где β — угол между направлением оси пути и оси винта ($\beta = \text{const}$).

Тогда усилие в винте

$$P = G_{\text{п}} \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos(\rho - \beta)}. \quad (\text{VII.15})$$

При подводе пушки к летке проекция сил на прямую n_1-n_1 , перпендикулярную Q'_A и Q'_B (рис. VII.13, в)

$$P_1 \cos(\rho + \beta) = -F \cos \alpha + G_{\text{п}} \sin(\alpha - \rho). \quad (\text{VII.16})$$

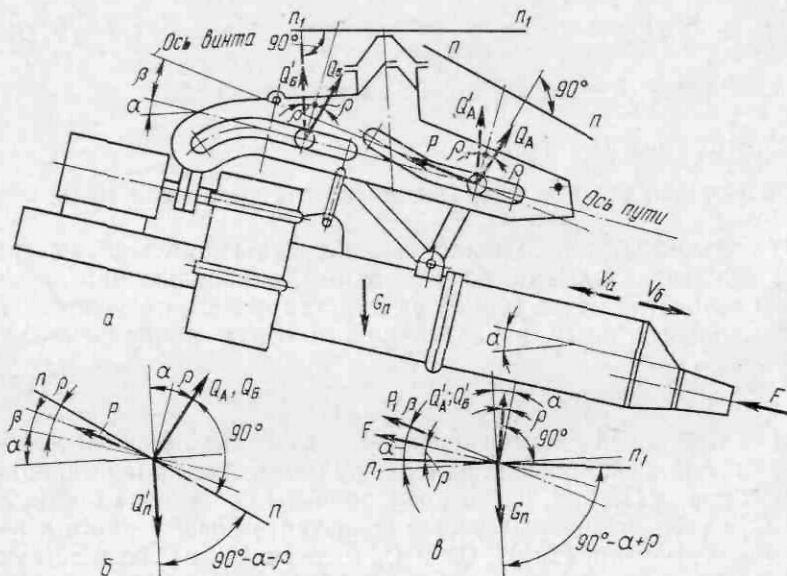


Рис. VII.13. Схема к расчету механизма прижима пушки

Откуда

$$P_1 = \frac{G_{\text{п}} \sin(\alpha - \rho) - F \cos \alpha}{\cos(\rho + \beta)}. \quad (\text{VII.17})$$

Момент, необходимый для вращения винта,

$$M_{\text{в}} = P \frac{d}{2} \text{tg}(\rho_{\text{в}} + \varphi), \quad (\text{VII.18})$$

где d — средний диаметр винта; $\rho_{\text{в}}$ — угол трения в винтовой паре; φ — угол подъема винтовой линии.

Статический момент на валу двигателя

$$M_{\text{ст}} = M_{\text{в}} / u \eta, \quad (\text{VII.19})$$

где u — передаточное число от винта до двигателя; η — к. п. д. передач от оси винта до двигателя.

Динамический момент на валу двигателя

$$M_{\text{дин}} = J_{\text{п}} \varepsilon, \quad (\text{VII.20})$$

где $J_{\text{п}}$ — приведенный к оси вала двигателя суммарный момент инерции движущихся (вращательно и поступательно) масс; ε — угловое ускорение вала двигателя.

Общий момент на валу двигателя

$$M = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}. \quad (\text{VII.21})$$

Мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{M \omega}{\lambda} k_{\text{з}}, \quad (\text{VII.22})$$

где ω — угловая скорость ротора двигателя; λ — коэффициент допустимой перегрузки двигателя; $k_{\text{з}} = 1,2 \div 1,3$ — коэффициент запаса мощности.

Механизм выталкивания леточной массы

Мощность двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления от давления газов, продуктов плавки и шихты в канале летки, трения леточной массы о стенки летки, носка, переходного патрубка и цилиндра механизма выталкивания пушки. В значительной степени эти силы зависят от свойств (в основном подвижности) леточной массы и состояния канала в летке. Установлено, что значительные сопротивления оказывают переходный патрубок и носок. Для уменьшения сопротивлений предложено внутреннюю поверхность носка и патрубка выполнять как один конус.

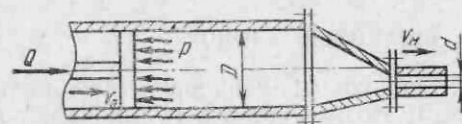


Рис. VII.14. Схема к расчету механизма выталкивания леточной массы

При проектировании основными параметрами для выбора мощности привода являются давление леточной массы p (рис. VII.14) на поршень и диаметр поршня D .

Усилие на поршень

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p. \quad (\text{VII.23})$$

Скорость движения поршня $v_{\text{п}}$ определяют по заданной скорости выхода леточной массы из носка $v_{\text{м}}$ из выражения

$$D^2 v_{\text{п}} = d^2 v_{\text{м}}, \quad (\text{VII.24})$$

где d — диаметр отверстия выходного носка.

Мощность подбирают по суммарному моменту на валу двигателя

$$M = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}. \quad (\text{VII.25})$$

Статический момент на валу двигателя

$$M_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{в}}}{u \eta} = \frac{Q \frac{d_{\text{в}}}{2} \text{tg}(\alpha + \rho_{\text{в}})}{u \eta}, \quad (\text{VII.26})$$

где M_B — момент, прилагаемый к винту; u — передаточное число механизма выталкивания; η — общий к. п. д. механизма; d_B — средний диаметр резьбы винта; α — угол подъема винтовой линии; ρ_B — угол трения в винтовой паре.

Динамический момент на валу двигателя

$$M_{дин} = \delta J_{дв} \varepsilon, \quad (VII.27)$$

где $J_{дв}$ — момент инерции масс на валу двигателя; ε — угловое ускорение ротора двигателя; δ — коэффициент, учитывающий моменты инерции всех вращающихся масс механизма, кроме $J_{дв}$.

Номинальная мощность двигателя

$$P_{дв} = \frac{M\omega}{\lambda} k_3, \quad (VII.28)$$

где ω — угловая скорость ротора двигателя; λ — допустимый коэффициент перегрузки двигателя; $k_3 = 1,3 \div 1,5$ — коэффициент запаса мощности.

5. ШЛАКОВЫЙ СТОПОР

К шлаковым стопорам предъявляют следующие требования:

1. Возможность регулирования траектории движения пробки; траектория движения пробки при подходе к шлаковой фурме должна совпадать с ее осью и быть близкой к прямой линии.

2. Простота и компактность конструкции, исключающая загромождение пространства у печи.

3. Стойкость против коррозии и высоких температур.

Наиболее полно удовлетворяет поставленным требованиям шлаковый стопор шарнирно-рычажного типа, общий вид которого показан на рис. VII.15. Стопор крепят к кронштейну 2, приваренному к кожуху печи.

Стопор состоит из рамы 1, шарнирно-рычажной системы 3 с контргрузом 4, штанги 5 с водоохлаждаемой пробкой 6 (узел I), фиксатора 7 рычажной системы в верхнем положении, узлов регулирования положения пробки в вертикальной и горизонтальной плоскостях, трубопроводов с шарнирными соединениями (узел II) подвода и отвода охлаждающей воды.

Узел вертикального регулирования включает в себя подвеску 8, регулировочный винт 9 с гайками 10 и 11 и траверсу 12, соединяющую рычаги шарнирно-рычажного механизма. Принятое соотношение длин звеньев шарнирного рычажного механизма обеспечивает прямолинейную траекторию движения пробки на рабочем участке (у фурмы шлакового прибора). Пробка прижимается к фурме под действием веса рычагов и контргруза; во избежание заклинивания в фурме пробка выполнена с большой конусностью и буртом.

Траектория движения штанги рассчитана таким образом, чтобы в верхнем положении она освобождала доступ к летке;

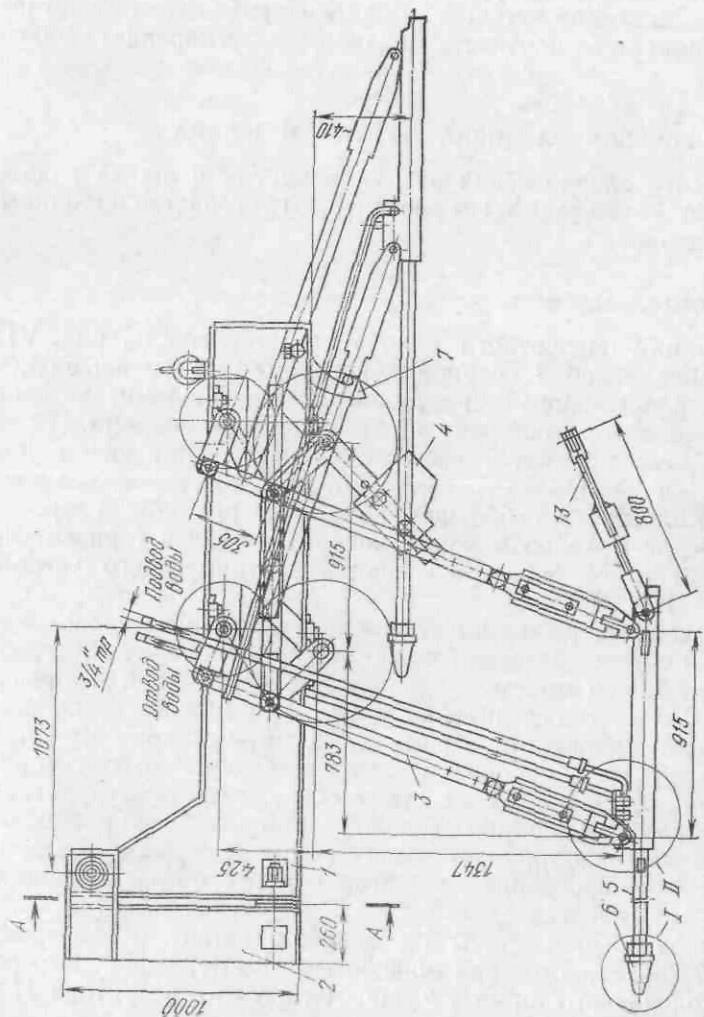
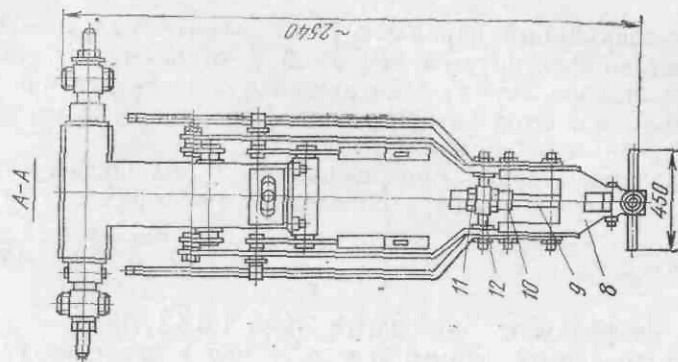


Рис. VII.15. Шлаковый стопор

при этом шарнирный параллелограмм рычагов складывается и автоматически фиксируется защелкой 7 относительно рамы 1. Приводом стопора служит электрическая лебедка или пневматический цилиндр, шток которого связан со штангой 5 через подвеску 13 при помощи каната.

Необходимое усилие прижатия пробки шлакового стопора к фурме шлакового прибора определяют по формуле

$$F = k \frac{\pi d^2}{4} p, \quad (\text{VII.29})$$

где k — коэффициент надежности ($k = 1,3 \div 1,4$); d — диаметр отверстия шлаковой фурмы; $p = p_0 + h\rho g$ — давление на пробку; p_0 — давление дутья; h — максимальная высота слоя шлака над легкой; ρ — плотность шлака; g — ускорение свободного падения.

6. ОДНОНОСКОВАЯ РАЗЛИВКА ЧУГУНА И ШЛАКА

Особенности одноносковой разливки чугуна и шлака изложены ранее, в п. I этой главы, где рассмотрены устройство и машины литейных дворов.

Поворотные желоба

Конструкция поворотного желоба представлена на рис. VII.16. Собственно желоб 4 сварной конструкции со сменным сливным носком, футерованный огнеупорными материалами, установлен на сварной поворотной раме 5 и зафиксирован упорами. Передним концом рама шарнирно связана с опорно-центрирующим устройством 6, а задним через траверсу, которая может качаться в вертикальной плоскости, свободно опирается на роликовую дорожку 2. Рама вместе с желобом может поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно оси опорно-центрирующего устройства на угол $16-18$ град.

Роликовая дорожка имеет нижнее или верхнее расположение. В первом случае траверса 1 шарнирно прикреплена непосредственно к раме 5, а во втором — к верхней части стойки 3, которая нижней частью жестко соединена с рамой. При нижнем расположении роликовая дорожка не подвергается интенсивному нагреву, но происходит ее замусоривание, затрудняющее работу привода; при этом доступ к дорожке для ее обслуживания затруднен. Поэтому в желобах с верхним расположением роликовой дорожки предусматривают постоянную смазку роликов дорожки и меры, исключающие коробление элементов конструкции в условиях повышенного нагрева.

Привод поворота рамы 5 с желобом состоит из электродвигателя 10 переменного тока мощностью 11 кВт, червячного редуктора, колодочного тормоза 9, кинематического редуктора 11 и ко-

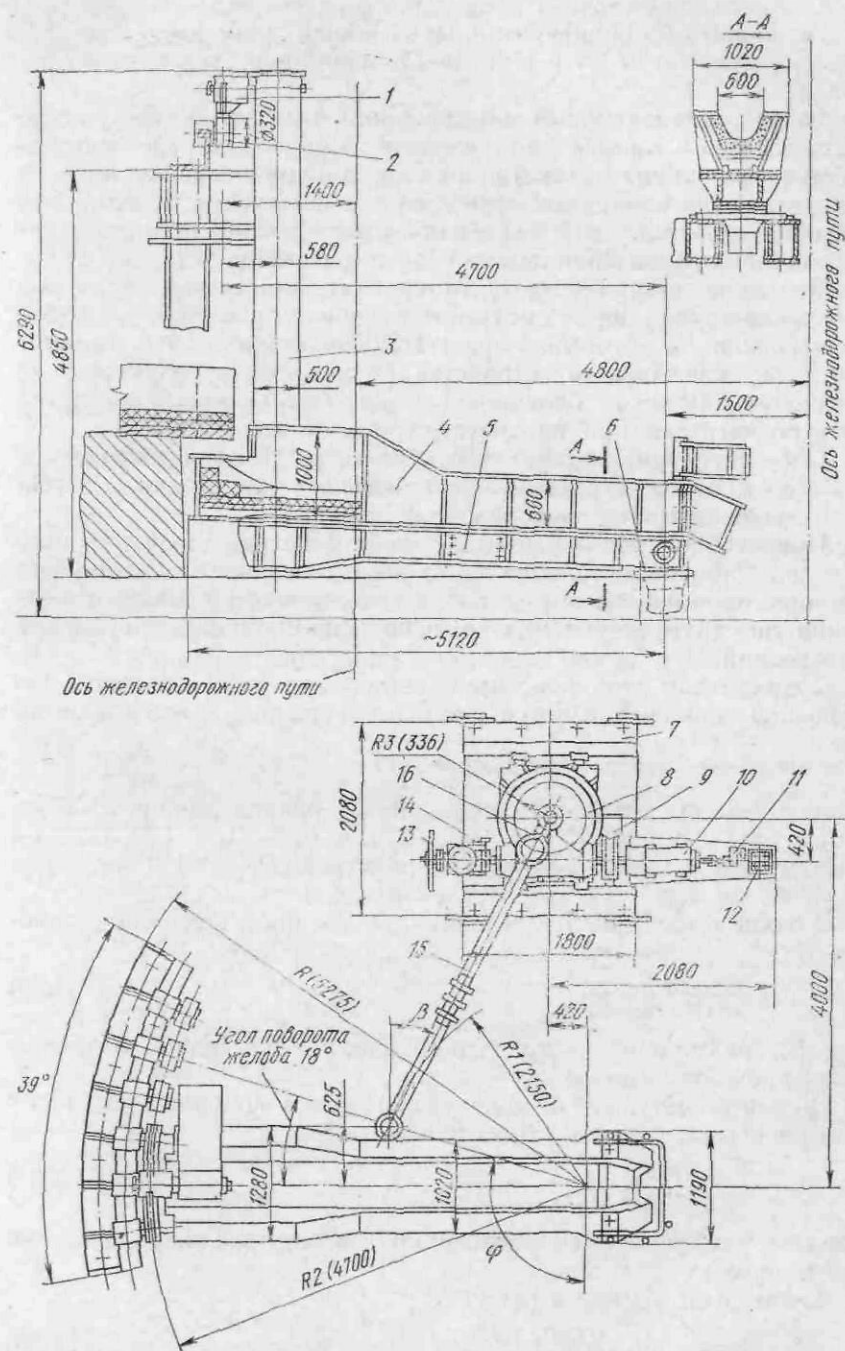


Рис. VII.16. Поворотный желоб с верхним расположением роликовой дорожки

мандоалларата 12, смонтированных на общей стационарной раме 7, а также кривошип 16 и шатуна 15, шарнирно связанного с рамой 5.

Кривошипно-шатунный механизм привода обеспечивает: плавность разгона и торможения поворотного желоба; пересечение желобом струи чугуна (шлака) при максимальном значении скорости поворота; строго определенные крайние положения желоба. Это способствует устойчивой и надежной работе желоба при автоматизированном управлении механизмами разливки.

На случай аварийного обесточивания или выхода из строя электродвигателя предусмотрено ручное управление желобом от штурвала 13, который посредством конических зубчатых передач и переключающего устройства 14 соединен с редуктором 8; электромеханическая блокировка исключает возможность пуска электродвигателя при повороте желоба от штурвала.

Опорно-центрирующее устройство 6, роликовую дорожку 2 и раму 7 привода устанавливают на несущих конструкциях литейного двора над железнодорожными путями.

При необходимости ремонта желоба 4 на раму 5 вместо него мостовым краном литейного двора доменной печи ставят заранее подготовленный запасной желоб. Стенка желоба в месте пересечения ею струи чугуна (шлака) защищена снаружи огнеупорной футеровкой.

Недостатком этой конструкции является разбрызгивание чугуна при пересечении струи стенкой поворачивающегося желоба.

Расчет механизма поворота желоба

При расчете принимают, что вес желоба Q равномерно распределен на обе опоры 2 и 6 (см. рис. VII.16), т. е. $G_1 = G_2 = Q/2$. На этом же рисунке указаны обозначения радиусов: $R_1 = 2150$ мм; $R_2 = 4700$ мм; $R_3 = 336$ мм и углов β и φ .

Усилие в шатуне 15 от момента сил трения в подшипнике опоры 6

$$P_1 = \frac{G_2 d f}{2R_1 \sin(\varphi - \beta)}, \quad (\text{VII.30})$$

где d — диаметр опорного подшипника; f — коэффициент трения в опорном подшипнике.

Усилие в шатуне 15 от момента сил трения в опорных роликах 2 при повороте желоба относительно опоры 6

$$P_2 = \frac{G_1 \omega R_2}{R_1 \sin(\varphi - \beta)}, \quad (\text{VII.31})$$

где ω — коэффициент сопротивления перемещению опорной планки по роликам.

Суммарное усилие в шатуне

$$P = P_1 + P_2 = \frac{Q(\omega R_2 + fd/2)}{R_1 \sin(\varphi - \beta)}. \quad (\text{VII.32})$$

Статический момент, приведенный к валу двигателя,

$$M_{ст} = \frac{QR_3 \sin \alpha (\omega R_2 + fd/2)}{2uR_1 \sin(\varphi - \beta) \eta}, \quad (\text{VII.33})$$

где α — угол поворота кривошипа; u — передаточное число редуктора; η — к. п. д. передачи.

Определив моменты $M_{ст}$ для принятых углов поворота α кривошипа 16 (например, через 30° при общем угле поворота 180°), строят график $M = f(\alpha)$ и по нему ведут расчет мощности двигателя, как для кратковременного режима. Параметры механизма поворота выбраны так, что при подходе желоба в крайние положения моменты $M_{ст}$ приближаются к нулю, а максимальный момент соответствует углу $\alpha = 90^\circ$.

Качающиеся желоба

Качающийся желоб для разливки чугуна приведен на рис. VII.17. Собственно желоб 1, снабженный двумя съемными носками 2 и установленный в люльке на оси 3, имеет в центральной части ванну. В начале разливки желоб устанавливают в горизонтальное положение и ванну заполняют жидким чугуном. Затем желоб с помощью электромеханического привода 6 через кривошипно-шатунную передачу 5 наклоняют в сторону ковша на угол $6-10$ град, и струя чугуна, поступающая из носка 4 стационарного

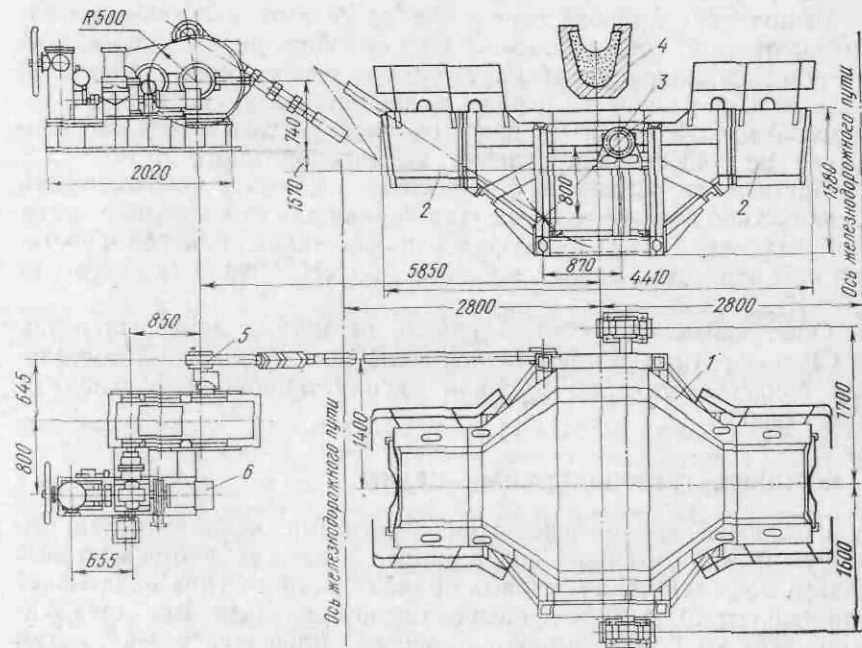


Рис. VII.17. Качающийся желоб

желоба на поверхность жидкого чугуна в ванне, перетекает в ковш до окончания его наполнения. Далее производят наклон желоба в сторону второго ковша. Постоянно находящийся в ванне слой жидкого чугуна толщиной 450—500 мм предохраняет футеровку желоба от размывания; при этом полностью исключено разбрызгивание чугуна. По окончании разливки люльку с желобом наклоняют в сторону одного из ковшей на угол 36—40 град для слива чугуна из ванны.

Желоба такой конструкции применяют также и для разливки шлака.

7. ТЕЛЕЖЕЧНЫЙ ТОЛКАТЕЛЬ

Тележечный толкатель для передвижения состава чугуновозов или шлаковозов, представляющий собой самоходный вагон закрытого типа с дистанционным управлением, передвигается по тем же постановочным железнодорожным путям, что и проталкиваемые им составы, и соединяется с ними автосцепками.

Электроснабжение толкателя осуществляют посредством гибкого кабеля. Конструкцией токоподвода предусмотрена смонтированная параллельно железнодорожному пути направляющая балка, по которой передвигаются тележки с подвешенным к ним кабелям. Во избежание обрыва кабеля тележки соединены между собой тросом, длина которого меньше, чем длина кабеля.

Выполнение привода передвижения толкателя с двумя электродвигателями, соединенными с обоими приводными валами, обеспечивает повышенную эксплуатационную надежность толкателя. Толкатель обеспечивает передвижение состава чугуновозов (шлаковозов) массой до 1200 т; при этом часть состава может располагаться на участке закругления железнодорожного пути.

Применение тележечного толкателя исключает необходимость в каких-либо дополнительных устройствах для стопорения состава при разливке. Толкатель оборудован средствами звуковой и световой сигнализации. Усилие толкания 150 кН. Мощность двигателя 7,5 кВт.

Опыт длительного использования на многих доменных печах СССР поворотных и качающихся желобов и тележечных толкателей свидетельствует о высокой эксплуатационной надежности этих машин.

8. МОСТОВЫЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ

В настоящее время основными агрегатами механизированного обслуживания литейного двора доменной печи являются мостовые краны. Зона действия мостовых кранов обычного типа охватывает примерно от 40 до 70 % производственной площади. Вне зоны действия этих кранов оказываются: рабочая площадка у печи, летки и расположенные у них участки желобов, машины для забивки

и вскрытия чугунных леток, шлаковые приборы и стопоры, а также фурменные приборы, что затрудняет широкое внедрение механизации тяжелых и трудоемких работ на литейном дворе.

ВНИИметмашем и Гипрометзом предложен способ механизированного обслуживания горна доменной печи и литейного двора с использованием перемещающихся вокруг печи специальных мостовых кранов.

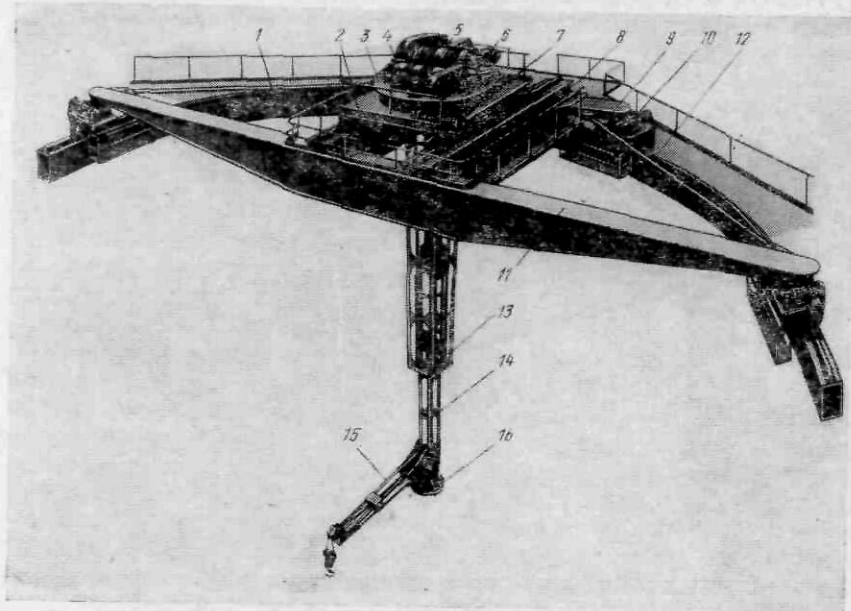


Рис. VII.18. Радиально-хордовый мостовой кран литейного двора

Радиально-хордовый мостовой кран (рис. VII.18) в отличие от мостовых кранов других типов перемещается по монорельсовому кольцевому пути.

Пролетные балки 8 моста крана расположены параллельно радиусу пути 1, а концевые балки большая 11 и малая 9 — по хордам окружности. Для жесткости моста в горизонтальной плоскости балки 11 и 9 по концам связаны между собой тягами 12. Мост опирается на четыре балансирных тележки 10 с безребордными колесами, две из которых выполнены приводными. На каждой тележке имеются два охватывающих монорельс горизонтальных катка, удерживающие кран при перемещении от схода с кольцевого пути.

По мосту вдоль радиуса подкранового пути перемещается тележка, состоящая из рамы 2, ходовой части 7 с приводом передвижения, поворотной платформы 3. Поворотная платформа опира-

ется на раму через шариковое устройство и имеет вертикальную шахту 13 с подъемной колонной 14 и крюковой консолью 15. На платформе размещены приводы механизмов 6, 5 и 4 соответственно поворота платформы, подъема колонны и подъема крюка. Горизонтальный фланец 16 на колонне служит для подвешивания к крану машины для смены деталей фурменного прибора или другого рабочего органа.

Подвод электроэнергии к крану, тележке и поворотной платформе осуществляется гибкими кабелями. Управление краном

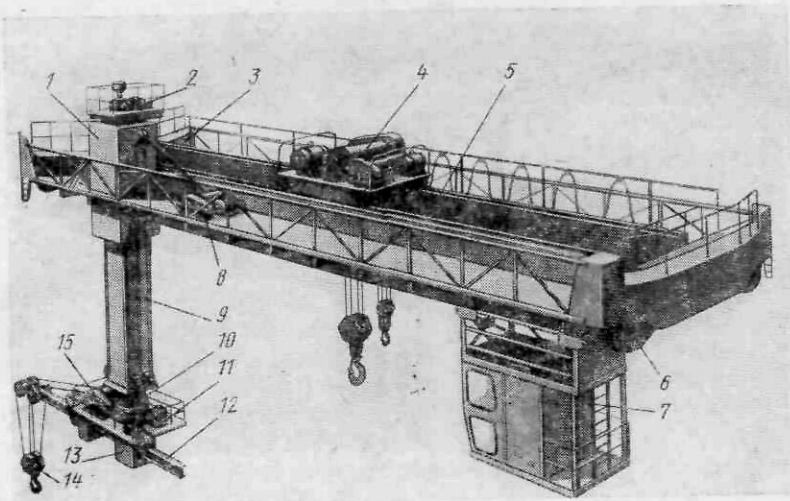


Рис. VII.19. Кольцевой мостовой кран литейного двора

дистанционное, со стационарных пультов, расположенных на литейном дворе вокруг доменной печи.

Техническая характеристика крана

Грузоподъемность, т	3,2
Вылет консоли, м	4,5
Ход колонны, м	2
Ход тележки, м	2,2
Высота подъема крюка, м	14
Диаметр монорельсового пути, м	30
Общая мощность электродвигателей, кВт	23
Масса, т	35

Кольцевой мостовой кран перемещается по двум концентричным рельсовым путям (рис. VII.19).

Мост крана состоит из двух продольных 5 и двух концевых 3 балок. К одной из продольных балок прикреплена стационарная шахта 1, в которой смонтирована подъемная колонна 9. Снизу

к мосту подвешена теплоизолированная кабина 7 крановщика, оборудованная установкой кондиционирования воздуха.

Мост снабжен механизмом передвижения 6, состоящим из четырех ходовых колес, шести горизонтальных катков, передающих горизонтальные усилия на подкрановые рельсы, и двух отдельных приводов, расположенных у колес наружного и внутреннего рельсовых путей. Каждый привод имеет два электродвигателя для обеспечения основной и доводочной скоростей передвижения крана. Требуемые скорости движения крана на внутреннем и наружном путях (пропорциональные их радиусам) обеспечиваются за счет разных передаточных чисел редукторов приводов и разных диаметров ходовых колес.

На мосту смонтирована самоходная крановая тележка 4 обычной конструкции с механизмами главного и вспомогательного подъемов грузоподъемностью 20 и 5 т.

Колонна 9 перемещается в направляющих роликах шахты 1 посредством установленного на мосту механизма 8, связанного с колонной канатом. В верхнем нерабочем положении колонна автоматически стопорится относительно шахты защелками. Шахта снабжена клиновым ловителем колонны, автоматически срабатывающим в случае аварийного ее падения.

Колонна имеет расположенное в нижней ее части опорно-поворотное устройство 10 с фланцем и установленный на верхнем торце привод поворота 2, который связан с устройством 10 вертикальным валом, пропущенным внутри колонны. К фланцу поворотного устройства прикреплен консольный кран, состоящий из направляющей рамы 13, выдвижной консольной балки 12 с подвешенным к ней крюком 14, механизма 11 изменения вылета консольной балки и механизма 15 подъема крюка. К фланцу 10 вместо консольного крана может быть подвешена машина для смены фурм.

Электропитание крана — троллейное, а тележки, колонны и консольного крана — посредством гибкого кабеля. Конструкция крана предусматривает работу со съемным канатным грейфером, подвешиваемым на крюк вспомогательного подъема тележки.

Техническая характеристика кольцевых мостовых кранов конструкции ВНИИметмаша — производственного объединения «Ленподъемтрансаш»

Грузоподъемность, т:	
тележки	20/5
крюка консоли	5
Высота подъема крюков, м:	
главного	18
вспомогательного	20
консоли	8
Пролет крана, м	22/24
Радиус внутреннего рельса, м	16,1/12,75
Скорость передвижения тележки, м/мин	36,2
Установленная мощность электродвигателей, кВт	136/140
Масса, т	97,6/99,8

При использовании радиально-хордового крана в сочетании с мостовыми кранами обычного типа в зоне их действия находится около 90 % площади литейного двора, требующей кранового обслуживания; кольцевые краны обслуживают практически всю эту площадь. В обоих рассмотренных вариантах планировки литейного двора желоба для чугуна и шлака, а также площадка у печи, включая участок под кольцевым воздухопроводом горячего дутья, полностью находятся в зоне действия кранов. Таким образом, обеспечена возможность обслуживания машин и оборудования горна, а также желобов с помощью механизмов и устройств, подвешиваемых к кранам. Вместе с тем радиально-хордовый кран целесообразно применять в качестве вспомогательного крана литейного двора совместно с мостовыми кранами обычного типа.

Кольцевой кран обладает требуемыми грузоподъемностью и пролетом при сравнительно небольшой собственной массе; маневренностью и широкими технологическими возможностями; не требует вспомогательных грузоподъемных устройств на литейном дворе. Поэтому круглый литейный двор с кольцевыми кранами является наиболее прогрессивным решением.

Операции по обновлению футеровки желобов литейного двора частично механизированы. Ломку старой футеровки производят при помощи виброрыхлителей и крана. Для уборки скрапа и разрушенной футеровки используют навесные (на крюк крана) грейферы. Для подачи огнеупорной массы и уборки мусора применяют специальные емкости (короба), поднимаемые с железнодорожных платформ на рабочую площадку кранами литейного двора. Для набивки новой футеровки желобов используют электро-механические вибротрамбовки.

Глава VIII

МАШИНЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ УБОРКИ И ПЕРЕРАБОТКИ ЖИДКИХ ПРОДУКТОВ ДОМЕННОЙ ПЛАВКИ

1. СПОСОБЫ УБОРКИ И ПЕРЕРАБОТКИ ЖИДКИХ ПРОДУКТОВ

В современных доменных цехах для транспортирования жидкого чугуна и шлака от доменной печи широко применяют чугуновозы и шлаковозы, которые для заполнения устанавливают под сливными носками желобов литейного двора.

Чугуновозы тепловозом или паровозом отвозят для заливки передельного чугуна из ковшей в миксер сталеплавильного цеха либо непосредственно к сталеплавильным агрегатам, а также для разливки чугуна в чушки на разливочных машинах либо для грануляции.

Шлаковозы транспортируют жидкий шлак с помощью тех же средств к отдельно стоящим агрегатам грануляции или к шлаковому отвалу. В случае применения агрегатов для придоменной грануляции шлака необходимость в транспортировании жидкого шлака шлаковозами отпадает.

Товарный (твердый) чугун получают двумя способами: разливкой жидкого чугуна в чушки на разливочных машинах и его грануляцией в агрегатах. Разливка чугуна в чушки является основным способом, его широко применяют в современных отечественных и зарубежных доменных цехах. Для этой цели в стороне от доменных печей предусматривают отделение с разливочными машинами.

Процесс грануляции жидкого чугуна осуществляют в агрегатах (устройствах) различного типа, к которым чугун транспортируют от доменных печей в чугуновозах либо подают непосредственно от печи по желобам. Производительность одного такого агрегата составляет 100—360 т/ч.

Все более широкое распространение в доменном производстве находит придоменная переработка шлака, а также сочетание уборки шлака ковшовым и бесковшовым способами. Придоменная грануляция по сравнению с грануляцией от отдельно стоящих от доменного цеха агрегатах (за время транспортирования жидкого шлака в ковшах его температура снижается на 100—150 °С, что ухудшает гидравлическую активность гранулята; кроме того, 10—15 % шлака теряется в виде корок, коржей и настывлей) имеет преимущества и лучше поддается автоматизации. Бесковшовая уборка шлака от доменной печи дает значительный экономический эффект за счет исключения расходов на содержание и обновление большого парка шлаковозов.

В настоящее время применяют три способа переработки шлака. Первый и второй способы предусматривают получение гранулированного шлака соответственно мокрой и полусухой грануляцией, т. е. быстрого дробления и охлаждения его водой на агрегатах, расположенных в непосредственной близости от доменной печи, и последующего транспортирования гранулята различными видами транспорта.

Мокрую грануляцию шлака осуществляют в грануляционном бассейне, представляющем собой котлован, заполненный водой и оборудованный мостовым или козловым краном грузоподъемностью 10—15 т с грейфером емкостью 3—4 м³. Шлаковый расплав поступает в бассейн из доменной печи по желобам, предварительно пройдя отстойник для чугуна. Шлак под действием воды, пара и содержащихся в нем газов измельчается, образуя зерна небольших размеров. Из бассейна гранулированный шлак извлекают краном (иногда экскаватором) и грузят в железнодорожные вагоны или автомашины.

Агрегаты мокрой придоменной грануляции шлака не получили большого распространения, так как они выделяют в атмосферу

много водяных паров и сернистых газов, которые ухудшают условия работы людей, обслуживающих доменную печь, и оказывают вредное влияние на металлические конструкции и оборудование печи. Кроме того, в зимнее время подъездные пути доменной печи покрываются коркой льда, что затрудняет их обслуживание. Существенным недостатком способа мокрой грануляции является высокая влажность гранулята, достигающая 35—40 %.

При полусухой грануляции влажность гранулированного продукта не превышает 15 %. Обладая высокой производительностью (200—900 тыс. т в год) и компактностью, гидрожелобные агрегаты для бесковшевой переработки шлака у доменных печей получили в СССР и за рубежом преимущественное распространение.

Третий способ, весьма широко используемый за рубежом, предусматривает слив огненно-жидкого шлака по желобам литейного двора в ямы, расположенные рядом с доменной печью. Затвердевший шлак убирают из ям экскаваторами или грейферными кранами и в автомашинах или по железной дороге отправляют на дробление и сортировку.

2. ЧУГУНОВОЗЫ

Основными узлами чугуновоза являются: ковш, футерованный изнутри огнеупорным кирпичом; несущая рама (платформа) и ходовые тележки железнодорожного типа.

К конструкции чугуновозов предъявляются следующие требования:

наименьшие потери тепла жидким чугуном и возможно меньшее образование скрапа и настывлей в ковше;

возможно большая (в пределах поперечных размеров габарита подвижного железнодорожного состава) вместимость ковша, приходящаяся на метр длины чугуновоза (постановочная емкость);

возможно меньшее отношение массы чугуновоза без футеровки к емкости ковша (коэффициент металлотары);

исключение возможности самопроизвольного опрокидывания ковша;

снабжение ковша цапфами для подъема его краном и приспособлениями для кантования;

конструкция ковша должна обеспечивать длительную службу огнеупорной футеровки.

Ковш является основным элементом чугуновоза. Его форма, конструкция и вместимость в значительной степени определяют конструкцию и размеры чугуновоза в целом, а также тип и стойкость огнеупорной футеровки.

Различают три основных типа чугуновозов с ковшами: конической, грушевидной и сигарообразной (миксерного типа) формы.

Чугуновозы с коническим ковшом применяют до настоящего времени только в небольших доменных

цехах. Уширяющаяся кверху коническая форма ковша с плоским дном облегчает удаление из него настывлей, образующихся в результате застывания чугуна на стенках и дне. Вместе с тем, при этой форме ковша происходят значительные потери тепла через большую открытую поверхность металла и обусловленное этим интенсивное образование на ней твердой корки, а на стенках ковша — настывлей, что уменьшает полезную емкость ковша. Удаление их весьма затруднительно и приводит, как правило, к быстрой порче и необходимости замены огнеупорной футеровки. С целью снижения тепловых потерь конические ковши иногда снабжают крышками.

Чугуновозы с коническими ковшами по указанным причинам постепенно выходят из употребления. Максимальная вместимость конических ковшей составляет 80 т. Стремление иметь емкость с минимальными потерями тепла, приближающуюся по форме к сферической, привело к созданию грушевидного ковша.

Чугуновозы с грушевидным ковшом получили широкое распространение в отечественной практике. Наряду с теплотехническими преимуществами грушевидная форма ковша позволила увеличить его вместимость до 140 т в пределах установленных габаритных размеров подвижного железнодорожного состава. Опыт эксплуатации грушевидных ковшей показал, что настывли в них при правильной эксплуатации образуются в сравнительно небольшом количестве.

Несмотря на отмеченные преимущества грушевидных ковшей и широкое их применение, возможности дальнейшего увеличения их вместимости практически исчерпаны. Вместе с тем, значительный рост производительности доменных печей потребовал применения чугуновозных ковшей существенно большей вместимости, чем грушевидные. Этим требованиям отвечают чугуновозы с закрытым ковшом миксерного типа.

Чугуновозы с ковшом миксерного типа имеют следующие преимущества: возможность перевозки одним чугуновозом большого количества чугуна, что обеспечивает его большую однородность; сокращение протяженности желобов на литейном дворе; уменьшение потерь чугуна в виде скрапа; сокращение числа переливов чугуна, сопровождающееся значительным уменьшением тепловых потерь.

Чугуновозы с грушевидным ковшом

В доменных цехах СССР чугуновозы с грушевидным ковшом получили преимущественное распространение. На рис. VIII.1 показан общий вид чугуновоза с ковшом вместимостью 140 т конструкции ПО «Уралмаш». Ковш состоит из цельносварных соединенных между собой болтами корпуса 7 и крышки 1, футерованных изнутри огнеупорным шамотным кирпичом. Между кирпичом и корпусом ковша укладывают асбестовый картон толщиной около 20 мм.

Слой асбеста выполняет функцию теплоизоляции. Наряду с этим за счет большей податливости, чем материал огнеупорной футеровки, асбестовый картон обеспечивает компенсацию разницы температурных расширений футеровки и корпуса ковша, исключая появление в нем высоких напряжений.

К боковым стенкам корпуса 7 с диаметрально противоположных его сторон приварены две отлитые из стали щеки 5, каждая из которых имеет одну верхнюю 4 и две нижних 6 цапфы. Верхняя

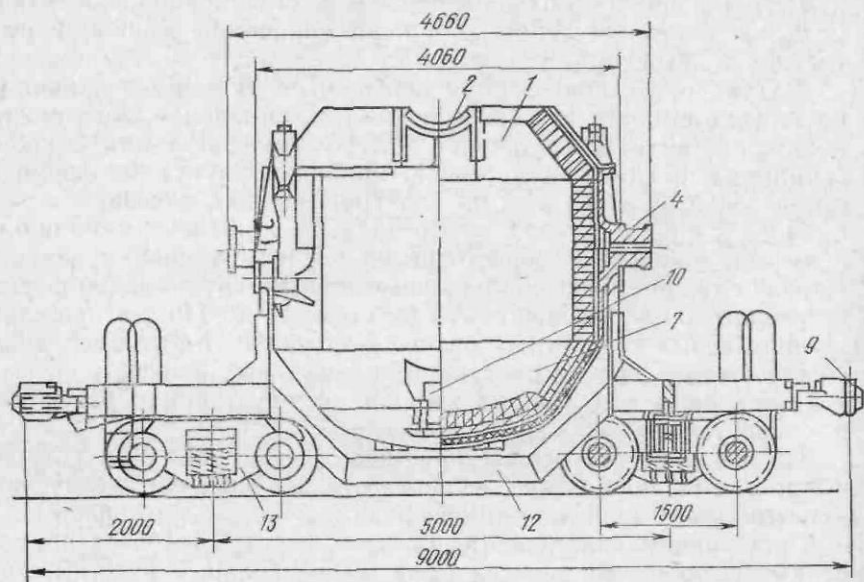


Рис. VIII.1. Чугуновоз с грушевидным

часть щеки заканчивается двумя лапами 3. Нижними цапфами ковш опирается на несущую раму (лафет) 8. С рамы ковш снимается за верхние цапфы крюками грузоподъемной траверсы мостового крана. Лапы 3 предназначены для опирания ковша на стенд разливочной машины в процессе заливки чугуна в чушки, т. е. для кантования ковша. К нижней части корпуса 7 ковша с двух сторон прикреплены проушины 10 с вставленными в них валиками 11. За один из валиков ковш захватывается вспомогательным крюком мостового крана при заливке чугуна в миксер или в сталеплавильный агрегат, либо крюком кантовального устройства при кантовании ковша на стенде разливочной машины. Крышка 1 ковша имеет два сливных носка 2.

Рама чугуновоза состоит из двух лафетов 8, двух продольных изогнутых балок 12, жестко соединяющих между собой лафеты, и двух смонтированных на торцовых частях лафетов стандартных автосцепных устройств 9. Стойки лафетов имеют гнезда

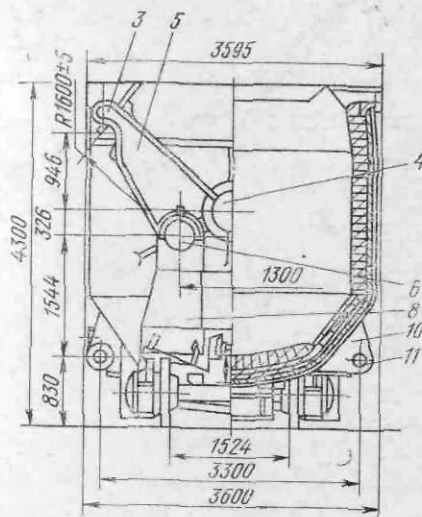
под нижние опорные цапфы 6 ковша. Каждый из лафетов посредством пятников опирается на двухосную ходовую тележку 13 железнодорожного типа.

Расчет моментов при кантовании ковша чугуновоза

Расчет механизмов и устройств, предназначенных для кантования чугуновозных ковшей, сводится к определению статического момента сопротивления веса ковша и находящегося в нем жидкого металла. В то время как положение центра тяжести порожнего

ковша постоянно, вес жидкого металла и координаты его центра тяжести являются величинами переменными, зависящими от угла поворота ковша при кантовании. При этом необходимо определить центр тяжести порожнего ковша, центр тяжести жидкого металла в ковше, общий центр тяжести ковша и металла, положение оси (опоры), около которой производится кантование, и моменты относительно этой оси (с учетом сил трения в опоре).

Координаты центра тяжести порожнего ковша. Ввиду симметричности сечения порожнего ковша (в плоскости кантования) относительно вертикальной оси, его центр тяжести находится на этой оси. Задача сводится к определению положения его по высоте ковша.



ковшом вместимостью 140 т

Решение задачи возможно графическим и аналитическим методами. Обычно для этой цели используют первый метод, как более простой (рис. VIII.2). Разделив тело ковша, вычерченного в масштабе, на ряд простейших по конфигурации элементов, вес q_i и положение центров тяжести которых известны, и условно приняв направление действия усилий от веса горизонтальным, строят силовой и веревочный многоугольники. Линия действия равнодействующей горизонтальных усилий пересекает вертикальную ось ковша в искомом положении его центра тяжести.

Аналитически положение центра тяжести (ц. т.) ковша (или любого другого составного тела) определяют по формулам:

$$x_R = \frac{\sum q_i x_i}{\sum q_i}; \quad y_R = \frac{\sum q_i y_i}{\sum q_i}, \quad (\text{VIII.1})$$

где x_i и y_i — расстояние от центра тяжести элемента до принятых осей координат x и y .

Так как для ковша симметричной формы значения x_i равны нулю, то величина $x_R = 0$.

Координаты центра тяжести жидкого металла. Эти координаты при различных углах наклона ковша могут быть найдены аналитическим, графоаналитическим и графическим методами.

Решение задачи аналитическим методом требует применения сложных расчетных формул с весьма значительным объемом вычислений, особенно для ковшей грушевидной формы. Поэтому пред-

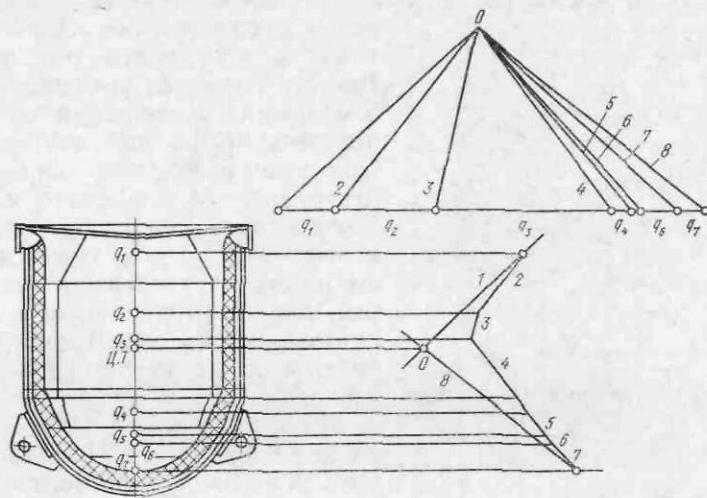


Рис. VIII.2. Графический расчет положения центра тяжести порожнего ковша

почитают пользоваться другими, более простыми и удобными методами, дающими результаты с достаточной для практических целей точностью.

Графический метод расчета положения центра тяжести металла (метод П. Н. Аксенова) заключается в следующем. Для каждого из нескольких последовательных положений ковша при его кантовании (например, через 10 град) делают построения. При этом условно поворачивают не ковш, а уровень металла в нем относительно сливного носка.

Плоскостями, параллельными верхней кромке ковша, объем находящегося в нем металла разбивают на отдельные элементы высотой h_1, h_2, h_3 и т. д. Те элементы, которые представляют собой части цилиндрического или конического клина, для упрощения расчета заменяют цилиндрическими сегментами, имеющими радиусы r_1, r_2, r_3 и т. д. и стрелки a_1, a_2, a_3 и т. д. Затем обычными методами определяют объем и положение центра тяжести каждого элемента (сегмента) и строят силовые и соответствующие им веревочные многоугольники по двум (произвольным) направле-

ниям, так как центр тяжести не лежит на оси симметрии сечения металла. Далее графически определяют положение центра тяжести металла для каждого из принятых углов поворота ковша и строят кривую положений центров тяжести жидкого металла за весь цикл кантования ковша. На рис. VIII.3 показан центр тяжести (ц. т.) для одного уровня жидкого металла.

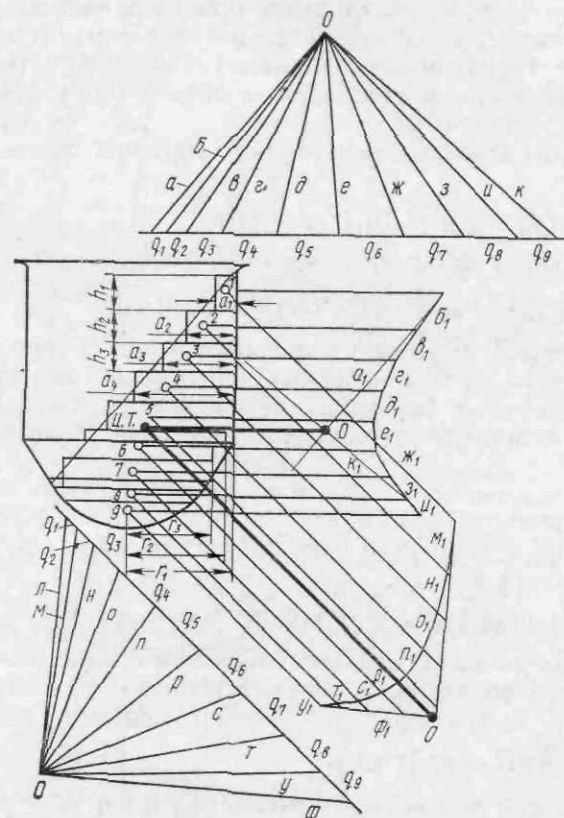


Рис. VIII.3. Графический расчет положения центра тяжести жидкого металла в ковше

Координаты центра тяжести ковша с жидким металлом. Эти координаты при данном угле φ_i наклона ковша определяют по формулам:

$$x_{Ci} = G_{Ml}x_{Ml}/(G_R + G_{Ml}); \quad y_{Ci} = (G_R y_R + G_{Ml} y_{Ml})/(G_R + G_{Ml}), \quad (\text{VIII.2})$$

где G_R и G_{Ml} — вес ковша и металла соответственно; x_R, y_R и x_{Ml}, y_{Ml} — координаты центров тяжести ковша и металла соответственно.

Момент от веса ковша и металла при кантовании и положение оси цапф ковша. В центре тяжести ковша с металлом приложен суммарный вес $G_i = G_R + G_{mi}$. Направление действия усилия G_i принимается перпендикулярным зеркалу металла, поскольку ковш, как указано выше, условно неподвижен (рис. VIII.4).

Предполагается, что кантование производится вокруг точки A с координатами x_A и y_A относительно осей x и y (общий случай кантования). Под этими координатами могут пониматься опорные цапфы ковша, когда он кантуется на лафете, или упоры на стенде разливочной машины.

Момент от веса ковша и жидкого металла, соответствующий данным углу φ_i ,

$$M_i = G_{1i}(y_A - y_{ci}) + G_{2i}(x_{ci} - x_A). \quad (\text{VIII.3})$$

Поскольку $G_{1i} = G_i \sin \varphi_i$ и $G_{2i} = G_i \cos \varphi_i$, то

$$M_i = G_i [(y_A - y_{ci}) \sin \varphi_i + (x_{ci} - x_A) \cos \varphi_i]. \quad (\text{VIII.4})$$

Этим выражением можно пользоваться при выборе положения оси цапф ковша, предназначенных для переноса его краном. Исходя из требований безопасности, положение оси цапф должно исключать возможность самоопрокидывания подвешенного за них ковша.

Устойчивость ковша. Устойчивость ковша считается обеспеченной, если момент от веса относительно оси цапф (точка A') при любом угле наклона больше нуля ($M_i > 0$), т. е. соблюдено условие

$$(y_A - y_{ci}) \sin \varphi_i > (x_A - x_{ci}) \cos \varphi_i. \quad (\text{VIII.5})$$

Поскольку точка A' в рассматриваемом случае лежит на вертикальной оси симметрии ковша, то величина $x_A = R$. Условие устойчивости ковша при этом можно выразить зависимостью

$$y_A > y_{ci} + (R - x_{ci}) \operatorname{ctg} \varphi_i. \quad (\text{VIII.6})$$

Подстановкой найденных значений y_{ci} и x_{ci} для соответствующих углов φ_i определяют величины y_A , удовлетворяющие этому условию. По наибольшему значению y_A находят положение оси цапф.

По принятому положению цапф и вычисленному положению центра тяжести ковша с металлом для любого угла наклона строят кривые моментов при опрокидывании ковша заливочным краном или при кантовании его у разливочной машины.

На рис. VIII.5 представлены графики моментов, рассчитанные для грушевидного ковша вместимостью 100 т. Кривые моментов при кантовании ковша у разливочной машины характеризуются резким скачком вверх, соответствующим перемене осей вращения ковша, т. е. переходу от опоры цапфами на лафеты рамы чугуновода к опоре лапами на стенд разливочной машины, что связано

с резким увеличением плеча действия веса ковша с металлом относительно оси вращения.

При расчете чугуноводов с ковшом миксерного типа определяют нагрузки на ходовые тележки, опорные плиты, платформы, корпус ковша с целью выполнения расчетов на прочность. Проводят расчет механизма поворота ковша (например, на основе методики расчета грушевидных ковшей), проверяют устойчивость ковша и проходимость чугуновода по железнодорожным кривым.

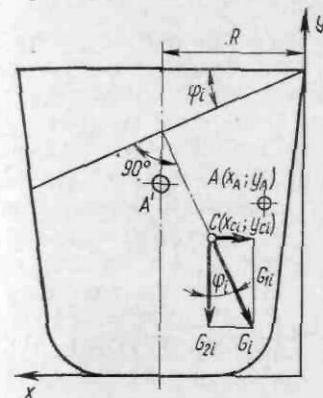


Рис. VIII.4. Схема к расчету моментов от веса ковша и металла при кантовании ковша

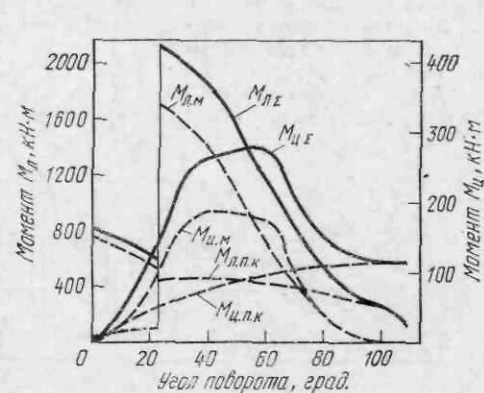


Рис. VIII.5. Графики моментов при кантовании ковша вместимостью 100 т:

$M_{ц.к}$ — момент от веса порожнего ковша при опрокидывании относительно центральных цапф; $M_{ц.м}$ — то же, но от металла; $M_{ц.Σ}$ — суммарный момент; $M_{л.к}$ — момент от веса порожнего ковша при кантовании на лафете и стенде разливочной машины; $M_{л.м}$ — то же, но от металла; $M_{л.Σ}$ — суммарный момент

Техническая характеристика чугуноводов с грушевидным ковшом конструкции ПО «Уралмаш»

Модель чугуновода	Г-9-100	Г-1-140
Вместимость ковша (полезная), т	100	140
Длина чугуновода по осям автосцепок, мм	8200	9000
База чугуновода, мм	4160	5000
База тележки, мм	1300	1500
Скорость движения груженого чугуновода, км/ч	До 15	До 15
Усилие на ось тележки (наибольшее), кН	400	520
Масса ковша с чугуном, т	127	177
Масса груженого чугуновода, т	156	205
Постановочная вместимость, т/м	12,2	15,56
Коэффициент металлотары	0,415	0,316

Передвижные миксеры

В СССР передвижные миксеры введены в эксплуатацию в 1974 г. на Западно-Сибирском металлургическом комбинате и предназначены для подачи чугуна из доменного цеха в конвертерный внутри завода и для доставки чугуна с КМК.

Вместимость, т	135—150	420	600
Частота вращения, об/мин:			
максимальная	0,5	0,5	0,5
минимальная	0,2	0,2	0,02
Число осей	16	16	24
Нагрузка на ось (максимальная), кН	225	560	500
Число и мощность электродвигателей механизма поворота, кВт	2×8,5	4×8,5	4×8,5
Габаритные размеры, мм:			
диаметр корпуса (наружный)	3 170	3 630	3 300
база	17 400	20 000	19 000
длина по осям автосцепок	32 280	31 860	39 560
Общая масса миксера в груженом состоянии, т	348	834	1247

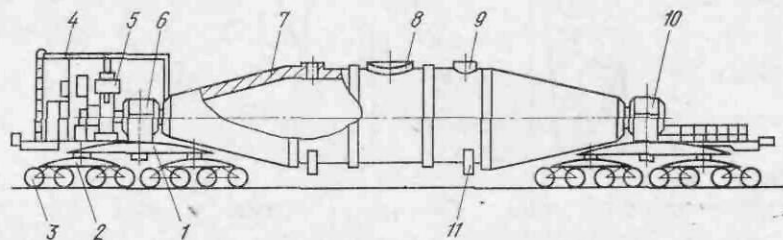


Рис. VIII.6. Передвижной миксер вместимостью 420 т

По своему устройству передвижные миксеры вместимостью 150 и 420 т однотипны. Миксер вместимостью 600 т отличается от них конструкциями корпуса, механизма поворота и ходовой части. Вместимость миксера достаточна для приема плавки доменной печи объемом 5580 м³. Чугун из доменной печи поступает в передвижной миксер, который подают в переливочное отделение конвертерного цеха, где электропривод механизма поворота подключают к цеховой электросети. При включении привода корпус миксера поворачивается и чугун через горловину в корпусе выливается в ковш, установленный на передвижной весоизмерительной тележке. Последняя предназначена для взвешивания чугуна и транспортирования ковша к заливочному крану, подающему ковш к конвертеру и осуществляющему заливку чугуна.

Применение передвижных миксеров сокращает отход чугуна в скрап, уменьшает потери тепла и повышает температуру металла, заливаемого в конвертер, в среднем на 50 °С.

Передвижной миксер вместимостью 420 т (рис. VIII.6) состоит из сигарообразного корпуса 7, футерованного изнутри огнеупорным кирпичом, опорных узлов 6 и 10, навесного привода 5 механизма поворота, ходовой части и кабины 4, защищающий привод от действия атмосферных осадков и брызг металла. Миксер оборудован системами смазки механизмов и замера температуры жидкого чугуна.

Корпус миксера сварной конструкции состоит из пяти обечаек — трех (центральных) цилиндрических и двух (концевых) конических. К последним приварены цапфы. В цилиндрической части корпуса выполнены заливочное окно 8, к которому приварен сменный носок для слива чугуна, и два вспомогательных окна 9, используемых при кладке, ремонте и сушке футеровки. Снизу приварены кронштейны 11 для поднятия корпуса домкратами при проведении ремонтов опорных подшипников.

Ходовая часть миксера состоит из двух восьмиосных составных балансирных тележек, тормозной системы и автосцепок. Каждая восьмиосная опора собрана из четырех двухосных тележек 3 железнодорожного типа, связанных попарно шарнирами с промежуточными балансирами 2. Последние в свою очередь шарнирно соединены с главным балансиром 1, на котором установлена опора корпуса. Ходовые тележки снабжены буксами с роликовыми подшипниками и центральной рессорной подвеской. Конструкция ходовой части балансирного типа обеспечивает равномерное распределение давлений колесных пар на рельсы.

Опорные узлы (рис. VIII.7) представляют собой пространственные шарниры, обеспечивающие компенсацию угловых перекосов ходовых тележек. Корпус 2 с двумя коническими подшипниками 1 опирается на две стойки 4 со сферическими подпятниками 3, воспринимающими вертикальную нагрузку от веса футерованного корпуса и жидкого металла. В горизонтальной плоскости корпус шарнирно связан через пружинные буферы 6 с платформой. Тяговое усилие и горизонтальные нагрузки воспринимаются шкворнем 5 со сферической головкой, входящей в расточку корпуса.

Механизм поворота миксера снабжен навесным многодвигательным приводом (рис. VIII.8), состоящим из тихоходного редуктора 3, насаженного на приводную цапфу, четырех быстроходных трехступенчатых редукторов 1, посаженных на выходные концы валов-шестерен тихоходного редуктора, и четырех электродвига-

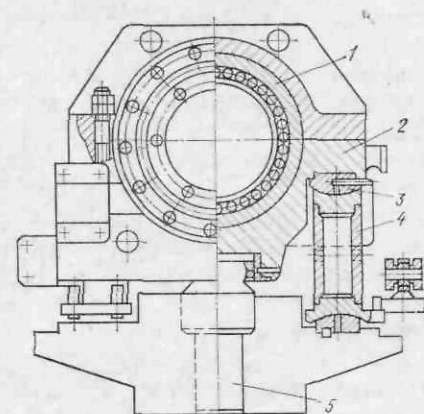
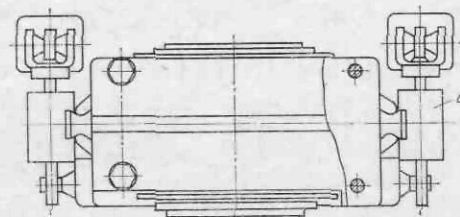


Рис. VIII.7. Опорный узел передвижного миксера вместимостью 420 т



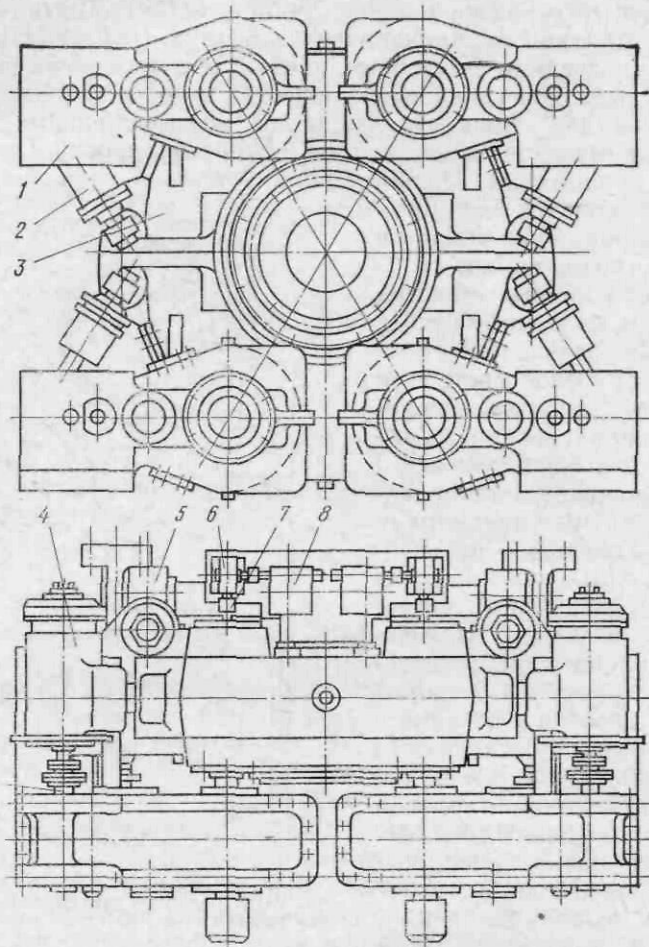


Рис. VIII.8. Механизм поворота передвижного миксера вместимостью 420 т

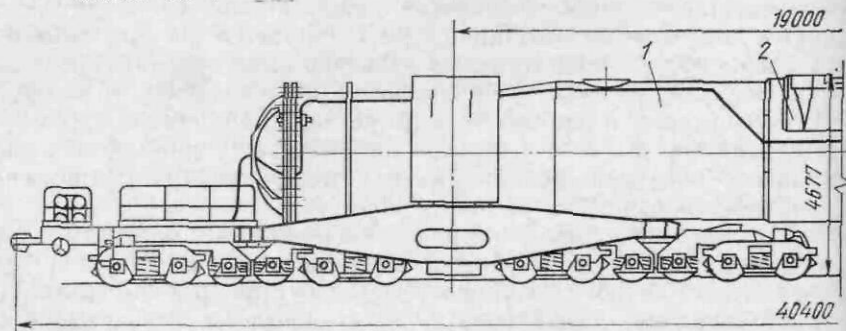


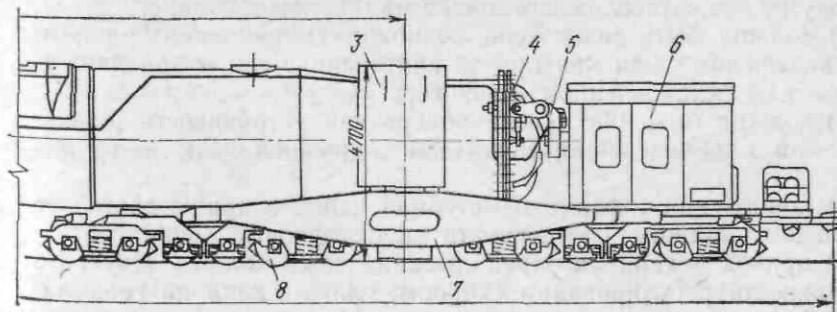
Рис. VIII.9. Передвижной

телей 4 со встроенными тормозами, соединенных с быстроходным редуктором зубчатой муфтой 9. Корпуса быстроходных редукторов связаны с корпусом тихоходного редуктора пружинными буферными 2 со сферическими шарнирами. Тихоходный редуктор фиксируется от поворота удерживающим устройством (пружинным буфером) 5. Посадку и снятие быстроходных и тихоходных редукторов осуществляют с помощью соответственной малой и большой гидрошайб (кольцевых гидравлических домкратов).

Для регистрации угла поворота миксера на пульте управления в переливочном отделении сталеплавильного цеха в приводе установлен сельсин-датчик, получающий вращение вместе с командо-аппаратами 8 от верхних валов-шестерен тихоходного редуктора через кинематический червячный редуктор 6. Частоту вращения миксера определяют тахогенераторами 7, связанными с быстроходными валами верхних редукторов 1.

Миксер вместимостью 600 т (рис. VIII.9) предназначен для внутризаводского транспортирования жидкого чугуна из доменного цеха в конвертерный и отличается от ранее рассмотренных повышенной вместимостью и рядом оригинальных конструктивных решений, направленных на возможность механизированного ремонта футеровки, обеспечения самовозврата миксера и его перемещения по железнодорожному пути нормальной колеи.

Миксер состоит из сварного цилиндрического корпуса 1 со съемными днищами 4, горловины 2 с двумя носками для слива чугуна, двух опорных узлов 3, состоящих из восьми роликов каждый, на которые опираются бандажи корпуса миксера; многодвигательного механизма поворота, защищенного кабиной 6 по типу, показанному на рис. VIII.6; двух опорных платформ (тележек) 7, расположенных на концах корпуса миксера; четырех трехосных тележек 8 под каждой опорой, соединенных между собой и платформой системой балансиров (по типу опор крана с вантовым мостом, рис. II.18, б, в), что обеспечивает равномерное распределение нагрузки между колесными парами и вписывание в кривые железнодорожного пути.



миксер вместимостью 600 т

Привод расположен стационарно на платформе и состоит из тихоходного редуктора, четырех навесных трехступенчатых редукторов с двигателями, демпферов и поворотного механизма. Быстроходные редукторы и демпферы унифицированы с аналогичными узлами миксеров меньшей вместимости (420 т). Специальный рычажный поводковый механизм 5 привода, закрепленный на валу тихоходного редуктора, позволяет равномерно распределять нагрузки, компенсировать взаимное перемещение привода и корпуса миксера. Плавность и широкая регулировка частоты вращения корпуса осуществляются тиристорным преобразователем. Самовозврат миксера в исходное положение при обесточивании электродвигателя или выходе из строя двигателя достигается за счет эксцентричного расположения корпуса по отношению к бандажам и оси вращения.

Средняя часть корпуса миксера изготовлена из обечаек повышенной толщины (120 мм). Для ремонтных работ, замены ходовой части предусмотрены гидравлические домкраты для подъема миксера. Увеличение вместимости передвижных миксеров приводит к снижению удельных капитальных затрат и коэффициента тары.

3. ШЛАКОВОЗЫ

Шлаковозы предназначены для приема выпускаемого из доменной печи жидкого шлака и транспортирования его к местам переработки в различные строительные материалы.

Шлаковозы, как правило, содержат следующие узлы: чашу — емкость для шлака; опорное кольцо для чаши; раму с лафетами; две двухосные ходовые тележки железнодорожного типа и предохранительные устройства. Шлаковозы снабжены автоматическими пневмотормозами.

Различают два основных типа шлаковозов: с одной чашей (одночашевые) и с двумя чашами (двухчашевые). Шлаковозы каждого типа выполняют с механизмом опрокидывания чаши или без него. Привод механизма опрокидывания — электрический.

К шлаковозам предъявляются следующие основные требования:

- 1) форма чаши должна способствовать беспрепятственному выходу из нее затвердевшего шлака на шлаковом отвале;
- 2) должна быть исключена возможность самопроизвольного опрокидывания чаши как при ее кантовании, так и при движении или остановленном шлаковозе;
- 3) должна быть обеспечена поперечная устойчивость шлаковоза при опрокидывании чаши как порожней, так и груженой;
- 4) конструкция, форма и материал чаши, а также способ ее крепления должны обеспечивать долговечность чаши;
- 5) привод механизма опрокидывания чаши должен допускать возможность регулирования скорости слива шлака на грануляционных установках;

6) как и для чугуновозов, необходимы возможно большая постановочная емкость и меньший коэффициент тары.

Чаша, являющаяся основной сменной деталью шлаковоза, работает в исключительно тяжелых температурных условиях, характеризуемых высоким и неравномерным ее нагревом, частыми и резкими теплосменами. Неравномерный и высокий нагрев приводит к потере стенки чаши начальной формы, способствует появлению и развитию трещин в стенке, в результате чего чаша становится непригодной для дальнейшей эксплуатации.

Каждому наливу предшествует очистка чаши от застывшего шлака и опрыскивание внутренней ее поверхности раствором известной или глины во избежание приваривания к ней шлака или чугуна. С этой целью на дно чаши насыпают слой мусора (остатки остывшего шлака, песок и др.) высотой 200—300 мм. Однако эти меры нередко оказываются малоэффективными. Для удаления остатков шлака из чаши производят механические удары по ней или подают воду в неостывшую чашу. Все это снижает ее долговечность.

На прочность и стойкость чаши большое влияние оказывают ее форма, конструкция и материал, а также схема крепления на опорном кольце. По форме чаши шлаковозы различают круглые и овальные. Из круглых чаш наиболее широко применяют конические со сферическим дном. Эта форма лучше других удовлетворяет требованиям долговечности и обеспечивает наилучшие условия удаления застывшего шлака из чаши. Фактором, лимитирующим емкость овальных чаш, является относительно малая их стойкость. В сравнении с круглыми чашами они менее жесткие.

Чаши изготавливают литыми из чугуна или стали. Несмотря на то, что чугунное литье в 1,5—1,8 раза дешевле стального и легче отлить чашу из чугуна с гладкой внутренней поверхностью, стальные чаши получили в последние годы преимущественное распространение. Это объясняется тем, что стойкость чаш, отлитых из стали, в 3—3,5 раза выше чугуновых. Благодаря высокой прочности и хорошим пластическим свойствам сталь лучше противостоит действию механических и температурных напряжений.

В отечественных доменных цехах получили широкое применение шлаковозы с одной чашей вместимостью 11, 16 и 16,5 м³, изготавливаемые Днепропетровским заводом металлургического оборудования и ПО «Южуралмаш».

Шлаковоз с винтовым механизмом кантования чаши

Шлаковозы вместимостью 11 и 16 м³ имеют чашу круглого поперечного сечения со сферическим дном, а шлаковоз 16,5 м³ — чашу овального сечения (рис. VIII.10). Четырьмя лапами-приливами 12 чаша 6 опирается на опорное кольцо 4. Замки, образованные впадинами на лапах чаши и выступами на опорном кольце, фиксируют чашу относительно кольца посредством четырех упоров 5. Опор-

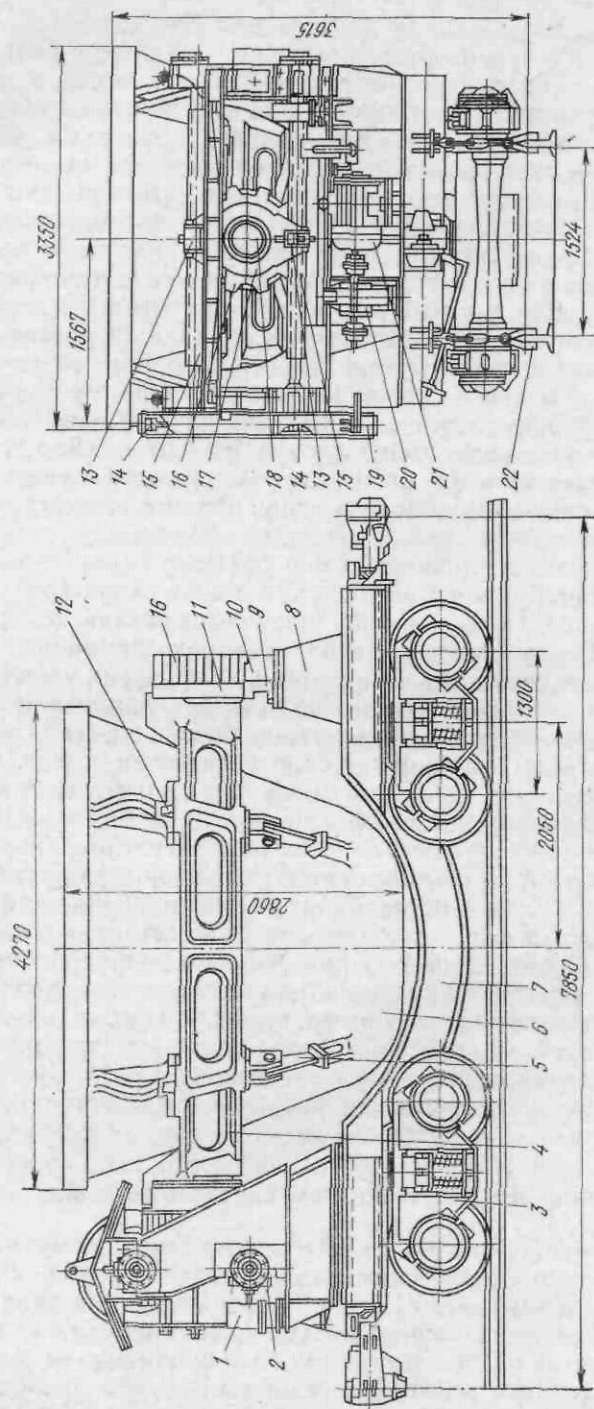


Рис. VIII.10. Шлаковоз с овальной чашей вместимостью 16,5 м³

ное кольцо представляет собой стальную отливку, в стенках которой имеются сквозные овальные отверстия, улучшающие условия охлаждения чаши. Кольцо отлито заодно с двумя катками 11 и цапфами 18, несущими на себе напрессованные зубчатые секторы 16. Катками 11 кольцо вместе с сидящей в нем чашей 6 опирается на направляющие 9, закрепленные на лафетах несущей рамы шлаковоза. При этом обеспечивается нормальное зацепление секторов 16 с зубчатыми рейками 10, также закрепленными на лафетах.

В шлаковозах вместимостью 16 и 16,5 м³ механизм опрокидывания чаши, смонтированный на раме шлаковоза, включает в себя (см. также рис. VIII.11) электродвигатель 21 переменного тока; одноступенчатый цилиндрический редуктор 20; промежуточный вал, соединенный с редуктором муфтой и несущий на себе шестерню 19; пару находящихся в зацеплении друг с другом одинаковых цилиндрических зубчатых колес 14, одно из которых получает вращение от шестерни 19; два параллельно расположенных, смонтированных на подшипниках качения грузовых винта 15 с трапециевидальной самотормозящейся резьбой; две гайки 13, закрепленные в траверсе 17, которая свободно закреплена (на втулке) на одной из цапф 18 опорного кольца 4. Шестерня 19 и колеса 14 закрыты кожухом.

Через систему передач вращение от электродвигателя 21 преобразовывается винтами 15 в поступательное движение гаек 13 и траверсы 17, а следовательно, и опорного кольца 4 с чашей 6. Находясь в зацеплении с неподвижными рейками 10, зубчатые секторы 16 при этом обкатываются по ним, приводят во вращение опорное кольцо с чашей. Таким образом, при движении катков 11 по направляющим 9 происходит опрокидывание чаши при одновременном перемещении ее от середины рамы шлаковоза к краю. По мере приближения чаши к краю рамы угол поворота чаши возрастает, достигая 116—118 град за 1,3—1,5 мин.

Опрокидывание чаши можно производить в ту или иную сторону от железнодорожного пути. Выключение электродвигателя при достижении чашей крайних положений осуществляется командоаппаратом 1, установленным на раме шлаковоза и связанным с нижним винтом 15 посредством кинематической червячной передачи 2. Мощность двигателя 22 кВт.

Механизм опрокидывания чаши шлаковоза вместимостью 11 м³ отличается от описанного наличием одного винта 15 (вместо двух) и цепной кинематической передачи вместо червячной. Рама представляет собой сварную металлоконструкцию, состоящую из двух лафетов 8, двух продольных изогнутых балок 7 коробчатого сечения, жестко соединяющих лафеты и связанных между собой поперечными балками. Она снабжена двумя рельсовыми захватами 22, используемыми для предупреждения возможности опрокидывания шлаковоза при разгрузке чаши. Рама опирается на две двух-

осные самоустанавливающиеся ходовые тележки 3, аналогичные по своему устройству ходовым тележкам чугуновозов.

Кинематическая схема винтового механизма кантования чаши шлаковоза представлена на рис. VIII.11. Рассмотренный шлаковоз имеет малый срок службы винтов и гаек в связи с тяжелыми условиями их работы.

Существенное упрощение конструкции и эксплуатации шлаковоза, а также снижение коэффициента тары достигается за счет выполнения шлаковоза без механизма опрокидывания чаши. В от-

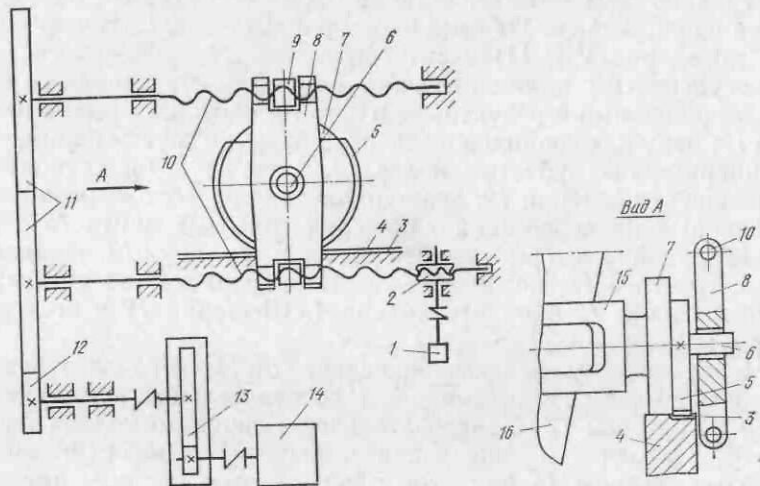


Рис. VIII.11. Кинематическая схема винтового механизма кантования чаши шлаковоза:

1 — командоаппарат; 2 — кинематический редуктор; 3 — рейка; 4 — рельс; 5 — зубчатый сегмент; 6 — цапфа опорного кольца; 7 — катки; 8 — траверса; 9 — гайка; 10 — винты; 11 — зубчатые колеса; 12 — шестерня; 13 — редуктор; 14 — двигатель; 15 — опорное кольцо; 16 — чаша

личие от описанной выше конструкции опорное кольцо имеет с каждой стороны по две цапфы, опирающиеся на лафеты рамы. Кантование чаши производится поворотом ее относительно соосных цапф с помощью крана или специального кантовального устройства, расположенного вне шлаковоза и выполняемого стационарным на грануляционных агрегатах и передвижным на шлаковых отвалах.

На зарубежных заводах используют шлаковозы без опорного кольца. Чаша их выполнена заодно с двумя спаренными цапфами, которые опираются на роликовые дорожки, встроенные в лафеты несущей рамы.

Несмотря на достоинства шлаковозов без индивидуального механизма опрокидывания чаши, применение их как в СССР, так и за рубежом весьма ограничено. Это объясняется, по-видимому, сложностью создания универсального кантовального устройства для шлаковых отвалов и грануляционных агрегатов.

Вместимость чаши, м ³	11	16,5
Масса чаши, т	13,6	19,7
Мощность электродвигателя привода поворота чаши, кВт	22	22
Масса порожнего шлаковоза, т	46,2	63,2
Постановочная вместимость, м ³ /т	1,4	2,1
Коэффициент тары, т/м ³	4,2	3,8

Расчет моментов при опрокидывании чаши и устойчивости шлаковоза

Моменты при опрокидывании чаши. Расчет производят для случая выгрузки из чаши затвердевшего шлака, т. е. когда возникает максимальное сопротивление опрокидыванию.

Момент сопротивления опрокидыванию чаши представляет собой сумму моментов относительно оси вращения чаши, создаваемых весом шлака и чаши с опорным кольцом (рис. VIII.12).

$$M = M_1 + M_2 = (G_1 l_1 + G_2 l_2) \sin \varphi, \quad (\text{VIII.7})$$

где M_1 — момент от веса шлака; M_2 — момент от веса чаши с опорным кольцом; G_1 и G_2 — веса соответственно шлака и чаши с опорным кольцом; l_1 и l_2 — расстояния от центра тяжести шлака и чаши с опорным кольцом до оси вращения чаши (оси катков); φ — угол поворота чаши.

Максимальное значение момента от веса шлака M_1 соответствует горизонтальному положению чаши и такому количеству затвердевшего шлака в ней, при котором верхняя открытая поверхность его, параллельная верхней кромке чаши, проходит через ось вращения 0. Это значение момента и принимают в расчете.

Тяговое усилие, требующееся для горизонтального перемещения системы опорное кольцо—чаша

$$F = \frac{2M}{D} k, \quad (\text{VIII.8})$$

где D — диаметр начальной окружности зубчатого сектора; k — коэффициент учета дополнительных сопротивлений от засорения направляющих и зубчатой рейки.

Крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{дв} = \frac{M_B}{u\eta} = \frac{F \operatorname{tg}(\alpha + \rho) r}{u\eta}, \quad (\text{VIII.9})$$

где M_B — крутящий момент на оси винта механизма кантования; α — угол подъема винтовой линии; ρ — угол трения; r — средний радиус винта; u — передаточное число редуктора; η — к. п. д. передачи.

Мощность электродвигателя определяют с учетом коэффициентов запаса мощности и допустимой перегрузки как для кратковременного режима работы.

Устойчивость шлаковоза и усилия в рельсовых захватах. При кантовании чаши с застывшим шлаком шлаковоз может опрокинуться. Для предупреждения этого раму шлаковоза при помощи захватов 4 (рис. VIII.13) прикрепляют к головке рельса со стороны, противоположной выгрузке шлака.

При повороте чаши 1 шлак 2 вначале движется вместе с ней. Затем, когда составляющая силы тяжести шлака, направленная вдоль стенки чаши, превысит силу трения его о стенку, начнется

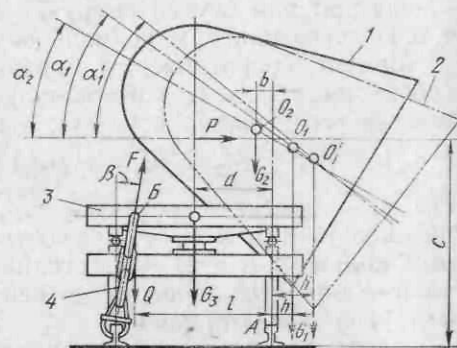
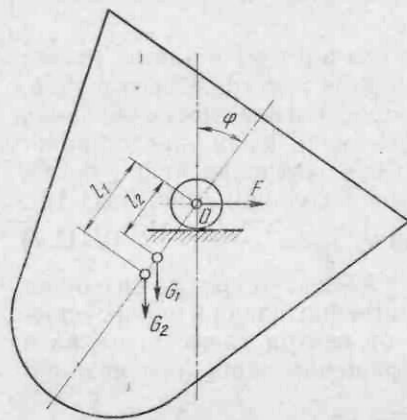


Рис. VIII.12. Схема к расчету моментов от веса чаши и шлака при кантовании чаши шлаковоза

Рис. VIII.13. Схема к расчету устойчивости шлаковоза

скольжение шлака по стенке (при $\alpha_1 = \alpha_2$). В дальнейшем в зависимости от положения центра тяжести застывшего шлака O_1 или O_2 относительно нижней кромки чаши к движению шлака вдоль стенки с одновременным вращением вместе с чашей может прибавиться поворот его относительно кромки чаши (при $\alpha_1' > \alpha_1$ и $h' > h$). При этом возможно, что шлак задним торцом не заденет за противоположную стенку чаши или, напротив, с ударом упрется в эту стенку, а затем постепенно по мере поворота чаши выйдет из нее. Более опасным с точки зрения поперечной устойчивости шлаковоза является последний случай. Плечо h' может быть в 1,5—2,0 раза больше плеча h . Устойчивость шлаковоза считается обеспеченной, если при опрокидывании чаши не происходит одностороннего отрыва несущей рамы 3 от ходовых тележек.

Максимальное усилие в точке крепления Б каждого из двух рельсовых захватов определяют из условия равновесия моментов всех действующих сил относительно точки опрокидывания А (рис. VIII.13)

$$Q_{\max} = \frac{G_1 h' + P c - G_2 b - G_3 d}{2l} \quad (\text{VIII.10})$$

где G_1, G_2, G_3 — веса соответственно шлака чаши с опорным кольцом и несущей рамы; P — сила ветра; h', b, d, c — соответствующие плечи указанных сил относительно точки А; l — плечо приложения силы Q .

При определении усилия F_{\max} в одном рельсовом захвате 4 необходимо учесть его отклонение от вертикальной плоскости на угол β

$$F_{\max} = Q_{\max} / \cos \beta \quad (\text{VIII.11})$$

Шлаковоз с зубчатым механизмом кантования чаши

На рис. VIII.14 приведена конструкция шлаковоза с приводом кантования чаши через зубчатые передачи. От фланцевого двигателя 1 через самотормозящийся редуктор 2 с консольной шестерней 10 вращение передается зубчатому сектору 3 диаметром 2180 мм, который жестко закреплен на цапфе 7 опорного кольца 4 чаши. Сектор 3 и опорное кольцо вместе с другим зубчатым сектором 5, выполненным совместно с катком 6 диаметром 1000 мм, перемещаются путем обкатывания сектором 5 и катком 6 неподвижных зубчатых 8, 9 и гладких сегментов 11 диаметром 1400 мм, которые установлены на стойках лафета 13. При этом обеспечивается перемещение опорного кольца с чашей в направлении, перпендикулярном оси железнодорожного пути (по 908 мм на сторону) и поворот чаши на угол до 118 град.

Постоянство межцентрового расстояния (1200 мм) между осью выходного вала редуктора 2 и осью цапфы 7 опорного кольца 4 при кантовании обеспечивается водилами 12, которые закреплены на цапфах 7 опорного кольца 4 и соединены с осями 14 лафета 13.

Чаши шлаковозов могут наполняться шлаком, имеющим температуру 1500 °С и плотность до 3,7 т/м³. Масса шлаковозов с чашами вместимостью 11 и 16,5 м³ составляет 61,2 и 64,7 т. Днепропетровский завод металлургического оборудования (ДЗМО) разработал шлаковоз такого типа вместимостью 18 м³ с общим передаточным числом механизма кантования чаши 6256 и двигателем мощностью 15 кВт.

Расчет механизма кантования чаши шлаковоза

Расчетная схема механизма кантования показана на рис. VIII.15. Статический момент сопротивления опрокидыванию относительно точки А' контакта катка 4 с криволинейной направляющей 6

$$M_{от} = G (l \sin \varphi_2 - R_3 \sin \varphi_B), \quad (\text{VIII.12})$$

где $G = G_{ш} + G_{ч} + G_{к}$ — вес шлака и чаши с опорным кольцом 5, приложенный в общем центре тяжести; l — расстояние от оси катка O_2' до общего центра тяжести (точка С); φ_2, φ_B — углы поворота колеса 2 с чашей и водила 8; R_3 — радиус начальной ок-

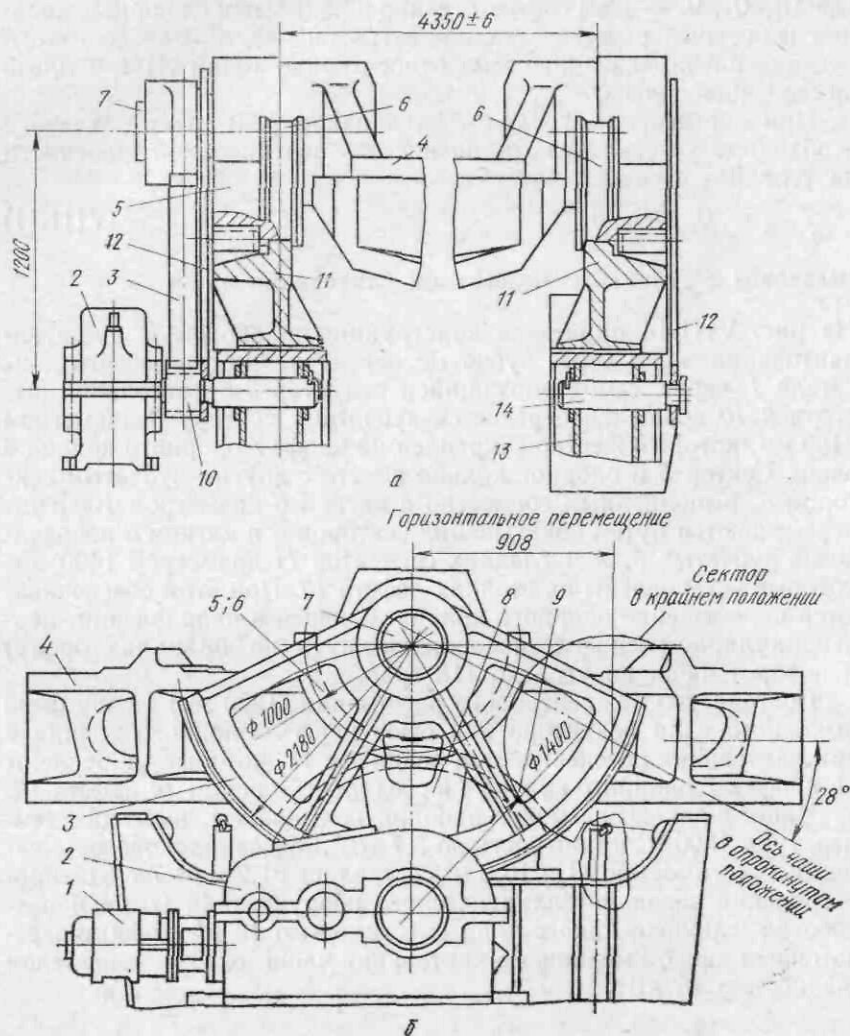


Рис. VIII.14. Привод шлаковоза с зубчатым механизмом кантования чаши:
а — общий вид; б — зубчатый механизм кантования чаши шлаковоза

ружности зубчатого сектора 3, равный радиусу катка 4, который перемещается по криволинейным направляющим 6.

Статический момент на валу двигателя

$$M_{\text{ст. дв}} = \frac{M_{\text{ст}} R_1 k_d}{(R_2 - R_3) u \eta}, \quad (\text{VIII.13})$$

где R_1, R_2, R_3 — радиусы зубчатых колес 1—3; k_d — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления при перемещении бегунов и зубчатого сектора по засоренным направляющим и

зубчатой рейке ($k_d = 1,5$); u — передаточное число редуктора; η — общий к. п. д. всех зубчатых передач механизма.

Углы поворота чаши φ_2 и водила φ_B определяются по формулам:

$$\varphi_2 = \varphi_1 (1 - u_{3,7}) / (1 - u_{1,2} u_{3,7}); \quad \varphi_B = \varphi_1 / (1 - u_{1,2} u_{3,7}), \quad (\text{VIII.14})$$

где φ_1 — угол поворота зубчатого колеса 1; $u_{1,2}; u_{3,7}$ — передаточные числа зубчатых пар по отношению к водилу.

Передаточные числа равны:

$$u_{1,2} = R_2 / R_1; \quad u_{3,7} = R_7 / R_3, \quad (\text{VIII.15})$$

где R_1, R_2, R_3, R_7 — радиусы зубчатых колес 1—3, 7 (знак «минус» соответствует внешнему зацеплению).

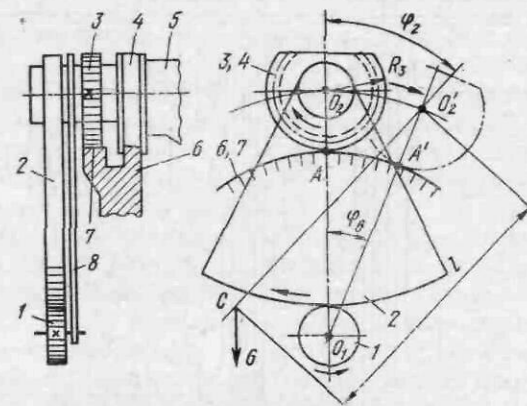


Рис. VIII.15. Схема к расчету зубчатого механизма кантования чаши шлаковоза

Мощность двигателя механизма кантования, работающего в кратковременном режиме, определяют с учетом динамического момента инерции и коэффициента допустимой перегрузки.

4. ОТДЕЛЕНИЕ РАЗЛИВКИ ЧУГУНА

В отделении (рис. VIII.16) располагают разливочные машины конвейерного типа, которые оборудуют средствами для подачи чугуновозов к машинам, кантования ковшей для слива жидкого чугуна в движущиеся изложницы машины, охлаждения жидкого чугуна и погрузки чушек на железнодорожные платформы. Машины размещают параллельно друг другу в закрытых наклонных галереях, расположенных перпендикулярно основному зданию. Необходимое число разливочных машин определяют исходя из разницы между максимальным суточным производством чугуна в доменных печах и минимальным суточным потреблением его сталеплавильными агрегатами.

В состав разливочного отделения входят также участок для приготовления известкового раствора, пролет для

уборки скрапа и мусора и вспомогательные помещения. Ремонтные и уборочные работы в отделении выполняют с помощью мостового крана.

Из разливочного отделения чушковый чугун на железнодорожных платформах или в контейнерах поступает на склад холодного чугуна для его хранения и отправки потребителю. Основным видом оборудования для механизации погрузочно-разгрузочных работ на складе являются краны грузоподъемностью 8—15 т

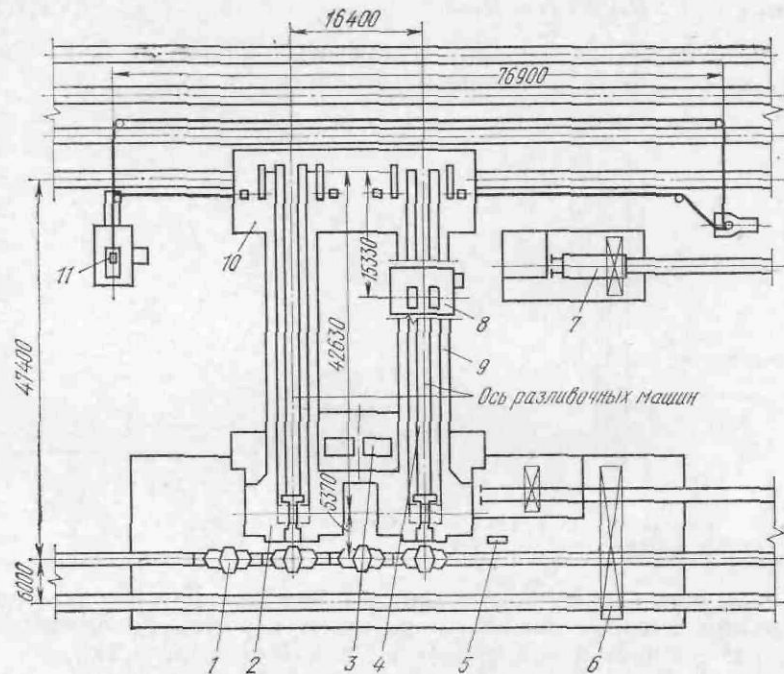


Рис. VIII.16. Разливочное отделение:

1 — чугуновоз; 2 — литейная площадка; 3 — кантовальное устройство; 4 — разливочная машина; 5 — лебедка для подтягивания чугуновозов к машинам; 6 — мостовой кран; 7 — помещение для приготовления известкового раствора; 8 — опрыскиватель; 9 — галерея; 10 — разгрузочная площадка; 11 — маневровое устройство

различного типа, а также вагонные весы грузоподъемностью 100 т. Емкость склада обычно рассчитывается на месячное производство чугуна в доменном цехе.

Разливочные машины

Разливочная машина является одним из основных технологических агрегатов доменного цеха. Она предназначена для разливки жидкого чугуна в чушки и погрузки чушек на железнодорожные платформы или в полувагоны. На машинах разливают весь вы-

плавленный в доменных печах литейный чугун и частично перелдельный.

К разливочной машине предъявляются следующие основные требования:

- 1) возможно меньшие потери чугуна в виде скрапа и боя чушек;
- 2) получение твердого чугуна высокого качества и хорошего товарного вида.

Как в СССР, так и за рубежом чугун разливают в доменных цехах на машинах конвейерного типа. Конвейер содержит две бесконечных цепи с закрепленными на них корытообразными изложницами (мульдами).

По числу лент различают два основных типа машин: одноленточные и двухленточные. В современных доменных цехах большой производительности применяют двухленточные машины. Известны также трехленточные машины. Однако из-за сложности эксплуатации они не получили большого распространения.

По конструкции конвейера также различают два типа машин: с подвижными опорными роликами, встроенными в цепи и движущимися с ними по направляющим рельсам, и с неподвижными (стационарными) роликами, поддерживающими и направляющими движущиеся цепи. Машина с подвижными роликами обладает существенными недостатками. Из-за плохих условий смазки движущихся роликов и приваривания их к цепи жидким чугуном, попадающим из изложниц, нарушается или полностью прекращается вращение роликов на осях. В результате происходит повышенный износ роликов и направляющих рельсов, возрастает натяжение цепей из-за роста нагрузки на привод конвейера и, следовательно, ускоряется износ звеньев цепей. Кроме того, установка роликов на цепи значительно усложняет ее конструкцию. По этим причинам современные конструкции отечественных и зарубежных машин выполняют со стационарными роликами.

На рис. VIII.17 представлена двухленточная разливочная машина.

Разливочная машина состоит из трех основных отделений: I — чугуновозных ковшей; II — галереи для конвейеров; III — разгрузочного. Перед разливкой чугуновоз устанавливают против стенда I таким образом, чтобы его поперечная ось совпала с продольной осью конвейеров, по которой установлен разливочный желоб 2. Посредством кантовального устройства 6 производится захват чугуновозного ковша 7 крюком, который вначале кантуется вокруг цапфы ковша на лафете, а затем при соприкосновении его лап с валиками стенда I относительно этих валиков до полного его опорожнения.

Жидкий чугун из ковша попадает в футерованный разливочный желоб 2, оканчивающийся двумя (по числу конвейеров) сливными носками, которые направляют струи чугуна в движущиеся наклонно (снизу вверх) изложницы конвейеров 4 и 5, приводы 13

и 14 которых расположены на разгрузочной стороне машины. Наполненные чугуном изложницы при движении охлаждаются водой, поступающей из смонтированных над конвейерами вдоль оси машины труб 8 с брызгалами. В верхней, разгрузочной части конвейеров происходит опрокидывание изложниц и затвердевший

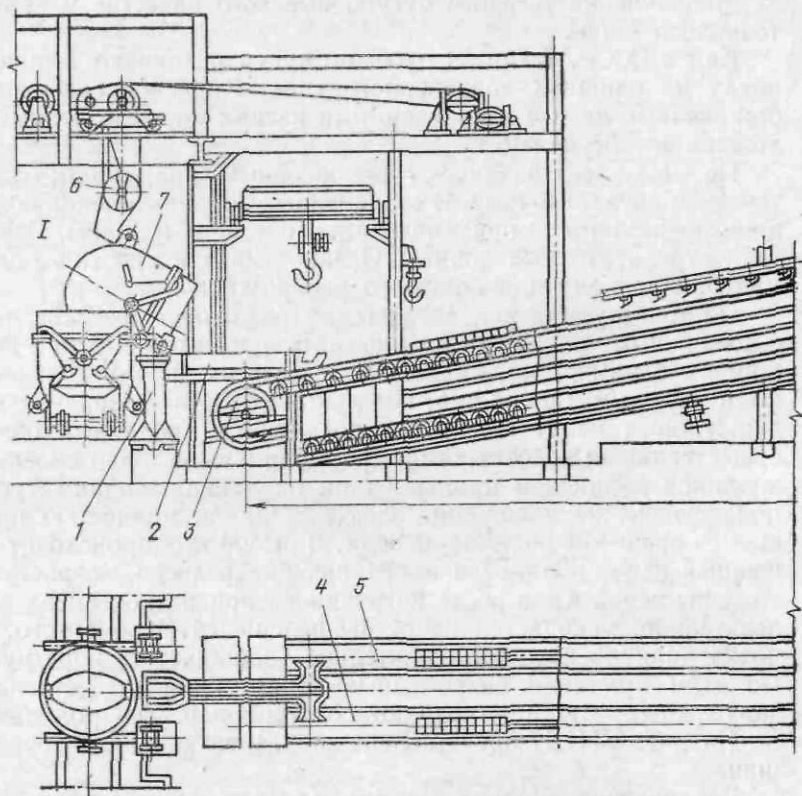
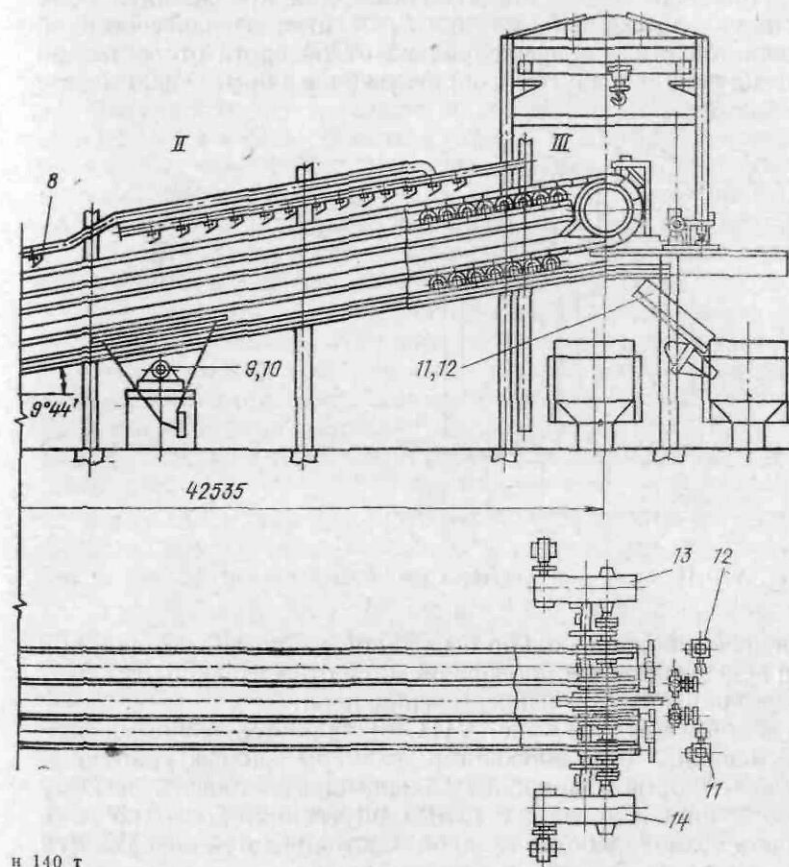


Рис. VIII.17. Двухленточная разливочная машина для ковшей вместимостью 100

чугун в виде чушек вываливается из них и по желобам погрузочных устройств 11 и 12 направляется в металлические железнодорожные платформы, которые по мере заполнения передвигаются в направлении, перпендикулярном продольной оси машины.

В месте погрузки чушек они поливаются водой для окончательного охлаждения и предохранения платформ от перегрева. Порожние изложницы в опрокинутом положении вместе с нижними ветвями конвейеров движутся сверху вниз к заливочной части машины. Посредством установленных под конвейерами опрыскивателей 9 и 10 верхняя, рабочая, поверхность изложниц

покрывается известковым раствором, который предохраняет изложницы от приваривания к ним чугуна. Нижние неприводные звездочки имеют винтовое натяжное устройство 3. Отвод от стенда и подача к нему чугуновозов осуществляются специальным маневровым устройством.



и 140 т

Каждый из конвейеров машины состоит из приводной станции, натяжной станции, роликов, а также цепи с изложницами. В состав приводной станции входят две стойки с подшипниками качения, смонтированные в подшипниках вал и две неподвижно насаженные на вал приводные звездочки, отлитые из стали. Основными элементами натяжной станции являются две направляющие, смонтированные в них ползуны с подшипниками качения, вал с двумя стальными звездочками, два винта-тяги с гайками и пружинами. Одна из звездочек сидит на валу неподвижно, а другая — свободно на втулках, что позволяет ком-

пенсировать неравномерность износа и вытяжки цепей конвейера.

Цепь конвейера (рис. VIII.18) — двухрядная. Звенья (пластины) 1 каждого ряда цепи шарнирно соединены между собой втулками 3. Соединение цепей обоих рядов выполнено с помощью валиков 2. Каждое звено имеет полки 4 для крепления к нему болтами двух изложниц 5. Втулка 3, отлитая из износостойкой марганцовистой стали, зафиксирована от поворота относительно одного звена цепи, а в другом, сопрягающемся с ним звене, имеется

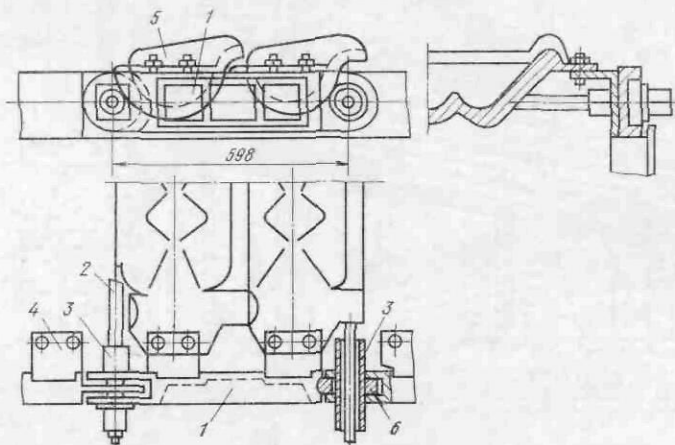


Рис. VIII.18. Звено цепи конвейера разливочной машины

застопоренное шпонкой кольцо 6 из такой же стали, которое при огибании цепью звездочек проворачивается относительно втулки 3. Этим предохраняются от износа звенья цепи.

Изложницы (см. рис. VIII.18) являются важными элементами машины, определяющими размеры, конфигурацию и массу чушек. Форма изложницы должна способствовать легкому отделению чушки. С этой же целью внутренняя поверхность ее должна быть возможно более гладкой. Состояние этой поверхности влияет на качество и товарный вид чушки.

В зависимости от требуемого развеса чушек их выполняют односторонними для получения одной чушки, или двухсторонними для получения двух чушек. Изложницы отливают с одним или с двумя разделительными гребнями на внутренней поверхности для создания соответствующих пережимов тела чушки.

Принятая конфигурация изложниц исключает переполнение их чугуном при работе машины, так как задний борт впереди идущей изложницы перекрывает передний борт изложницы, идущей вслед за ней. Превышение допустимого горизонтального уровня чугуна в изложнице исключено возможностью перетекания его в следующую, ниже расположенную изложницу.

Стойкость изложниц оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели работы разливочных машин. Оценивают стойкость изложниц расходом их в килограммах на 1 т разлитого чугуна. Стойкость изложниц зависит от многих факторов. Решающими из них при прочих равных условиях являются материал и конструкция изложниц, а также качество их опрыскивания.

Раньше изложницы отливали только из чугуна (в основном из серого чугуна марок СЧ15-32, СЧ18-36 и др.). Однако из-за малой стойкости чугунных изложниц перешли к отливке изложниц из стали. Это существенно повысило их стойкость и увеличило надежность работы машин. Вместе с тем, и в настоящее время на ряде заводов применяют чугунные изложницы. Это объясняется меньшей стоимостью чугуна и тем, что при таком исполнении легче получить гладкую внутреннюю поверхность изложниц. Для увеличения стойкости этих изложниц предложено изготавливать их из чугуна перлитной структуры.

Практика показывает, что наибольшей стойкостью обладают стальные изложницы. Наименьший расход их достигает 0,25 кг/т, что примерно в два раза меньше лучших показателей работы чугунных изложниц. Заслуживают внимания предложения об изготовлении стальных изложниц методом штамповки. Штампованные изложницы были опробованы в работе и показали весьма высокую стойкость.

Как в СССР, так и за рубежом ведутся работы по усовершенствованию конструкции изложниц и улучшению технологии опрыскивания их известковым раствором.

Приводы 13 и 14 конвейеров (см. рис. VIII.17) отличаются один от другого только схемой сборки редуктора. Каждый привод состоит из несущей рамы и смонтированных на ней электродвигателя переменного тока, цилиндрического четырехступенчатого редуктора, соединенного с двигателем эластичной муфтой, и зубчатой муфты, связывающей тихоходный вал редуктора с валом приводных звездочек. Валы редуктора смонтированы на подшипниках качения и благодаря применению шевронных передач разгружены от осевых усилий.

Система централизованной густой смазки (с автоматической смазочной станцией) обслуживает подшипники валов и осей привода и роликов конвейеров, опрыскивателей, приспособлений для выбивки чушек, валов и направляющих натяжных станций конвейеров. Редукторы приводов конвейеров и лебедок для перекидки желобов имеют жидкую картерную смазку. Шарнирные сочленения звеньев конвейерных цепей работают в условиях сухого трения.

Основными элементами опрыскивателя (рис. VIII.19) являются: сварная камера 6, вал 5 с насаженными на него дисками 4, подшипники 2, электродвигатель 1 переменного тока. Места выхода вала из камеры герметизированы с помощью конусообразных сбрасывателей раствора 3. Диски 4 своей

нижней частью помещены в раствор, который при вращении вала разбрызгивается ими под действием центробежных сил, покрывая рабочую поверхность изложниц.

Устройство для выбивки и погрузки чушек (рис. VIII.20) состоит из стационарной рамы 1, смонтированного на ней вала с отражателем 8, вала 2 с неподвижно закрепленными на нем двумя захватами 4 и рычагом 3 с роликом 3а, свободно закрепленных на этом

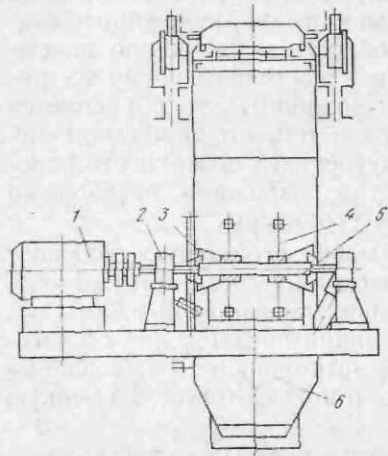


Рис. VIII.19. Опрыскиватель изложниц

валу двух рычагов 5 с дисками 6 и звездочками 7, которая неподвижно насажена на вал звездочек приводной станции. При вращении звездочки 7 рычаг 3 и захваты 4, поворачиваясь, поднимают рычаги 5, которые после выхода из зацепления ролика 3а с зубьями звездочки 7 при свободном падении ударяют дисками 6 по чушкам. Выпавшие чушки с помощью отражателя 8 направляются в стационарный желоб 15.

Лебедки 9 и 10 для перекидки соответственно нижнего 14 и верхнего 13 желобов с помощью канатов 11 и 12 состоят из электродвигателя переменного тока, эластичной муфты, червячного редуктора, канатного барабана и командоаппарата. На барабане лебедки закреплены оба конца каната; при наматывании одной ветви происходит сматывание другой, благодаря чему перекидные желоба можно переводить из одного крайнего положения в другое.

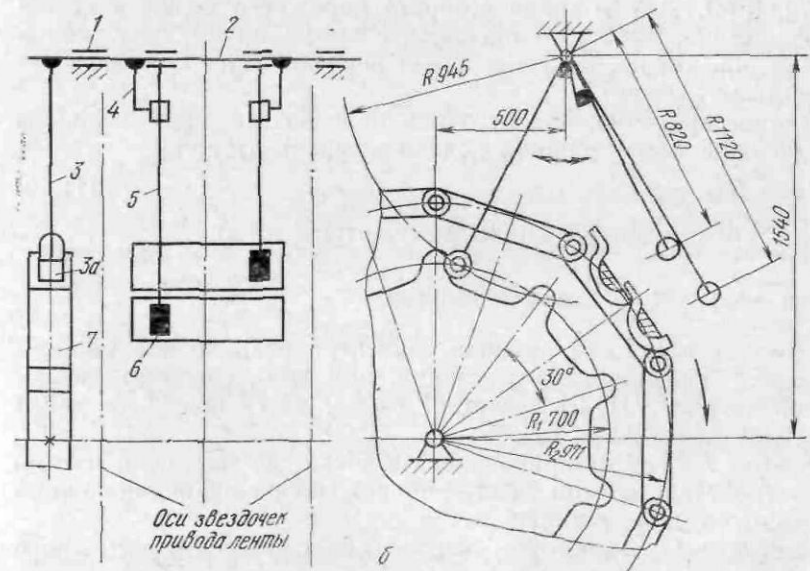
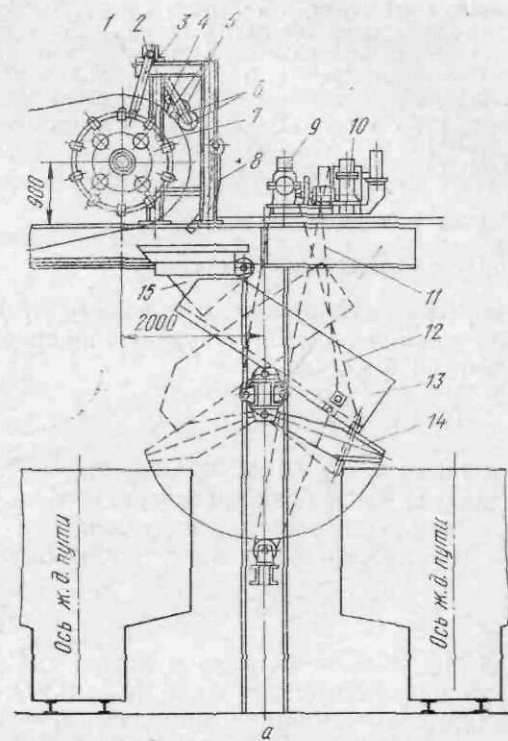
Перекидные желоба обеспечивают погрузку чушек в железнодорожные платформы, расположенные на смежных параллельных путях, или в контейнеры без остановки разливочной машины. Далее чушки направляются на склад холодного чугуна и затем со склада — в вагоны.

На НЛМК успешно эксплуатируется роторное устройство для охлаждения чушек и непосредственной их погрузки в вагоны МПС. По выходе из разгрузочной части конвейера горячие чушки по наклонному желобу поступают в рабочее колесо, погруженное вместе с нижней частью желоба в воду и вращающееся относительно горизонтальной оси. Попадая в карманы колеса, охлажденные чушки поднимаются вверх и по желобу направляются в вагоны.

Техническая характеристика двухленточной разливочной машины конструкции ИЗТМ для ковшей вместимостью 100 и 140 т

Число изложниц 308
Материал изложниц Сталь 25Л1

Рис. VIII.20. Устройство для выбивки и погрузки чушек чугуна:
а — общий вид; б — кинематическая схема механизма выбивки чушек



Масса чушек, кг	18; 23; 45
Скорость движения ленты, м/мин	11,3
Мощность электродвигателя привода, кВт	28
Производительность (т/ч) при массе чушки (двух чушек), кг:	
45	204
18+18	162
Масса машины, т	202

Расчет разливочной машины

Расчет производительности

Теоретическую производительность (т/ч) двухленточной разливочной машины, соответствующую непрерывной ее работе, определяют по формуле

$$\Pi_0 = 120 \frac{m_{ч} v}{l} z_1 z_2, \quad (\text{VIII.16})$$

где $m_{ч}$ — масса одной чушки, т; v — скорость движения ленты, м/мин; l — шаг цепи конвейера, м; z_1 — число чушек в изложнице; z_2 — число изложниц в шаге цепи.

Технически возможная производительность машины, т/ч

$$\Pi = \frac{60 m_{м}}{t_{ц}} k, \quad (\text{VIII.17})$$

где $m_{м}$ — масса металла в ковше, т; k — коэффициент учета потерь чугуна при разливке ($k = 0,97$); $t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3$ — продолжительность цикла, мин, здесь t_1 — время опрокидывания ковша с металлом до полного опорожнения, мин ($t_1 = 60 m_{м} k / \Pi_0$); $t_2 = (0,06 \div 0,12) t_1$ — время возврата порожнего ковша в исходное положение, мин; t_3 — продолжительность паузы, обусловленной заменой ковша, включая время передвижения состава с чугуном ($t \approx 15$ мин).

Технически возможная суточная производительность машины (при условии бесперебойной подачи ковшей), т/сут.

$$\Pi_c = \Pi t_c, \quad (\text{VIII.18})$$

где t_c — время работы машины в сутки ($t_c = 20$ ч).

Расчет мощности привода конвейера

При расчете мощности привода конвейера разливочной машины применяют общепринятую методику; при этом, согласно изображенной на рис. VIII.21 расчетной схеме, ленту конвейера делят на четыре участка:

участок 1—2 — от приводной звездочки, до звездочки натяжного устройства; на этом участке происходит опускание порожних изложниц по уклону вниз;

участок 2—3, на котором лента огибает звездочку натяжного устройства;

участок 3—4 — от звездочки натяжного устройства до приводной звездочки; на этом участке происходит подъем заполненных чугуном изложниц вверх по уклону;

участок 4—1, на котором лента огибает приводную звездочку.

Минимальное натяжение цепи конвейера имеет место в точке 2. Теоретически оно может быть равно нулю. Однако для предотвращения провисания сбегаящей ветви в этой точке создают натяжение $P_2 = 3 \div 5$ кН.

Натяжение цепи в точке 3 составит

$$P_3 = P_2 + W_{2-3}, \quad (\text{VIII.19})$$

где W_{2-3} — сопротивление движению на участке 2—3.

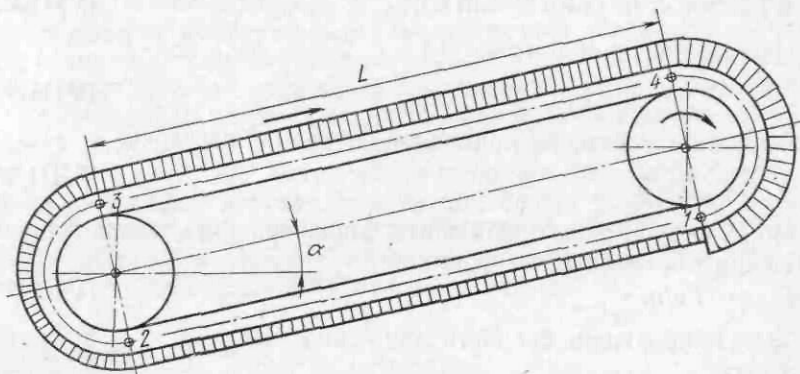


Рис. VIII.21. Схема к расчету привода конвейера разливочной машины

Сопротивление W_{2-3} складывается из сил трения на холостой звездочке, оцениваемых примерно 8—10 % от P_2 . Поэтому $P_3 = (1,08 \div 1,1) P_2$.

Сопротивление движению конвейера на участке 3—4

$$W_{3-4} = (q' + q_0) L (\omega \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (\text{VIII.20})$$

где q' и q_0 — вес соответственно ленты (цепей с изложницами) и чугуна на 1 м длины конвейера; L — длина конвейера; ω — коэффициент сопротивления движению; α — угол наклона конвейера, град.

$$\text{Здесь } (q' + q_0) = \frac{1}{l} (q + z q_0),$$

где q — вес ленты конвейера на длине шага цепи; q_0 — вес чушки; z — число чушек в шаге цепи; l — шаг цепи.

Коэффициент сопротивления определяют по формуле

$$\omega = \frac{f d + 2k}{D} k_p,$$

где f — коэффициент трения в подшипниках роликов ($f = 0,04$); d — диаметр цапфы оси ролика; k — коэффициент трения качения ($k =$

= 0,0008 м); D — диаметр ролика по кругу катания; k_p — коэффициент учета трения звеньев цепи о реборды роликов ($k_p = 2 \div 2,5$).

Натяжение цепи в точке 4

$$P_4 = P_3 + W_{3-4}. \quad (\text{VIII.21})$$

То же с учетом сопротивления на приводной звездочке W_{4-1} , оцениваемого в 10—15 % от величины натяжения P_4 ,

$$P'_1 = P_4 + W_{4-1} = (1,1 \div 1,15) P_4. \quad (\text{VIII.22})$$

Сопротивление движению конвейера на участке 1—2

$$W_{1-2} = q'L (\omega \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (\text{VIII.23})$$

Натяжение цепи в точке 1

$$P_1 = P_2 - W_{1-2}. \quad (\text{VIII.24})$$

Окружное усилие на приводной спаренной звездочке

$$F = P'_1 + P_1. \quad (\text{VIII.25})$$

Мощность привода одной ленты конвейера при установившемся движении определяют по формуле

$$P_{дв} = Fv/\eta, \quad (\text{VIII.26})$$

где v — наибольшая скорость движения ленты; η — к. п. д. редуктора.

Приведенный расчет не учитывает дополнительных сопротивлений движению ленты конвейера, связанных с возможным перекосом цепей, трением в их звеньях, ухудшением режима смазки роликов, особенно в горячей зоне машины.

Оценить точно каждый из этих факторов не представляется возможным. Поэтому электродвигатель привода конвейера применяют со значительным запасом мощности (примерно 1,5—2,0-кратным по отношению к расчетной). Расчет привода и других элементов конвейера выполняют с учетом действия максимального крутящего момента, развиваемого принятым электродвигателем.

5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ КАНТОВАНИЯ ЧУГУНОВОЗНЫХ КОВШЕЙ

Для кантования чугуновозных ковшей у разливочных машин применяют: кантовальную тележку типа передвижной лебедки; кантовальное устройство, содержащее стационарную кантовальную лебедку и автоматически передвигающуюся тележку для верхней обоймы блоков грузового полиспаста.

К устройствам для кантования ковшей предъявляют следующие основные требования:

1) в процессе разливки чугуна изложницы разливочной машины движутся с постоянной скоростью. При постоянной скорости

кантования ковша количество сливаемого из него металла в единицу времени непостоянно и зависит от изменения площади «зеркала» металла в ковше. Из указанного следует, что механизм кантования должен обеспечивать возможность регулирования (желательно плавного) скорости кантования ковша в зависимости от угла его поворота, т. е. в начале и в конце кантование для равномерного слива чугуна из ковша должно происходить быстрее, чем в середине операции разливки;

2) с целью сокращения цикла разливки скорость обратного кантования порожнего ковша должна значительно (в десять—пятнадцать раз) превышать скорость кантования ковша с металлом;

3) канаты кантовального устройства в процессе опрокидывания ковша должны незначительно отклоняться от вертикали;

4) должна быть предусмотрена возможность автоматизации управления работой механизма кантования и конвейера машины.

Кантовальная тележка и кантовальное устройство со стационарной лебедкой и автоматически передвигающейся тележкой полиспаста наиболее полно удовлетворяют всем перечисленным требованиям. Две конструкции кантовальных устройств, рассмотренные ниже, получили преимущественное применение, причем вторая принята в СССР в качестве типовой для обслуживания чугуновозов с ковшами вместимостью 100 и 140 т.

Кантовальная тележка

На рис. VIII.22 показана тележка, применяемая на отечественных заводах для кантования ковшей, которая состоит из рамы 12 с четырьмя ходовыми колесами 13, опирающимися на рельсовый путь, и механизма передвижения в составе электродвигателя 7, одноступенчатого червячного редуктора 9, цилиндрических зубчатых передач 10 и 8 и колодочного тормоза 6.

На раме смонтирован механизм кантования с двумя двигателями: подъема 2 для опрокидывания ковша при сливе металла и опускания 1 для возврата порожнего ковша. Оба двигателя через дифференциальный редуктор 3 и зубчатую передачу 4 связаны с двумя барабанами 5. Для централизованной циркуляционной смазки закрытых зубчатых зацеплений механизмов кантования предусмотрен масляный насос 11. Захват ковша для кантования грузовым полиспастом 14 производится крюковой подвеской 15.

Взаимная кинематическая связь приводов опрокидывания и возврата ковша обеспечивается дифференциальным редуктором (рис. VIII.23). При опрокидывании ковша включают электродвигатель 1 (при отключенном и заторможенном электродвигателе 15), передающий вращение (при расторможенном тормозе 2) цилиндрическому редуктору 3, червячному редуктору 4, цилиндрической передаче 5, зубчатое колесо которой соединено с большим коническим колесом 6 дифференциала. Вращение от колеса 6 передается

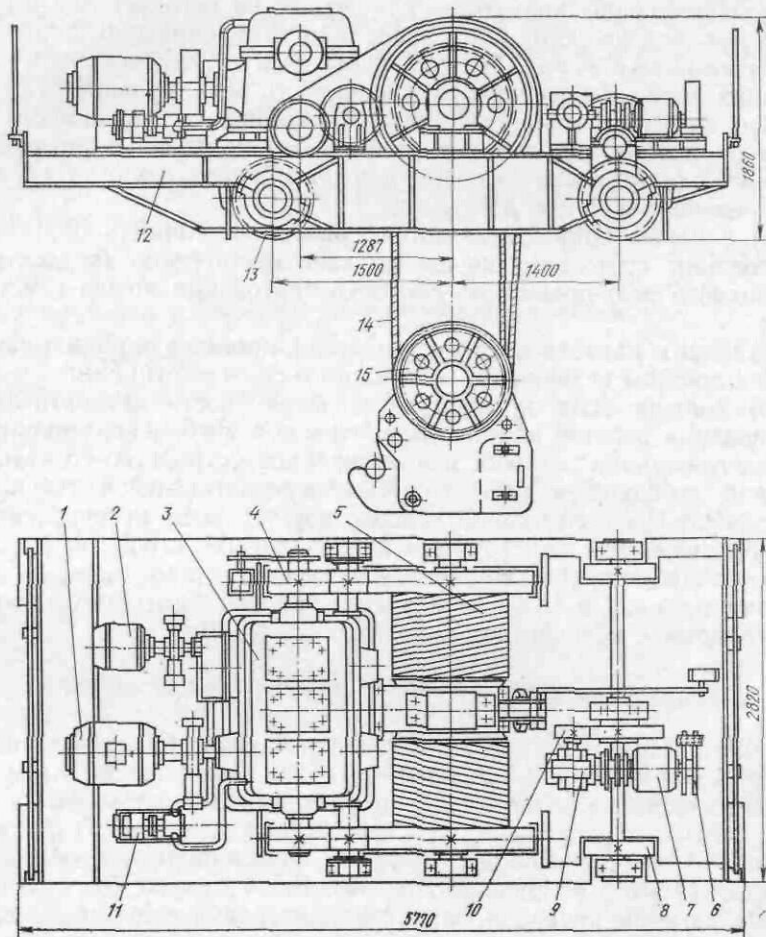


Рис. VIII.22. Кантовальная тележка

трех сателлитам 7, которые, обкатывая неподвижное коническое колесо 14, увлекают за собой водило 8, жестко связанное с ведущим валом 9. От вала 9, на консолях которого расположены две цилиндрические шестерни 10, через промежуточные шестерни 10а и зубчатые колеса 11 получают вращение барабаны 12 и 13 в сторону подъема канатов и крюка, т. е. опрокидывания ковша. Валы зубчатых передач и барабанов смонтированы на подшипниках качения.

Для возврата ковша в исходное положение под действием собственного веса включают двигатель 15 (при отключенном и заторможенном двигателе 1) для вращения барабанов 12 и 13 в направлении опускания крюка, при этом большое коническое колесо 6 неподвижно. В связи с тем, что в линии привода возврата ковша

отсутствует понижающий редуктор, скорость возврата ковша значительно больше, чем при опрокидывании. Возможна также совместная работа двух электродвигателей с вращением в одну и ту же или в противоположные стороны.

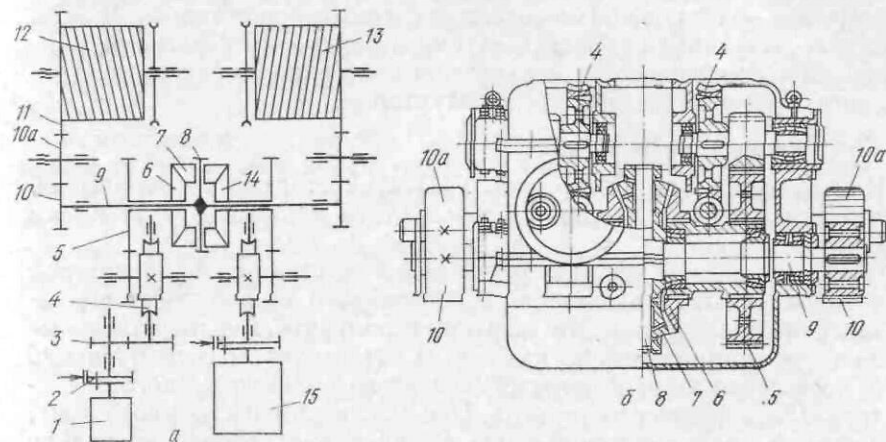


Рис. VIII.23. Кинематическая схема (а) и дифференциальный редуктор (б) механизма кантования

Передвижение тележки осуществляется периодически. При отклонении канатов полиспаста от вертикали на 4—5 град они через систему рычагов действуют на командоаппарат, который включает электродвигатель механизма передвижения тележки. Последняя движется до тех пор, пока канаты не отклонятся на 4—5 град в противоположную сторону. При этом электродвигатель автоматически выключается.

Грузовой полиспаст тележки (рис. VIII.24) состоит из крюковой подвески, включающей в себя пластинчатый крюк 1 и четыре канатных блока 2, двух блоков 5, свободно закрепленных на валах барабанов 6, уравнивающего блока 4, подвешенного к раме шестерки и огибающего блоки каната 3.

К достоинствам рассмотренной конструкции кантовальной тележки относятся: сравнительно простое ограничение угла отклонения от вертикали канатного полиспаста; автоматическое (в зависимости от угла наклона полиспаста) управление механизмом передвижения; отсутствие вспомогательной

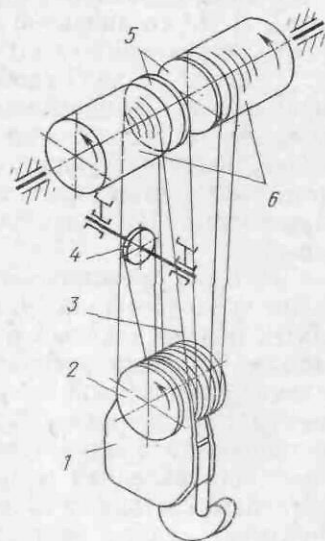


Рис. VIII.24. Схема грузового полиспаста кантовальной тележки

тележки для верхних блоков полиспаста. Недостатком такой конструкции тележки является сложность механизма кантования при наличии дифференциального редуктора и двух электродвигателей.

Конструкция кантовальной тележки может быть упрощена при применении электрического привода кантования на постоянном токе, работающем по схеме «генератор—двигатель». В этом случае различные скорости подъема и опускания ковша при кантовании обеспечиваются механизмом кантования с одним электродвигателем и цилиндрическим редуктором.

Кантовальное устройство

Кантовальное устройство (рис. VIII.25) состоит из электрической лебедки, тележки, колонки блоков, двух вертлюгов и подвески крюка.

Электрическая лебедка имеет сварную станину 8, на которой установлен электродвигатель 9 постоянного тока с двумя выходными концами вала. Это позволяет получить две параллельные силовые линии передачи, каждая из которых состоит из муфты 10 (с тормозным шкивом), трехступенчатого цилиндрического редуктора 12, колодочного тормоза 11 с магнитами постоянного тока, зубчатой цилиндрической пары 13, шестерня которой консольно насажена на выходной вал редуктора, а колесо смонтировано на валу 15 барабанов 17 и 18 (один с правой, другой — с левой нарезкой ручьев). С валом 15 через кинематическую зубчатую передачу 14 связан командоаппарат 16, а с быстроходным валом редуктора 28 — тахогенератор 29.

Вал 15 смонтирован на подшипниках качения. Колеса зубчатых пар 13 соединены с соответствующими барабанами. Одно из колес закреплено на валу 15 на шпонке; второе колесо с барабаном установлено на валу свободно и благодаря этому может самоустанавливаться. Командоаппарат 16 обеспечивает возможность автоматического управления лебедкой по заданной программе. Лебедка снабжена дублирующим ручным приспособлением для растормаживания ее привода. На барабанах закреплен своими концами канат 19, связывающий лебедку с тележкой и подвеской крюка.

Тележка представляет собой сварную раму 25 с четырьмя катками кранового типа 24, на которой установлены блоки 26 полиспаста подвески крюка и блоки 27 полиспаста передвижения тележки. Тележка расположена на двухрельсовом пути эстакады здания разливочной машины. На эстакаде смонтированы два конечных выключателя 23, предназначенных для автоматической остановки тележки в крайних рабочих положениях. Колонка блоков, установленная и закрепленная на стальных конструкциях эстакады, состоит из сварной стойки 5 с блоками 6, через которые проходит канат 7 полиспаста передвижения тележки, конец каната закреплен на подвеске крюка 1. На колонке имеется натяжное приспособление.

Вертлюг состоит из двух закрепленных на стальных конструкциях эстакады сварных стоек 20, опирающейся на них двумя цапфами литой траверсы 22 и установленного в траверсе блока 21, ось вращения которого расположена ниже оси цапф. Такая схема подвески блока обеспечивает его самоустановку и устойчивость в наклонном положении. Подвеска крюка выполнена в виде собранной на жестких стяжках обоймы 3 с установленными в ней шестью блоками 4, крюком 2 и противовесом 1.

Кантовальное устройство производит следующие операции: захват чугуновозного ковша крюком; наклон до соприкосновения лап ковша с валиками стенда разливочной машины и кантование на угол, равный 120 град с переменной скоростью, обеспечивающей слив жидкого чугуна равномерной струей; опускание порожнего ковша с повышенной скоростью и установку его в исходное положение на лафеты чугуновоза.

Перемещение тележки происходит автоматически за счет изменения длины каната между блоками 27 тележки и блоками 6 колонки в результате перемещения подвески крюка 2 при кантовании ковша. Управление электродвигателем лебедки осуществляется по схеме «генератор — двигатель».

Достоинствами рассмотренного устройства являются: возможность регулирования скоростей кантования в широком диапазоне при сравнительно простой механической части лебедки; расположение лебедки вне зоны высоких температур и удобство ее обслуживания. Это позволило принять кантовальное устройство конструкции ИЗТМ в качестве типового.

Техническая характеристика кантовального устройства конструкции ИЗТМ для ковшей 100 и 140 т

Усилие на крюке, кН:	
при кантовании ковша с металлом	444—755
при опускании ковша	115
Скорость движения крюка, м/мин:	
при опрокидывании ковша с металлом	0,073—0,847
при опускании порожнего ковша	0,847—2,190
Ход подвески крюка по вертикали, мм	5684; 6870
Ход тележки, мм	8500
Мощность электродвигателя лебедки, кВт	46
Число ступеней переключателя скоростей при управлении:	
автоматическом	19
ручном	9
Масса, т	28

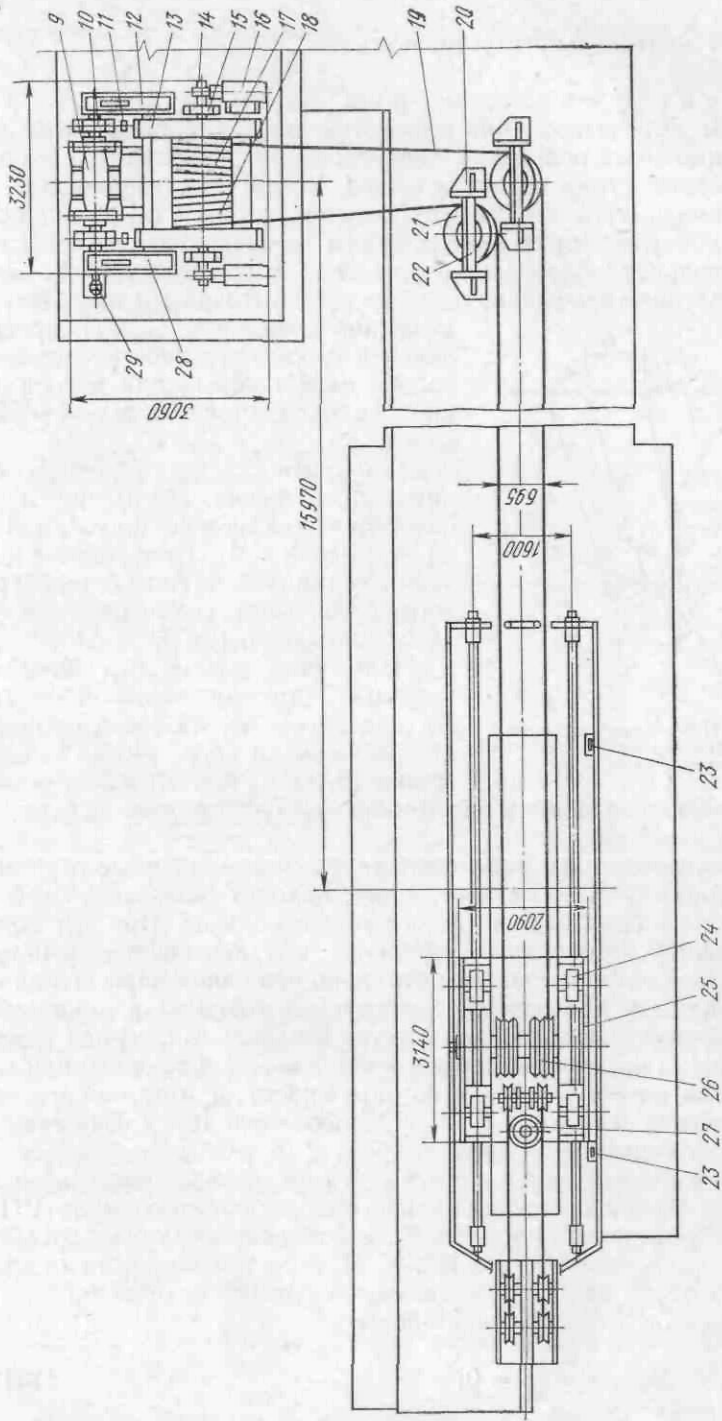
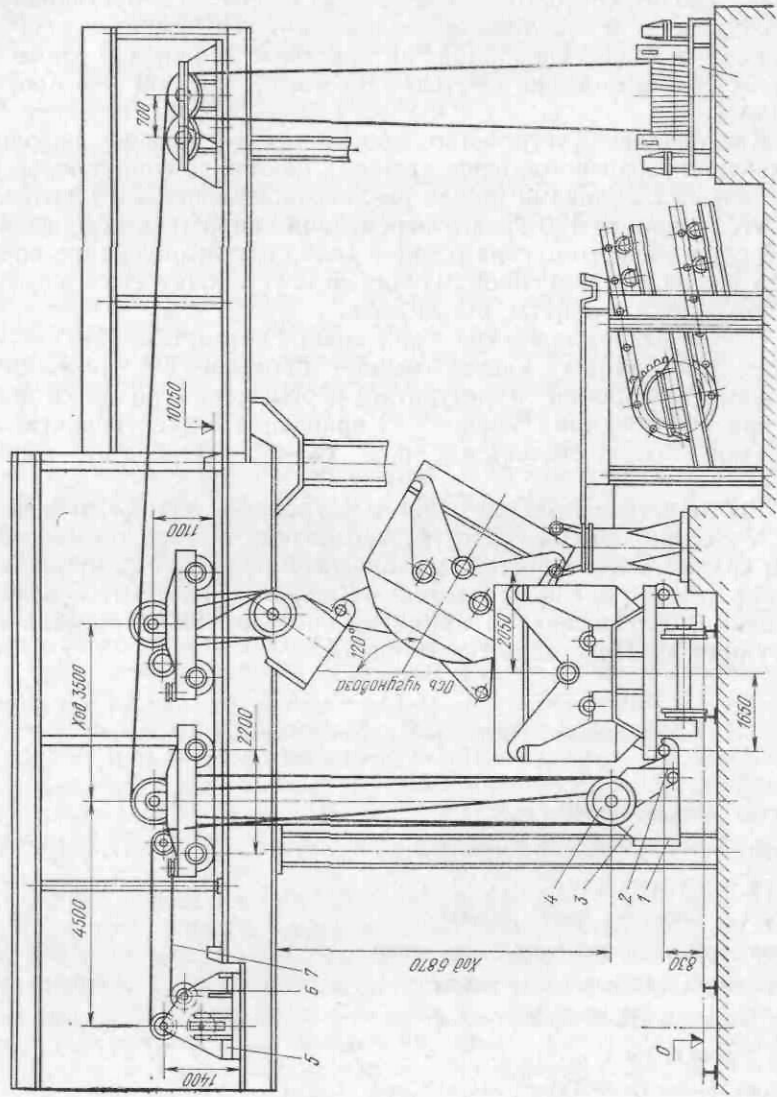


Рис. VIII.25. Кантовальное устройство для ковшей вместимостью 100 и 140 т

Расчет кантовального устройства

Траектории движения элементов устройства. Для выполнения кинематических и силовых расчетов необходимо знать положение перемещающихся элементов устройства при разных углах поворота ковша. С этой целью производят графические построения, как это показано на рис. VIII.26. На прямой траектории движения оси верхних блоков (I—I) взято произвольное положение (точка A_i). Ему соответствует вполне определенное положение оси зева крюка (точка B_i) на траектории движения этой оси (II—II), представляющей собой окружность с центром O на оси цапфы ковша или на оси опорных валиков стенда разливочной машины.

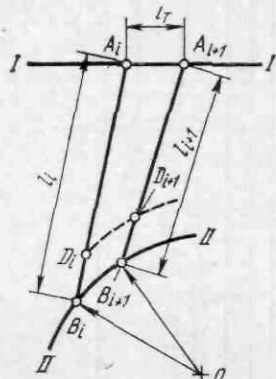


Рис. VIII.26. Схема к расчету траектории движения элементов кантовального устройства

Если кратность регулировочного полиспаста тележки i_T , то при перемещении тележки на величину l_T (из точки A_i в точку A_{i+1}) расстояние между осями верхних и нижних блоков грузового полиспаста сократится на $\Delta l = l_T i_T$, тогда $l_{i+1} = l_i - \Delta l$.

Положение точки B_{i+1} находят с помощью циркуля засечкой из точки A_{i+1} радиусом l_{i+1} на траектории II—II. Положения оси нижних блоков (точки D_i, D_{i+1} и т. д.) также находят

графически, поскольку расстояние между этой осью и осью зева крюка известно. Последовательно перемещая тележку на заданные расстояния и повторяя описанные построения, находят положения осей зева крюка и нижних блоков при кантовании ковша. При выполнении построений необходимо учитывать, что кантование начинается с опрокидывания ковша относительно оси одной пары его нижних цапф, а затем продолжается вокруг оси опорных валиков стенда разливочной машины. Кроме того, в начальный период кантования обойма крюка упирается в корпус ковша и ось нижних блоков движется вместе с ковшом по окружности до того момента, когда ось верхних и нижних блоков, а также ось зева крюка окажутся расположенными на одной прямой.

У сил в канатах х. Момент от веса ковша и жидкого металла M_i при кантовании ковша определяют по формуле (VIII.4).

Для определения усилия P_i , действующего на ось блоков грузового полиспаста (рис. VIII.27, а), с учетом момента сил трения $M_{тр i}$ в опоре ковша O составим следующие уравнения:

$$M_i + M_{тр i} - P_i h_i = 0; \quad (VIII.27)$$

равновесия всех сил (проекции сил на вертикальную ось)

$$G_i - P_i \cos \beta_j - Q_i = 0; \quad (VIII.28)$$

момента сил трения в опоре O

$$M_{тр i} = Q_i f r, \quad (VIII.29)$$

где $G_i = G_K + G_{Mi}$ — суммарный вес ковша и металла в нем; h_i — плечо приложения силы P_i относительно оси опоры O ; Q_i — реакция в опоре O ; β_j — угол отклонения оси грузового полиспаста от вертикали; f — коэффициент трения в подшипниках опоры O ; r — радиус опорной цапфы.

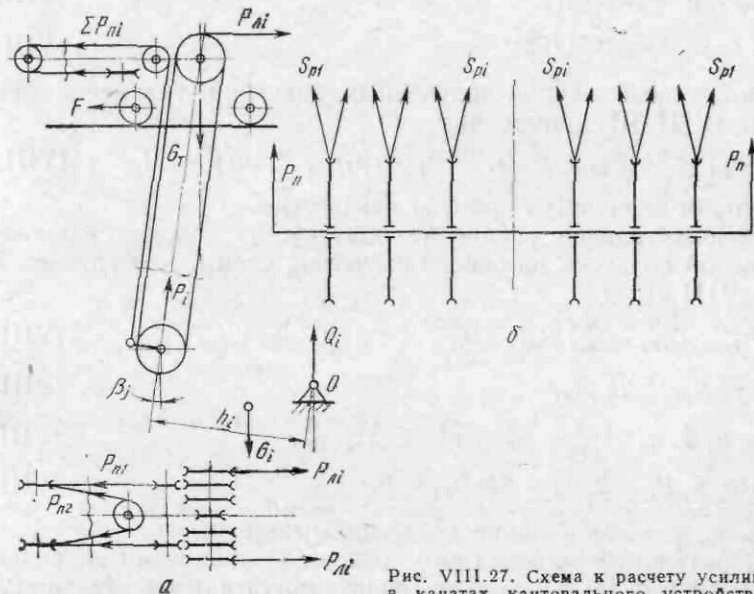


Рис. VIII.27. Схема к расчету усилий в канатах кантовального устройства

Определив из выражения (VIII.28) величину Q_i , подставим ее значение в формулу (VIII.29) и затем значение $M_{тр i}$ в формулу (VIII.27), из которой после преобразования получим

$$P_i = (M_i + G_i f r) / (h_i + f r \cos \beta_j). \quad (VIII.30)$$

Для определения усилий в канатах лебедки $P_{лi}$ напишем уравнение равновесия сил (проекции сил на горизонтальную ось):

$$2P_{лi} - \sum P_{ni} - F_i - P_i \sin \beta_j = 0, \quad (VIII.31)$$

где $\sum P_{ni}$ — сумма усилий в канатах полиспаста передвигания тележки; $F_i = \omega (G_T + P_i \cos \beta_j)$ — сила сопротивления движению тележки; ω — коэффициент сопротивления движению тележки; G_T — вес тележки.

Из схемы полиспаста тележки получим

$$\sum P_{ni} = 2(P_{n1} + P_{n2}), \quad (\text{VIII.32})$$

Если обозначить через P_{n2} усилие в канатах полиспаста передвижения тележки в точке присоединения их к крюковой подвеске, то

$$P_{n1} = P_{ni}/\eta_p; \quad P_{n2} = P_{ni}/\eta_p^2, \quad (\text{VIII.33})$$

где η_p — к. п. д. полиспаста.

Следовательно:

$$\sum P_{ni} = 2k_p P_{ni}, \quad (\text{VIII.34})$$

где $k_p = 1/\eta_p + 1/\eta_p^2$. (VIII.35)

После подстановки полученных значений уравнение равновесия (VIII.31) примет вид

$$2P_{ni} - 2k_p P_{ni} - w(G_T + P_i \cos \beta_j) - P_i \sin \beta_j = 0, \quad (\text{VIII.36})$$

в котором величины P_{ni} и P_{pi} неизвестны.

Дополнительное уравнение получим из условия равновесия крюковой подвески на основе расчетной схемы, изображенной на рис. VIII.27, б

$$P_i - 2P_{ni} - \sum S_{pi} = 0, \quad (\text{VIII.37})$$

где $\sum S_{pi} = 2k_n S_{ni}$ (VIII.38)

и $k_n = \eta_n + \eta_n^2 + \eta_n^3 + \eta_n^4 + \eta_n^5 + \eta_n^6$, (VIII.39)

тогда $P_i - 2P_{ni} - 2k_n P_{ni} = 0$, (VIII.40)

здесь η_n — к. п. д. блока подъемного полиспаста.

В результате совместного решения уравнений равновесия (VIII.36) и (VIII.40) получим зависимость для определения усилия в канатах лебедки

$$P_{ni} = \frac{P_i (k_p + w \cos \beta_j + \sin \beta_j) + wG_T}{2(1 + k_p k_n)} \quad (\text{VIII.41})$$

и усилия в канатах регулировочного полиспаста

$$P_{pi} = (P_i - 2k_n P_{ni})/2. \quad (\text{VIII.42})$$

На рис. VIII.28 показан характер изменения усилия P_{ni} в канатах лебедки в зависимости от длины каната, навивающегося на барабан. Точка l_{61} , при которой $P_{ni} = P_{ni \max}$, соответствует началу поворота ковша относительно оси опорных валиков стэнда разливочной машины.

Скорость кантования. Для обеспечения равномерного слива металла из ковша скорость кантования должна изменяться по определенному закону.

Вес металла в ковше при данном угле его наклона φ_i

$$G_{mi} = V_i \rho, \quad (\text{VIII.43})$$

где ρ — плотность металла; V_i — объем металла в ковше.

Используя один из методов определения объема жидкого металла в ковше, рассмотренный выше, построен график веса оставшегося в ковше металла в зависимости от его угла поворота $G_{mi} = f(\varphi)$ (рис. VIII.29, I четверть).

Во II четверти изображен график равномерного слива металла $G_{mi} = f(t)$. График построен по двум точкам: в точке $t = 0$ ковш полностью заполнен металлом ($G_m = G_0$); в конце слива $G_{mi} = 0$.

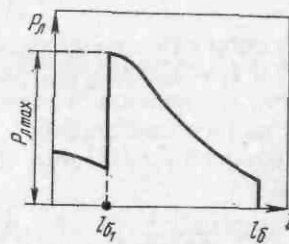


Рис. VIII.28. Зависимость усилия в канатах лебедки P_{ni} от длины каната l_6 , навиваемого на барабан кантовального устройства

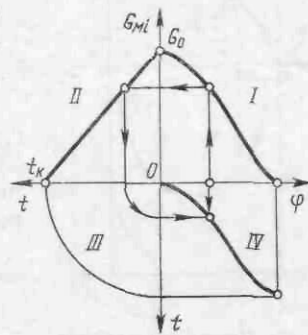


Рис. VIII.29. Зависимость веса оставшегося в ковше металла G_{mi} от угла поворота ковша φ и времени слива t

Длительность слива металла, мин

$$t_k = 60G_0/P_0, \quad (\text{VIII.44})$$

где P_0 — теоретическая производительность разливочной машины.

В IV четверти построен график опрокидывания ковша $\varphi_p = f(t)$, при котором обеспечивается равномерный слив металла.

Методом графического дифференцирования выполнено построение графика угловой скорости кантования, которое представлено на рис. VIII.30. При произвольном значении времени t_i на графике $\varphi - t$ находится точка A_i . Угол наклона касательной к кривой в данной точке обозначен φ_i . Из произвольно выбранного полюса i_p в системе координат $\omega - t$ параллельно касательной проведена линия до пересечения с осью ординат, на которой отсекают отрезок OO_1 , пропорциональный искомой величине угловой скорости ω_i .

Повторяя построения для ряда значений t_i , строят график скорости кантования ковша, при этом масштаб графика угловой скорости ($c^{-1}/мм$) определяют по зависимости

$$k_\omega = k_\varphi / (h k_t), \quad (\text{VIII.45})$$

где k_φ — масштаб углов поворота, рад/мм; k_t — масштаб времени, с/мм; h — полюсное расстояние, мм (выбирают в соответствии с удобным масштабом графика).

По графику скорости кантования ковша строят график угловой скорости барабана лебедки ω_b .

На рис. VIII.31, а показана схема для определения скорости подъема крюка v_{Π} , которая определяется как проекция скорости оси зева крюка v на направление оси грузового полиспаста. Скорость оси зева крюка (в начале движения — скорость оси нижних блоков) равна $v_i = \omega r_{ki}$.

Окружную скорость барабана лебедки v_b находят из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (v_{\Pi} - v_T \sin \beta_j) i_T &= v_b - v_T; \\ v_{\Pi} - v_T \sin \beta_j &= v_T i_T, \end{aligned} \right\} \quad (VIII.46)$$

где v_T — скорость передвижения тележки; i_T и i_T — кратность грузового полиспаста и полиспаста передвижения тележки соответственно.

Из уравнений (VIII.46) находят величины

$$v_b = v_{\Pi} \frac{i_T i_T + 1}{i_T + \sin \beta_j}; \quad (VIII.47)$$

$$v_T = \frac{v_{\Pi}}{i_T + \sin \beta_j}. \quad (VIII.48)$$

Угловая скорость барабана лебедки, c^{-1}

$$\omega_b = 2v_b / D_b, \quad (VIII.49)$$

где v_b — окружная скорость барабана, м/мин; D_b — диаметр барабана, м.

График, характеризующий угловую скорость барабана, изображен на рис. VIII.31, б. Скачок скорости в точке t_1 соответствует моменту начала опирания ковша на стенд (резко увеличивается плечо OA). При ступенчатом регулировании скорости этот график делят на несколько участков с постоянной скоростью. В начале кантования требуется очень большая скорость, но поскольку в пределах углов поворота 5—10 град слива еще нет, часть графика, соответствующую этим углам, можно не учитывать.

При установке одного двигателя для подъема и опускания ковша максимальная скорость барабана соответствует опусканию ковша и может быть получена ослаблением поля статора, т. е. увеличением скорости двигателя выше номинальной.

$$\omega_{b, \max} = k_1 \omega_{b, \text{ном}} \quad (VIII.50)$$

где $\omega_{b, \max}$ — угловая скорость барабана при номинальной скорости двигателя; $k_1 = 1,8 \div 2,5$ — коэффициент увеличения скорости по отношению к номинальной.

Минимальную угловую скорость барабана находят по графику (рис. VIII.31, б), которая связана с номинальным соотношением

$$\omega_{b, \min} = k_2 \omega_{b, \text{ном}}, \quad (VIII.51)$$

где k_2 — коэффициент снижения угловой скорости (при управлении лебедкой по схеме Г—Д значение $k_2 = 0,05 \div 0,1$).

Из формул (VIII.50) и (VIII.51)

$$\omega_{b, \text{ном}} = \frac{\omega_{b, \min}}{k_2}, \quad \omega_{b, \max} = \frac{k_1}{k_2} \omega_{b, \min}. \quad (VIII.52)$$

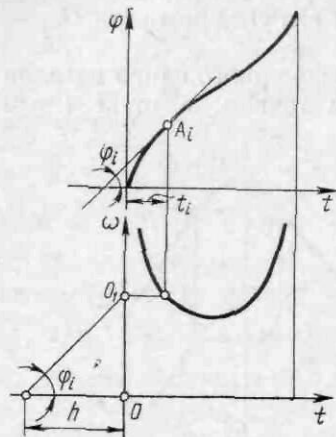


Рис. VIII.30. Построение графика скорости кантования ковша методом графического дифференцирования

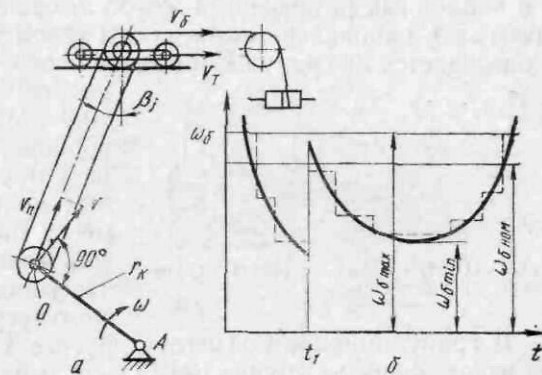


Рис. VIII.31. Схема к определению скорости подъема крюка v_{Π} (а) и угловой скорости барабана ω_b

Мощность электродвигателя лебедки кантовального устройства. Усилия в канатах лебедки и угловая скорость барабана (скорость кантования ковша) в процессе кантования изменяются в широких пределах, что приводит к соответствующим изменениям мощности. Наибольшие нагрузки на барабане лебедки возникают при опрокидывании ковша, а наибольшая скорость — при его возврате. Общее время кантования ковша (цикл работы лебедки) составляет более 10 мин, т. е. двигатель лебедки работает в длительном режиме с переменным графиком нагрузки.

При расчете мощности двигателя лебедки кантовального устройства следует учесть общий к. п. д. механизма, возможность значительного увеличения сопротивления движению тележки от перекосов и загрязнения путей, пики мощности в отдельные периоды кантования ковша, появление значительных динамических нагрузок при ступенчатых изменениях частоты вращения двигателя. Выбранный двигатель проверяют на перегрузку по максимальному моменту.

Для подтягивания чугуновозов к стендам разливочных машин, а также для передвижения железнодорожных платформ в процессе заполнения их чушками применяют стационарные маневровые устройства, которые по конструкции весьма разнообразны. Получили распространение устройства с лебедкой, канат которой через

направляющие блоки и ролики подводится к чугуновозу или железнодорожной платформе и закрепляется на них. Тяговое усилие в канате лебедки 120 кН.

6. АГРЕГАТЫ ГРАНУЛЯЦИИ ЧУГУНА

За рубежом для грануляции жидкого чугуна применяют агрегаты различного типа. На рис. VIII.32 представлена схема агрегата грануляции чугуна, эксплуатируемого на одном из заводов фирмы «Стюартс энд Лойдс» (Англия). Жидкий чугун, выливаясь из ковша 1 в наклонный раздвоенный желоб 2, орошается струями воды из брызгал 3, направленных вверх под углом 5—10 град к горизонту, и разбивается на гранулы, имеющие поперечные размеры до 40 мм.

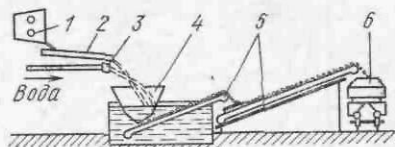


Рис. VIII.32. Схема агрегата грануляции чугуна

Расход воды составляет до 20,8 л/с. Гранулы собирают в воронкообразном резервуаре 4, из которого с помощью наклонных конвейеров 5 их подают к месту погрузки в автомашины или железнодорожные вагоны 6. Насыпная масса гранулированного чугуна равна 3,2—4,8 т/м³.

В грануляционном агрегате другого типа, эксплуатируемого на заводе фирмы «Крупп» (ФРГ), чугун из ковша поступает в наклонный желоб, с которого его направляют на распределительную плиту, выполненную из огнеупорного материала и имеющую расположенные по ее периметру сквозные отверстия. Вытекающие из этих отверстий струи чугуна подают на вращающийся с частотой 190 об/мин стальной конус, обильно поливаемый водой. При этом происходит разбивание струй чугуна на гранулы, которые попадают вместе с водой в приемный резервуар и убираются из него системой конвейеров к месту погрузки в железнодорожные вагоны.

7. АГРЕГАТЫ ГРАНУЛЯЦИИ ШЛАКА

Основным продуктом переработки доменных шлаков является гранулированный шлак, который используют в цементной промышленности и в строительстве. Шлак перерабатывают полусухой (гидрожелобный, барабанный, гидроударный) и мокрой грануляцией (бассейновый, желобной). На доменных печах большого объема (2700 м³ и выше) целесообразным является шлакопереработка непосредственно у доменной печи.

На рис. VIII.33 показана схема установки для грануляции шлака у доменных печей объемом 3200 и 5000 м³. На КМК весь шлак перерабатывают на таких установках, расположенных слева и справа относительно доменной печи. С каждой стороны расположено две автономных установки, одна из них резервная.

Установка работает следующим образом. Жидкий шлак из доменной печи по желобу 4 (желоб 5 служит для направления шлака во вторую установку) стекает в гранулятор 6, где под механическим воздействием струй воды из двух гидромониторов он раздробляется и в виде трехфазной смеси (пара, воды и частиц шлака) поступает в бункер-отстойник 1, заполненный водой. Для определения уровня шлака в нем установлен уровнемер. При погружении в воду частицы шлака охлаждаются и затвердевают, а образовавшийся при этом пар по трубе 8 естественной тягой выбрасывается в атмосферу. Вода, поступающая на грануляцию из бункера-отстойника, после осветления переливается в камеру оборотной воды, откуда ее насосами 3 направляют в гранулятор на очередной цикл грануляции через форсунки 7. Для улавливания негабаритных предметов имеется решетка 2.

Гранулированный шлак поступает к эрлифту 10, который состоит из сопел, насадки и трубы. По соплам подают воду. Под действием вводимого в насадку воздуха смесь воды с гранулированным шлаком поднимается по трубе эрлифта в сепаратор 9, откуда после отделения отработанного воздуха самотеком по трубе 11 поступает в обезвоживатель 12 карусельного типа, выполненного в виде кольца, разделенного на отсеки. В каждом отсеке установлены сменные коробки 13. При вращении обезвоживателя каждый его отсек последовательно проходит периоды заполнения пульпой, стекающей из сепаратора 9. Затем происходит отфильтровывание воды из шлака через отверстия в днищах отсеков, выгрузка обезвоженного шлака в бункер сушки 17 и очистка водой или воздухом.

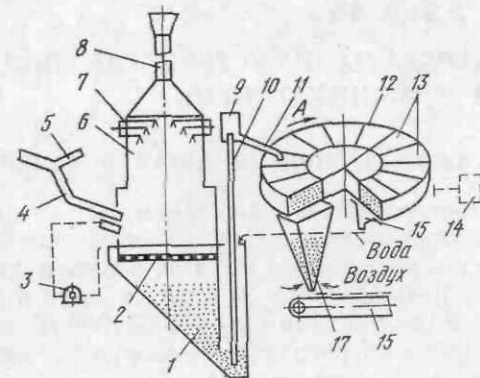


Рис. VIII.33. Схема установки придоменной грануляции шлака (с грануляцией струями воды)

При переполнении водой коробки 13 она через переливное устройство сливается в водосборник 15, расположенный под роликами 14 обезвоживателя, опирающихся на стационарный кольцевой рельс. Профиль рельса при вращении обезвоживателя обеспечивает открывание и закрывание днищ в секторе выгрузки обезвоженного шлака. В водосборники 15 стекает также отфильтрованная вода из обезвоживателя 12. Затем вода поступает обратно в бункер-отстойник 1. Выгруженный из обезвоживателя гранулированный шлак при температуре 90 °С имеет влажность около 10%. Для снижения влажности шлака его продувают воздухом в бункере сушки 17. Из бункера сушки 17 шлак питателем подают

в бункер сушки 17. Из бункера сушки 17 шлак питателем подают

на конвейеры 15, по которым он поступает на склад или в железнодорожные вагоны. Склад гранулированного шлака оборудован двухпролетной эстакадой с 20-т грейферными кранами. Установки для грануляции шлака оснащены средствами механизации для их обслуживания. В помещениях имеется большое число талей, мостовых кранов и кран—балок. Расчетная мощность установки составляет 2 млн. т шлака в год.

Глава IX

АГРЕГАТЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДАЧИ ДУТЬЯ В ДОМЕННУЮ ПЕЧЬ

1. СПОСОБЫ ПОДАЧИ ДУТЬЯ В ДОМЕННУЮ ПЕЧЬ

Процесс доменной плавки для поддержания горения топлива (кокса) в печи требует непрерывного и равномерного поступления в нее воздуха под избыточным давлением 0,2—0,5 МПа, нагретого до 1000—1400 °С. Воздух подается в количестве 2—2,5 м³/мин на 1 м³ объема печи (до 7000—11000 м³/мин).

Для нагрева воздуха сооружают мощные агрегаты (аппараты)—воздухонагреватели, объединенные в блок, в которые холодный воздух нагнетают воздуходувными машинами. Способ нагрева воздуха основан на принципе регенерации, при котором нагретая горячими продуктами сгорания огнеупорная насадка воздухонагревателей отдает тепло проходящему через нее холодному воздуху. Горячее дутье по воздухопроводу подают через фурменные приборы (воздушные фурмы), расположенные на уровне горна, в рабочее пространство доменной печи. Число воздушных фурм с внутренним диаметром 150—200 мм зависит от объема печи и составляет от 12 до 42 на одну печь.

При повышении температуры горячего дутья, поступающего в доменную печь, происходит снижение расхода топлива, интенсификация физико-химических процессов доменной плавки, а также увеличение производительности доменной печи. Особенно эффективно воздействие горячего дутья на процесс доменной плавки при обогащении его кислородом, подводимым к всасывающему коллектору воздуходувной машины. Кроме того, непосредственно к фурмам печи подают дополнительное топливо в виде угольной пыли, природного газа, мазута и пр.

На современных доменных печах сооружают четыре воздухонагревателя с встроенными или выносными камерами горения, последние имеют существенные преимущества: при одинаковых габаритах значительно возрастает объем и поверхность насадок, повышается надежность работы из-за отсутствия внутри воздухонагревателя высокотемпературной камеры горения.

2. КОМПЛЕКС ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

Воздушные и газовые тракты доменной печи

На рис. IX.1 показана обобщенная схема воздушных и газовых трактов доменной печи во взаимосвязи воздухонагревателей, доменной печи, газоочистных устройств и обслуживающего их оборудования.

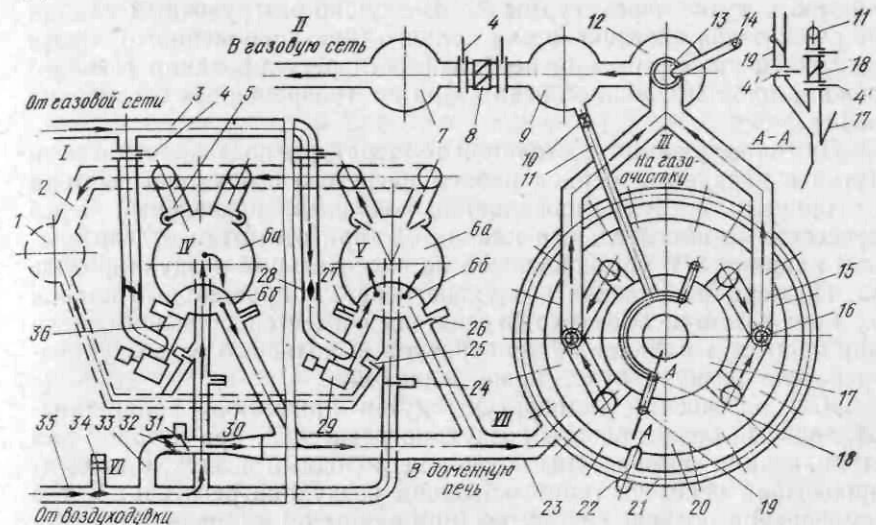


Рис. IX.1. Схема воздушных и газовых трактов доменной печи:

1 — подача горючего газа из газовой сети; 11 — отвод очищенного доменного газа в газовую сеть завода; 111 — подача грязного доменного газа к очистным устройствам; IV — воздухонагреватель, работающий в режиме «на дутье»; V — воздухонагреватель, работающий в режиме «на газе»; VI — подача холодного воздуха из воздуходувной машины; VII — подача горячего дутья в доменную печь

Каждая печь обычно имеет четыре воздухонагревателя, из которых один-два работают «на дутье» (нагрев воздуха, подаваемого в доменную печь — воздухонагреватель IV), а остальные «на газе» (нагрев насадки воздухонагревателя — воздухонагреватель V).

При работе воздухонагревателя V в режиме «на газе» горючий газ подается от заводской сети по газопроводу 3 через открытый газовой дроссельный (регулирующий) клапан 28 в газовую горелку 36 и вместе с воздухом через открытый отдельный клапан 27 попадает в камеру горения 66 воздухонагревателя, где происходит сгорание смеси. Продукты сгорания проходят через насадку ба, нагревают ее и через открытые дымовые клапаны 5 направляются в дымовой боров 2 и дымовую трубу 1. После окончания нагрева насадки закрываются клапаны 5, 27, 28 и останавливается вентилятор 29 горелки.

При переводе воздухонагревателя IV «На дутье» воздух от воздуходувной машины по воздухопроводу 35 через воздушно-разгрузочный клапан 34, общий для блока воздухонагревателей, открытый клапан холодного дутья 24 подается в воздухонагреватель, проходит через насадку 6а, нагревается и через открытый клапан горячего дутья 26 по воздухопроводу 23 подается в кольцевой воздухопровод 21 и через фурмы 22 в доменную печь 20.

Если к дутью добавляется кислород, то он вводится у воздуходувной машины. Природный газ, мазут и угольная пыль добавляются в дутье через фурмы 22. Воздушно-разгрузочный клапан 34 служит для частичного или полного (кратковременного) сброса воздуха в атмосферу при необходимости регулирования газового режима работы доменной печи и при кратковременных остановках печи.

Для поддержания постоянной температуры подаваемого в печь дутья в начальный период работы нагретого воздухонагревателя к горячему воздуху добавляется холодный, подаваемый через дроссельный смесительный клапан 32 (при открытом отделительном клапане 31), установленный на смесительном воздухопроводе 33. По мере охлаждения воздухонагревателя дроссельный клапан 32 прикрывается. Воздухонагреватель считается остывшим, если при закрытом клапане 32 температура выходящего из воздухонагревателя воздуха будет ниже заданной.

Для повышения температуры дутья применяют попарно-параллельный режим работы воздухонагревателей, при котором для стабилизации температуры подают не холодный воздух, а воздух, прошедший через частично остывший воздухонагреватель. Когда температура подаваемого дутья (при закрытом клапане 32) становится ниже заданной, воздухонагреватель переводят в режим «на газ». При этом закрываются клапаны холодного дутья 24 и горячего дутья 26, снижается давление в воздухонагревателе с помощью перепускного клапана 25, который соединяет его с дымовой трубой 1 через газоходы 30. После этого открываются клапаны 5, 27 и 28, включается вентилятор 29 горелки 36.

Помимо указанных двух основных режимов работы воздухонагревателя и режима переключения, применяют режим «на тяге», когда рабочее пространство остановленной доменной печи сообщается с атмосферой через воздухонагреватель и дымовую трубу или через атмосферный клапан 16; возможно также полное отключение любого из воздухонагревателей от газо- и воздухопроводов.

Рассмотренная схема комплекса воздухонагревательных средств характеризуется использованием газовых горелок 36 с индивидуальной подачей воздуха горения к каждому воздухонагревателю.

Получила распространение схема подачи воздуха к горелкам от центральной вентиляторной станции воздухонагревателей. По этой схеме вентиляторы (один рабочий, второй резервный) вынесены в сторону и обслуживают газовые горелки всех воздухо-

гревателей. В линии подачи воздуха горения установлены общие для всех воздухонагревателей пусковые клапаны, листовые задвижки и клапан для сброса воздуха, аналогичный дроссельному клапану для газа, и газовая горелка (без вентилятора). Переход к централизованному воздухообеспечению позволяет снизить капитальные и эксплуатационные затраты, упростить конструкцию газовых горелок и улучшить компоновку оборудования воздухонагревателей.

Доменный газ от печи 20 с давлением 0,20—0,25 МПа отводится четырьмя (на печи 5000 м³ — восемью) газоотводами, которые попарно объединены в нисходящие газопроводы грязного газа 15 и по ним газ направляется в пылеуловитель 12, где происходит его первичная (грубая) очистка. В верхней части газопроводов 15 печи и пылеуловителя 12 установлены атмосферные клапаны (свечи) печи 16 и пылеуловителя 14, которые открываются только при остановках печи.

Печь от пылеуловителя и расположенной за ним газовой сети отделяется при длительных остановках с помощью отсечного клапана 13, который устанавливают в верхней части пылеуловителя. В нижней части пылеуловителя 12 устанавливают клапан для выпуска пыли и устройства ее увлажнения (на схеме не показаны). После грубой очистки в пылеуловителе доменный газ направляется в скруббер высокого давления 9, где происходит его дальнейшая (полутонкая) очистка за счет орошения восходящего газового потока распыленной водой, которая смачивает и уносит частицы пыли. После скруббера устанавливают дроссельную группу 8, которая служит для повышения до заданного уровня давления газа под колошником и его автоматического регулирования.

Давление газа после дроссельной группы составляет около 0,02 МПа. Для отключения дроссельной группы от печи и газовой магистрали, а также других агрегатов, служат листовые (отсечные) задвижки 4. Далее газ проходит тонкую очистку в аппарате 7 (дезинтегратор, труба-распылитель, электрофильтр или керамический фильтр) и подается в газовую сеть завода.

От скруббера высокого давления 9 газопроводом 11 через задвижку 10 получистый газ подается к уравнительному (УКБК) клапанам 18 (сеч. А—А) межконусного пространства загрузочного устройства 17 печи. Посредством этих клапанов давление в межконусном пространстве уравнивается с давлением в печи перед загрузкой шихты в печь. Снижение давления в межконусном пространстве до атмосферного перед загрузкой в него шихты производится посредством выпускных уравнительных клапанов 19 (УКМК) выпуском газа в атмосферу или в газовую сеть завода через специальные газопроводы (на схеме не показаны) для исключения загрязнения атмосферы. Для отсечения при ремонтах уравнительных клапанов от газовой сети и межконусного пространства служат листовые задвижки 4'.

Комплекс воздухонагревателей доменной печи

На рис. IX.2 показана схема комплекса воздухонагревательных сооружений доменной печи. Основными элементами комплекса являются: блок воздухонагревателей, состоящий из четырех аппаратов (I—IV) для нагрева воздуха, система газо- и воздухопроводов с оборудованием для управления работой воздухонагревателей и подачи горячего дутья в доменную печь. Эта система состоит из трех отличающихся друг от друга по своему назначению и устройству частей: нагревательного тракта V, VIII и X, тракта холодного дутья XI и IX и тракта горячего дутья VII и VI. Этими трактами воздухонагреватели соединены между собой, а также с газовой сетью, атмосферой, воздуходувными машинами и доменной печью XII.

В состав нагревательного тракта для подачи газа и воздуха в камеру горения воздухонагревателя и выхода из него продуктов сгорания, кроме газопровода чистого газа V входят следующие механизмы и устройства: дроссельные клапаны для газа 3, иногда отдельные клапаны 4, газовые горелки 6, отсечные клапаны 5, дымовые клапаны 10, которые могут иметь глушитель 17, перепускные клапаны 9 для снижения давления воздуха в воздухонагревателе, атмосферные клапаны 1 и листовые задвижки 2. Этот тракт связывает воздухонагреватели с газовой сетью завода.

На нагрев воздухонагревателя доменной печи большого объема расходуется до 200 000 м³ газа в 1 ч и примерно такое же количество воздуха. Температура подаваемого газа обычно не превышает 60 °С. Иногда для повышения эффективности работы воздухонагревателя применяют предварительный нагрев газа и воздуха. Температура продуктов сгорания в воздухонагревателе достигает 1500—1550 °С, а отходящих дымовых газов 400 °С.

Тракт холодного дутья, состоящий из системы воздухопроводов с клапанами, связывает воздуходувные машины с воздухонагревателями и трактом горячего дутья; при необходимости тракт холодного дутья в процессе работы воздухонагревателей может сообщаться с атмосферой.

В состав тракта холодного дутья входят основной воздухопровод XI с воздушно-разгрузочным 13, дроссельными 7 и отсечными 8 клапанами холодного дутья и смесительный воздухопровод IX со смесительным 14 и отдельными 15 клапанами. По основному воздухопроводу XI холодный воздух для нагрева поступает от воздуходувной машины к воздухонагревателям, а по смесительному воздухопроводу IX часть холодного воздуха направляется в магистральный воздухопровод VII для стабилизации температуры горячего дутья.

Тракт горячего дутья представляет собой систему воздухопроводов, футерованных огнеупорами, с оборудованием (клапанами горячего дутья 11, атмосферным клапаном 16 и фур-

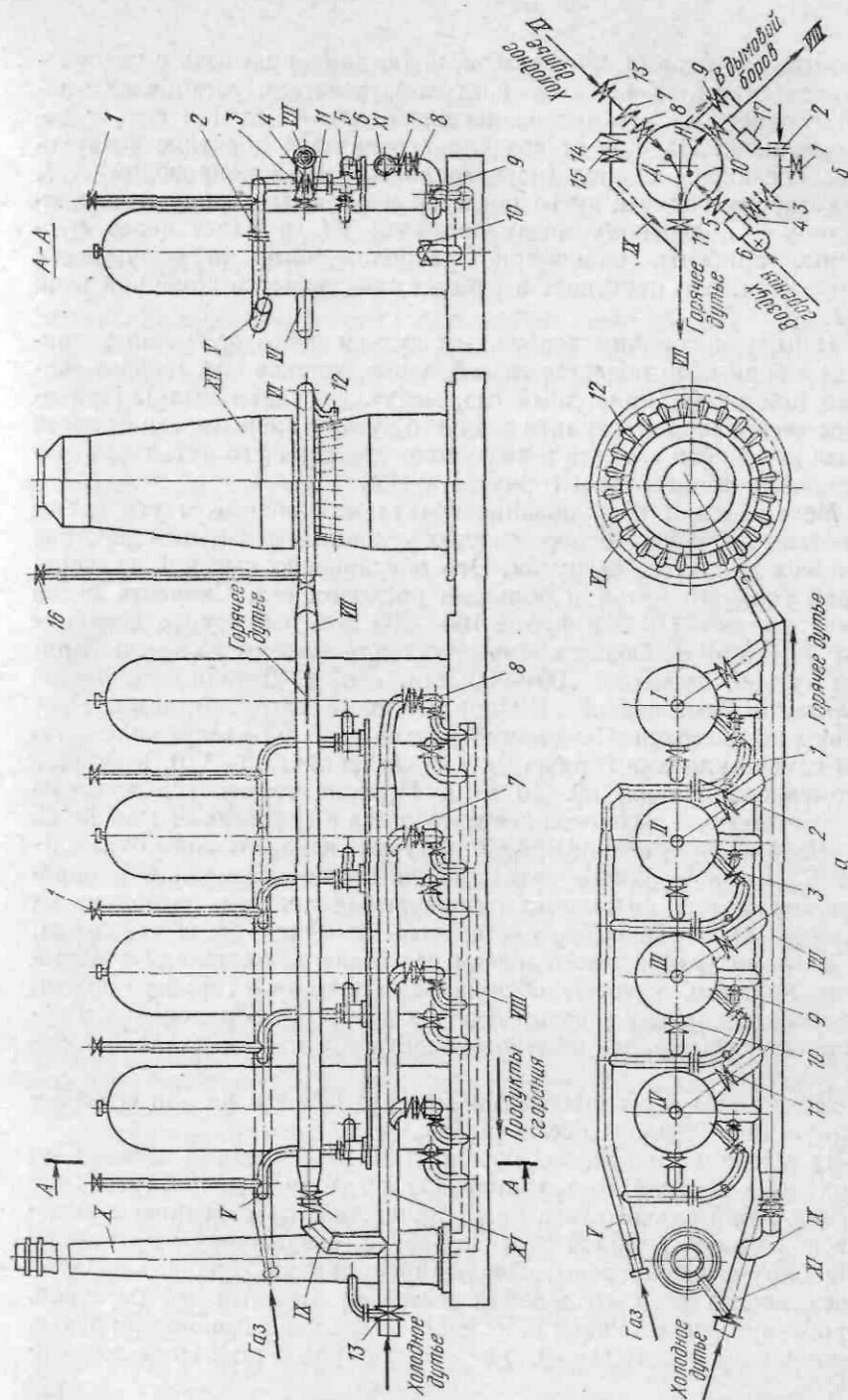


Рис. IX.2. Схема комплекса воздухонагревательных сооружений доменной печи (а) и газо- и воздухопроводов (б)

менными приборами 12), связывающую доменную печь с воздухонагревателями. У каждого воздухонагревателя установлен клапан горячего дутья, предназначенный для отделения его от доменной печи. Идущие от воздухонагревателей короткие воздуховоды соединены общим (магистральным) воздуховодом VII, по которому горячее дутье подается к опоясывающему печь коллектору — кольцевому воздуховоду VI, и далее через фурменные приборы, равномерно расположенные по окружности горна печи, оно поступает в рабочее пространство доменной печи XII.

Наряду с горячим воздушным дутьем через фурменные приборы в горн печи подается газообразное, жидкое или твердое топливо (например, природный газ, мазут, угольная пыль). Применяют несколько схем тракта горячего дутья в зависимости от места ввода холодного воздуха в воздуховод горячего дутья для стабилизации температуры горячего дутья.

Механизмы и оборудование тракта независимо от его схемы работают в исключительно тяжелых условиях, испытывая действие больших тепловых нагрузок. Это обусловлено высокой температурой горячего дутья и большим расходом его. Скорость дутья в клапане 90—110 и в фурме 160—200 м/с; избыточное давление до 0,4—0,5 МПа. Общее количество тепла, вносимого в печь горячим дутьем, достигает 700—900 млн. кДж/ч. Детали механизмов тракта, испытывающие большие тепловые нагрузки, выполняют водоохлаждаемыми. Суммарный расход воды на охлаждение деталей одного клапана горячего дутья составляет 45—110, а деталей фурменного прибора 20—40 м³/ч. Перепад температур воды на входе в деталь и выходе из нее колеблется в пределах от 1 до 20 °С.

Широкое применение в СССР получило испарительное охлаждение клапанов горячего дутья, исключающее возможность образования накипи на стенках охлаждаемых деталей, засорение их полостей и уменьшающее расход воды в несколько десятков раз.

Блок воздухонагревателей имеет здание или эстакаду с мостовыми кранами, которые обслуживают клапаны горячего дутья, отсечные клапаны у газовых горелок и другое оборудование. Грузоподъемность кранов обычно определяется массой клапана горячего дутья.

Механизмы и устройства для нагрева дутья и подачи его в доменную печь должны обеспечивать:

1) высокую плотность перекрытия отсекающими клапанами проходных сечений воздуховодов и газопроводов. Внутренние утечки отопительного газа могут привести к образованию взрывоопасной газо-воздушной смеси в тракте, а внешние — к отравлению окружающей среды. Начавшийся продув горячего воздуха через неплотности сочленений вызывает местный их перегрев, коробление, интенсивное окисление металла (особенно при дутье, обогащенном кислородом), разрушение уплотнительных элементов;

2) хорошее смешение отопительного газа, жидкого топлива с воздухом, воспламенение смеси и сгорание ее в пределах камеры горения воздухонагревателя без пульсаций и шума;

3) высокую стойкость и эксплуатационную надежность, безопасность, удобство и простоту обслуживания;

4) возможность автоматизированного управления работой и др.

3. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Воздухонагреватель представляет собой периодически действующий аппарат регенеративного типа (рис. IX.3). Воздух нагревается в нем за счет тепла, полученного в результате сжигания га-

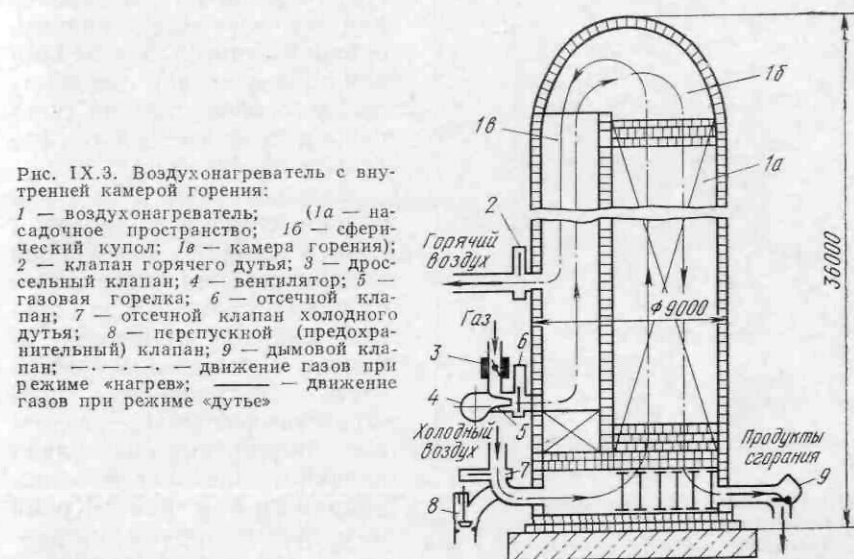


Рис. IX.3. Воздухонагреватель с внутренней камерой горения:
1 — воздухонагреватель; 1а — насадочное пространство; 1б — сферический купол; 1в — камера горения; 2 — клапан горячего дутья; 3 — дроссельный клапан; 4 — вентилятор; 5 — газовая горелка; 6 — отсечной клапан; 7 — отсечной клапан холодного дутья; 8 — перепускной (предохранительный) клапан; 9 — дымовой клапан; — — — — — движение газов при режиме «нагрев»; — — — — — движение газов при режиме «дутье»

зообразного топлива, иногда в сочетании с жидким, например, мазутом. В качестве топлива используют, как правило, очищенный доменный колошниковый газ в смеси с коксовым или природным газом и др.

Кожух (корпус) воздухонагревателя диаметром до 10,5 м и высотой до 50 м состоит из цилиндрической оболочки со сферическим куполом и имеет внутреннюю огнеупорную футеровку, которая предохраняет кожух от прогаров и деформаций и снижает потери тепла воздухонагревателем. Для обеспечения свободного теплового расширения между огнеупорной кладкой и кожухом оставляют зазор, заполняемый легко деформируемым теплостойким материалом (асбестом).

Внутри воздухонагревателя имеется выложенная огнеупорным кирпичом и открытая сверху вертикальная камера горения, рядом

с которой расположено адочное пространство, заполненное огнеупорными кирпичами со сквозными ячейками, — вертикальными каналами, благодаря которым он имеет большую поверхность теплопередачи. Поверхность нагрева насадки одного воздухонагревателя, например, доменной печи объемом 3200 м³, составляет 160 м².

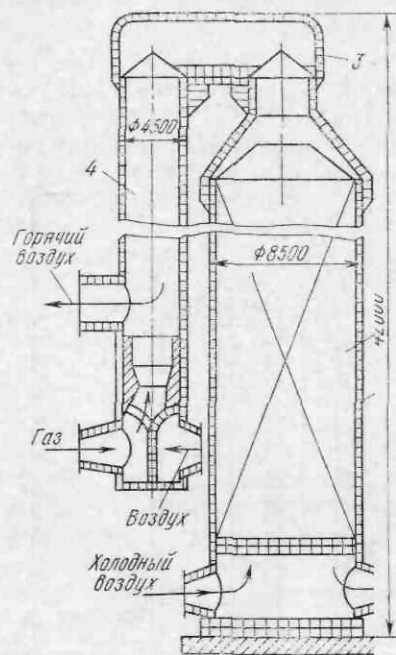


Рис. IX.4. Воздухонагреватель с собственной камерой горения:
1 — насадочная камера; 2 — насадка; 3 — топ; 4 — камера горения

неупорной кладки стен воздухонагревателя способствуют появлению трещин в куполе.

Конструкция воздухонагревателя с вынесенной (наружной) камерой горения (рис. IX.4) имеет отмеченных недостатков и позволяет существенно повысить тепловую мощность воздухонагревателей за счет увеличения объема насадочной камеры и уменьшить неравномерность нагрева насадки по сечению и высоте.

4. ОБОРУДОВАНИЕ НАГРЕВАТОГО ТРАКТА

Газовые горелки

Газовая горелка служит для индустриальной подачи газа и воздуха в камеру горения воздухонагревателя, смешения их в этой камере и проталкивания продуктов сгорания через насадку возду-

хононагревателя. По способу подвода воздуха к рабочей части горелки различают конструкции с индивидуальным вентилятором и с подводом воздуха от центральной вентиляторной станции.

Горелками первого типа оснащены воздухонагреватели большинства доменных печей (рис. IX.5). Основными узлами горелки являются: корпус 4, патрубок 5, центробежный вентилятор 6, при-

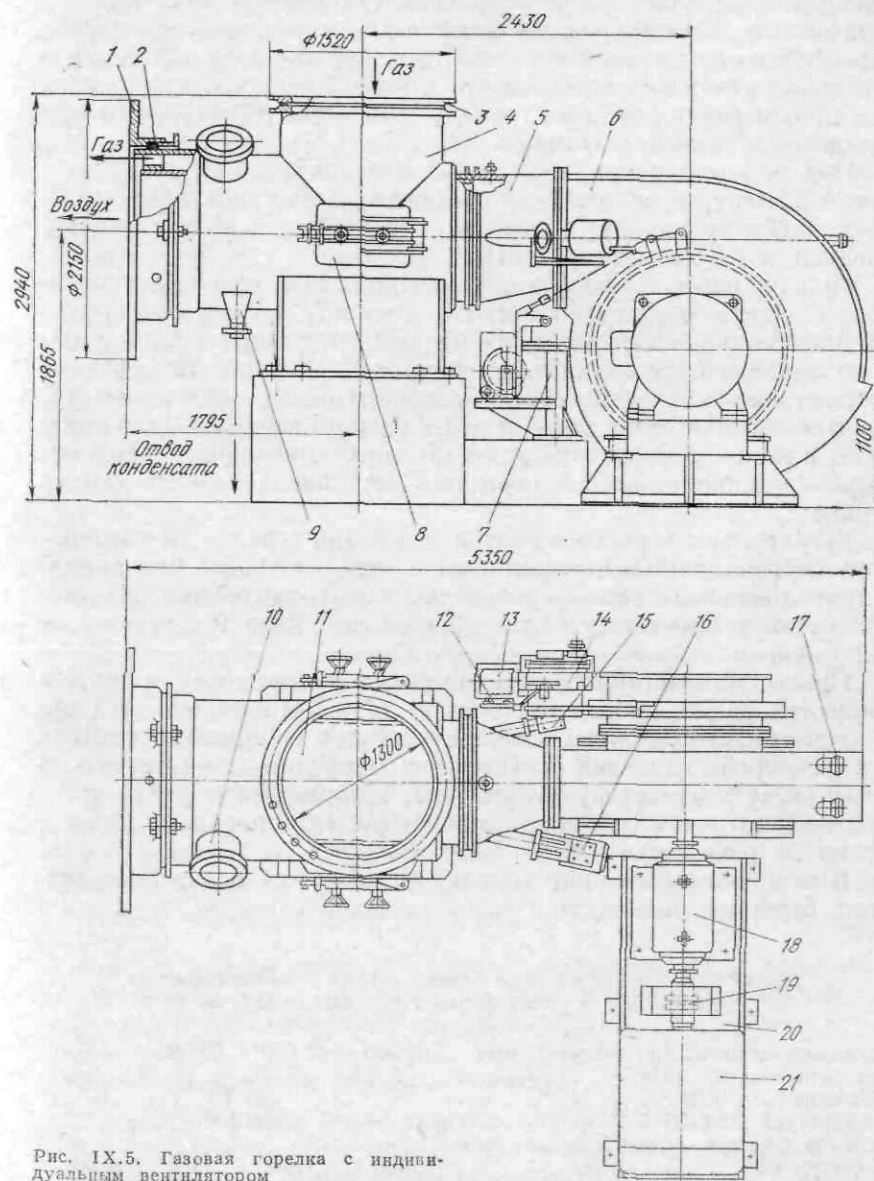


Рис. IX.5. Газовая горелка с индивидуальным вентилятором

воды рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата вентилятора и аппаратура контроля. Соединение горелки с газопроводом осуществляется посредством фланца 3, прикрепленного болтами к фланцу верхнего патрубка. На передней цилиндрической части корпуса 4 закреплен патрубок 1 с фланцем, который соединяют болтами с отсечным клапаном. Место сопряжения этого фланца с корпусом герметизировано с помощью сальникового уплотнения 2. Снизу на передней части корпуса предусмотрен карман 9 со спускным отверстием, предназначенный для сбора и отвода в канализацию конденсата и грязи, выпадающих из газа при прохождении его через горелку. Два люка 8 используют при ремонтах и ревизиях горелки.

При работе горелки подаваемый вентилятором воздух поступает в камеру горения воздухонагревателя по трубе 11, а газ — по кольцевому каналу, образованному корпусом и этой трубой; давление газа достигает 10 кПа.

Привод рабочего колеса вентилятора, консольно закрепленного на валу, состоит из электродвигателя 21, муфты 19, корпуса 18, подшипников качения вала и рамы 20, установленной и закрепленной на фундаменте. Регулирование количества воздуха осуществляется электрическим исполнительным механизмом 14, связанным рычагами с поворотным кольцом направляющего аппарата, и командоаппаратом 13, соединенным с исполнительным механизмом кинематической передачей 12; привод смонтирован на стойке 7.

Регулирование расхода газа и отделение горелки от газопровода осуществляются дроссельным и отделительным клапанами, устанавливаемыми на газопроводе над корпусом горелки. На многих печах устанавливают один дроссельный клапан с резиновым уплотнением, выполняющий обе функции.

Процессы зажигания и горения газа в камере горения контролируются радиационным пирометром 15 и фотореле 16. Для визуального наблюдения за факелом горения в корпусе вентилятора предусмотрены гляделки 17. Патрубок 10 предназначен для отвода через свечу в атмосферу утечек газа, которые могут иметь место при недостаточной плотности перекрытия газопровода (когда горелка не работает).

В нерабочем состоянии горелку отделяют от воздухонагревателя отсечным клапаном.

Техническая характеристика газовых горелок с индивидуальным вентилятором конструкции Гипромега — ИЗТМ

Производительность (по воздуху), м ³ /ч	36 000	48 000	60 000	80 000
Давление воздуха, кПа	2	3	4	5
Давление газа, кПа	До 10			
Температура газа, °С	До 100			
Диаметр входного патрубка для газа (в свету), мм	1100	1100	1300	1300

Электродвигатель вентилятора переменного тока:

мощность, кВт	75	100	160	200
частота вращения, об/мин	740	985	990	990
Масса, т	5,9	5,8	8,3	9,8

При работе газовых горелок наблюдается пульсация факела горения, нередко вызывающая сильную вибрацию оборудования и несущих конструкций и ограничивающая возможность форсирования процесса нагрева воздухонагревателей. Установлено, что основная причина пульсации — предварительное (до камеры горения воздухонагревателя) смешение газа и воздуха, в результате которого воспламенение смеси происходит не в камере горения, а в патрубке воздухонагревателя, непосредственно у газовой горелки.

Несмотря на усовершенствование конструкций горелок с индивидуальным вентилятором, вновь сооружаемые и реконструируемые воздухонагреватели оснащают газовыми горелками с подводом воздуха от центральной вентиляторной станции.

Горелки с централизованным подводом воздуха имеют пропускную способность по воздуху 200 000 м³/ч. Корпус горелки подсоединен к воздушной магистрали через патрубок. Для предупреждения смешивания газа и воздуха до поступления их в камеру горения в патрубке воздухонагревателя установлена направляющая труба для воздушного потока. Между рабочей частью горелки и направляющей трубой установлен отсечной клапан.

Наряду с описанными (турбулентными) горелками находят применение параллельная горелка, которая может работать при более высоком давлении газа, чем турбулентная, и благодаря лучшему смешению газа и воздуха создает короткое мягкое пламя, менее разрушительно действующее на огнеупорную кладку камеры горения. Горелка работает бесшумно, при этом пульсации факела не наблюдается.

На новых воздухонагревателях устанавливают также керамические горелки различной конструкции. Горелки этого типа компактны и более экономичны с точки зрения снижения потерь тепла. В отличие от применяемых металлических горелок они выполняются встроенными в камеру горения, благодаря чему обеспечивается смешение газа и воздуха только в камере, что исключает пульсацию факела и неравномерный нагрев стенок камеры горения.

Анализ работы газовых горелок различного типа позволяет сделать вывод о том, что наиболее перспективными являются горелки с централизованным подводом воздуха.

Дроссельные клапаны для газа и воздуха

Дроссельный клапан предназначен для регулирования расхода газа, подаваемого в газовую горелку воздухонагревателя. Его устанавливают на вертикальном участке газопровода в непосред-

ственной близости от горелки. Широкое применение получил дроссельный клапан, который обеспечивает регулирование расхода газа и автоматическое отделение горелки от газопровода как при нормальной работе, так и в случаях аварийного прекращения подачи электроэнергии.

Основными элементами клапана являются (рис. IX.6): стальная дроссель 5, закрепленный на валу 7; корпус 4; двухступенчатый червячный редуктор 6, насаженный на консольную часть вала; фланцевый электродвигатель 8 переменного тока мощностью 1,3 кВт, закрепленный на редукторе; якорь 10 с электромагнитом 11 постоянного тока. На прикрепленном к корпусу кронштейне 3 установлены два командоаппарата 1, связанные с валом дросселя и между собой кинематическим редуктором 2. На валу дросселя со стороны червячного редуктора смонтирован сельсин-датчик 9.

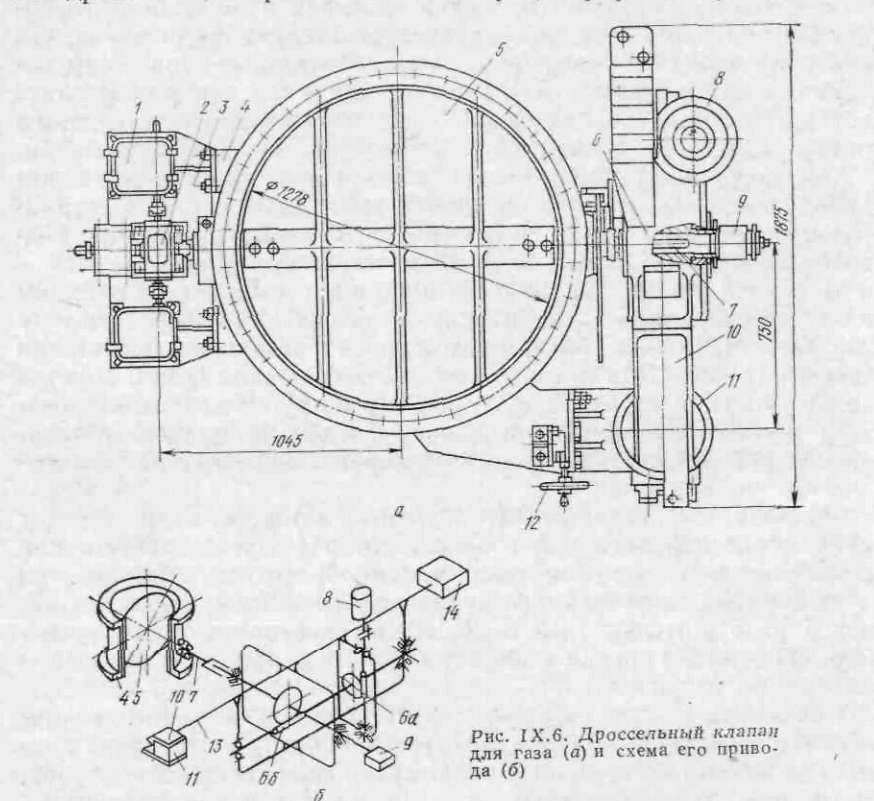


Рис. IX.6. Дроссельный клапан для газа (а) и схема его привода (б)

К корпусу редуктора 6 прикреплены груз 14 и лапа 13, которая при открытом клапане притянута электромагнитом 11 и удерживает редуктор с электродвигателем в постоянном положении относительно корпуса. Стенки корпуса изнутри оклеены резиной, к которой при закрытом клапане прижимается дроссель, обеспе-

чивая герметичное перекрытие сечения газопровода. Привод клапана может быть приведен в действие вручную от маховичка 12. Клапан снабжен тремя конечными выключателями, а также указателем для визуального контроля положения дросселя 5.

На рис. IX.7 показана схема работы клапана. В положении I (клапан открыт) электромагнит 11 находится под током, якорь 10 и лапа 13 притянуты к нему, а редуктор 6 с грузом 14 и электродвигателем 8 удерживаются в определенном положении относи-

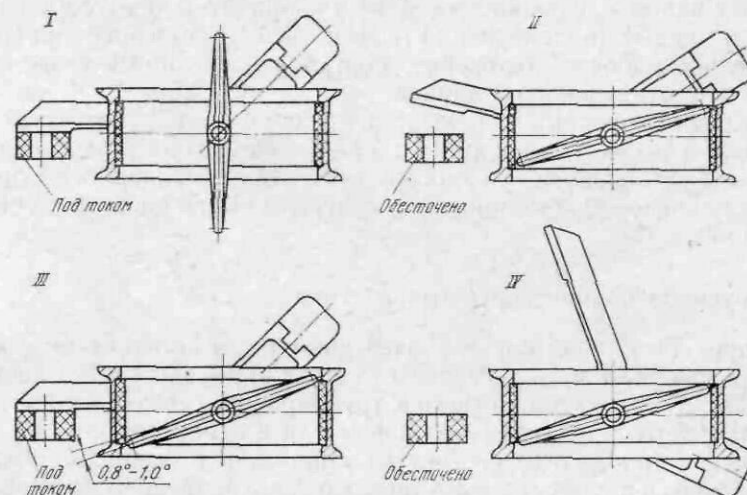


Рис. IX.7. Схема работы дроссельного клапана для газа

тельно корпуса клапана. Посредством электродвигателя дроссель 5 устанавливается в то или иное положение, регулируя количество газа, подаваемого в газовую горелку.

Для закрытия клапана, т. е. перевода его в положение II, электродвигатель включается на закрывание. При повороте дросселя уменьшается проходное сечение, и в момент, когда он не дошел до упора в корпусе клапана на 2—4 град, выключается электродвигатель посредством командоаппарата 1, обесточивая электромагнит; редуктор с грузом и электродвигателем под действием момента, создаваемого их весом, поворачивается вместе с валом 7, вращая дроссель до упора в резиновую прокладку корпуса клапана.

Для того чтобы вновь открыть клапан, электродвигатель включается на закрывание дросселя. При этом дроссель остается неподвижным, а редуктор вместе с электродвигателем вращается вокруг червячного колеса, закрепленного на валу дросселя, и лапа постепенно приближается к электромагниту. В тот момент, когда лапа не дошла до катушки на 0,8—1 град, электродвигатель с помощью конечного выключателя отключается, в катушку электромагнита подается электрический ток, и она притягивает к себе

якорь и лапу, поворачивая редуктор с электродвигателем, вал дросселя и дроссель на угол 0,8—1 град (положение *III*). Когда дроссель приоткрылся на этот угол, конечный выключатель дает возможность включить электродвигатель на открывание клапана для автоматического регулирования подачи газа в горелку.

В случае аварийного обесточивания катушка электромагнита перестает удерживать лапу; редуктор вместе с электродвигателем и грузом под действием момента от их веса поворачиваются вместе с валом 7, вращая дроссель до упора его в корпус клапана; клапан закрыт (положение *IV*). Для того чтобы снова привести дроссель в рабочее положение, повторяют описанные выше операции по открыванию клапана.

Наличие конечных выключателей, командоаппаратов, сельсин-датчика, а также установка на клапане индикатора угла поворота дросселя обеспечивают возможность автоматизированного управления клапаном, дистанционного контроля за его работой и сигнализации.

Перепускной клапан тарельчатого типа

Перепускной клапан предназначен для снижения давления в воздухонагревателе при переводе его с режима «дутье» на режим «нагрев». Его устанавливают на трубопроводе, соединяющем воздухонагреватель с дымовым бором или с атмосферой.

Клапан (рис. IX.8) состоит из корпуса 6 с фланцами 4 и 5; встроенного в корпус седла 3 с тарелью 2, закрепленной на штоке 1, который перемещается во втулке 13; зубчатой рейки-втулки 9, смонтированной в направляющих 11 корпуса и имеющей ограниченное перемещение вдоль оси штока; пружины 10, закрепленной на хвостовой части штока; вала-шестерни 8, находящегося в зацеплении с рейкой 9; приводного вала 12 и кривошипно-шатунного механизма 7, передающего вращение валу-шестерне 8.

Привод клапана, присоединенный к консольной части вала 12, состоит из фланцевого электродвигателя 14 переменного тока мощностью 2 кВт, глобондно-червячного редуктора 17, командоаппарата 15 и кинематической зубчатой пары 16, передающей вращение командоаппарату от вала червячного колеса редуктора. Привод зафиксирован от проворота лапой редуктора с пазом и выступом на корпусе клапана. Втулка-рейка 9 может перемещаться относительно штока 1. При движении втулки в сторону открывания клапана втулка упирается в бурт на штоке и открывает клапан. При закрывании клапана усилие от втулки-рейки передается на пружину 10 и через нее на шток. При этом точной остановки двигателя не требуется, так как после упора тарели со штоком в седло втулка-рейка движется, сжимая пружину 10.

Клапан может быть приведен в действие вручную с помощью маховичка 18, который связан с приводным валом редуктора конической зубчатой передачей. Посредством конечного выключателя 19

осуществляется электрическая блокировка, исключающая возможность пуска электродвигателя при управлении клапаном от маховичка. При закрытом клапане прижатие тарели к седлу обеспечивается усилием, создаваемым пружиной 10.

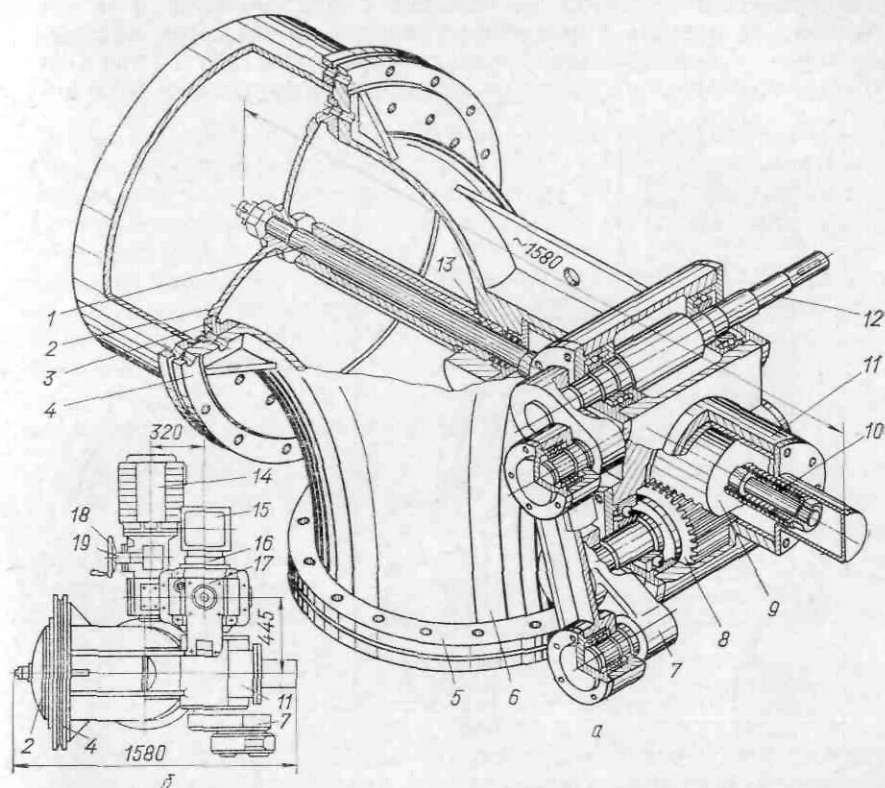


Рис. IX.8. Перепускной (спускной) клапан тарельчатого типа (а) и общий вид привода (б)

Дымовой клапан тарельчатого типа

Открыванию дымового клапана описанной конструкции обязательно должно предшествовать срабатывание перепускного (спускного) клапана малого диаметра (см. рис. IX.8) для выравнивания давлений в воздухонагревателе и в дымовом борове, т. е. по обе стороны тарели клапана.

Клапан (рис. IX.9), предназначенный для отделения воздухонагревателя от дымохода, состоит из тарели 7, установленной внутри корпуса 2 и подвешенной шарнирно к рычагу 8, закрепленному на приводном валу 9. Корпус клапана снабжен крышкой 3 и патрубком 1 для соединения с воздухонагревателем. На конце вала 9 закреплен сектор 6, связанный канатом 5 с приводом.

Седло 10 установлено на промежуточной патрубке 11 и опорной плите 12 дымового бора.

В состав привода клапана входят рама 13, электродвигатель переменного тока мощностью 1,4 кВт, тормоз 14, двухступенчатый цилиндрический редуктор 15, барабан с противовесом 4 и маховичок для ручного управления приводом. В закрытом положении тарель 7 прижимается к водоохлаждаемому седлу 10 под действием одностороннего давления воздуха, находящегося в воздухо-

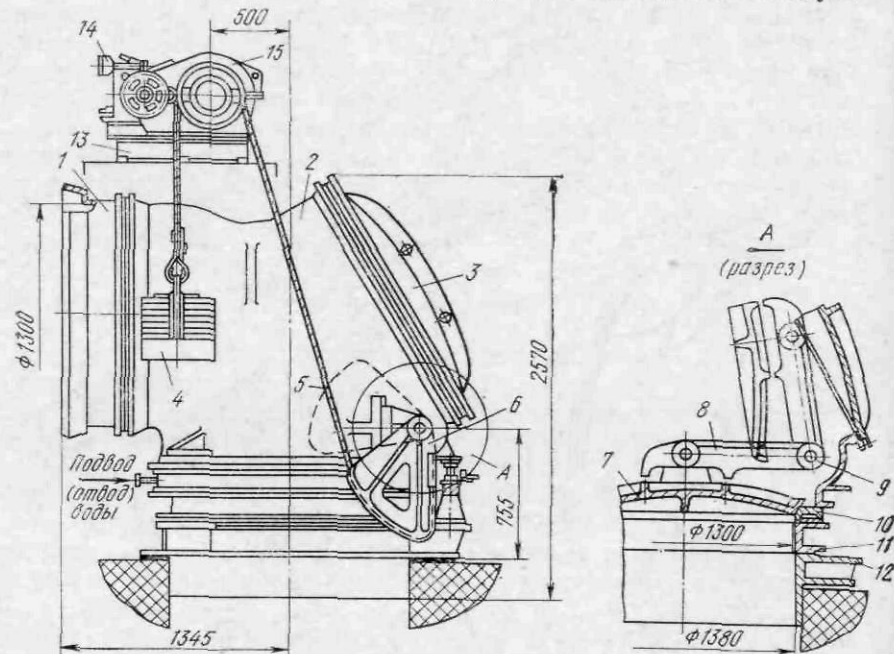


Рис. IX.9. Дымовой клапан с электроприводом

нагревателе, а в открытом — фиксируется противовесом. Поворот тарели в корпусе клапана осуществляется его приводом.

При открывании клапана привод должен преодолеть разность крутящих моментов, создаваемых весом тарели и противовеса. По мере подъема тарели разность моментов уменьшается, а при крайнем верхнем положении тарели момент от веса противовеса превышает момент, создаваемый весом тарели.

На обод фрикционного барабана навивают обычно два витка каната. Обод, состоящий из двух частей (вкладышей), прижимаясь к корпусу барабана, благодаря натяжению от обеих ветвей каната вращается вместе с барабаном под действием силы трения. При этом происходит движение каната и, следовательно, перемещение запорной тарели клапана и противовеса. При достижении тарелью крайних положений натяжение каната уменьшается, и барабан

проскальзывает относительно обода, предотвращая тем самым работу электродвигателя привода клапана «на упор».

Рассмотренная конструкция дымового клапана тарельчатого типа для доменных печей СССР является типовой.

Клапаны других типов

Отсечной клапан шиберного типа

Клапан предназначен для отделения газовой горелки от воздухонагревателя при работе «на дутье». Его устанавливают на горизонтальном патрубке воздухонагревателя около камеры горения. В связи со значительным повышением нагрева дутья и в целях унификации конструкции отсечные клапаны выполняют аналогичными клапанам горячего дутья шиберного типа с водяным или испарительным охлаждением основных элементов. Отсечные клапаны диаметром 1100, 1300 и 2000 мм выпускают с электромеханическим и гидравлическим приводами.

Атмосферный клапан тарельчатого типа

Клапан предназначен для выпуска чистого газа из отдельных перекрытых участков газопровода в атмосферу для предотвращения образования в них газовых мешков. Клапан по конструкции выполняют рычажно-тарельчатым с прижатием тарели к седлу корпуса контргрузом, а открывание — посредством каната от лебедки по типу атмосферных клапанов доменных печей (см. рис. X.2).

Задвижки

Задвижки диаметром 1100 и 1300 мм предназначены для полного отделения воздухонагревателей при их ремонте и ревизиях от газопроводов и от воздухопроводов, идущих от центральной вентиляционной станции. Их устанавливают на вертикальных участках газо- и воздухопроводов.

5. ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТА ХОЛОДНОГО ДУТЬЯ

Воздушно-разгрузочный клапан дроссельного типа

Клапан (рис. IX.10) предназначен для регулирования количества холодного воздуха, подаваемого от воздуходувной машины через воздухонагреватель в доменную печь, и в случае необходимости для быстрого прекращения или изменения количества подаваемого воздуха в печь без остановки или перехода на другой режим работы воздуходувной машины. Его устанавливают на вертикальном участке воздухопровода между воздуходувной машиной и воздухонагревателями.

Основными элементами клапана являются: литой корпус 4 с дросселем 3, закрепленным на валу 2; установленные на верхнем фланце корпуса цилиндр 7 с окнами для выпуска воздуха; втулка 8, колпак 6, шатун 9, соединяющий втулку с дросселем, червячный редуктор 12, соединенный с комбинированным редуктором, состоящим из червячного одноступенчатого 14 и планетарного 16 редукторов; фланцевый электродвигатель 15 переменного

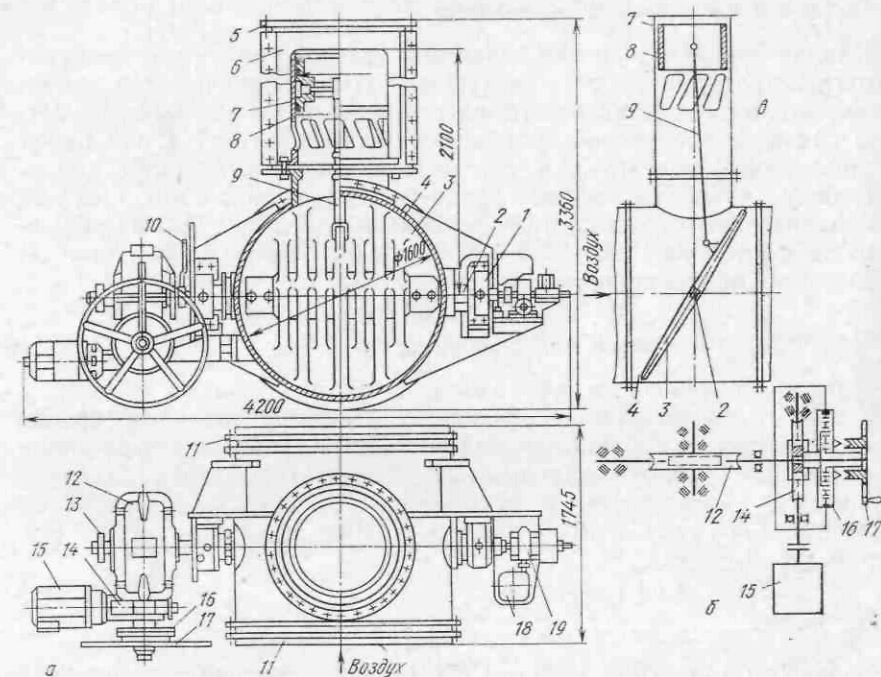


Рис. IX.10. Воздушно-разгрузочный клапан:
а — общий вид; б — кинематическая схема привода; в — кинематическая схема механизма поворота дросселя

тока, закрепленный на редукторе 14. Привод клапана зафиксирован относительно корпуса 4 от проворачивания в плоскости действия крутящего момента, создаваемого приводом. Вал 2 смонтирован на подшипниках качения 1, установленных на кронштейнах корпуса 4. Места выхода вала из корпуса герметизированы посредством уплотнений.

Командоаппарат 18 связан с валом дросселя кинематическим винтовым редуктором 19, на корпусе которого установлен индикатор угла поворота. На валу дросселя со стороны привода смонтирован сельсин-датчик 13. Эта аппаратура обеспечивает возможность автоматизированного управления клапаном с дистанционным контролем за его работой. В отсутствие электроэнергии он

может быть приведен в действие вручную от штурвала 17. Клапан снабжен указателем 10 с циферблатом для визуального контроля положения дросселя.

На корпусе клапана закреплены фланцы 11, а на колпаке 6 — фланец 5, которые при монтаже клапана приваривают к воздухопроводам. При полном открывании дроссельного клапана (дроссель 3 находится в горизонтальном положении) втулка 8 полностью перекрывает окна в цилиндре 7. По мере закрывания дроссельного клапана втулка, получая движение от дросселя, с помощью кривошипно-шатунной передачи поднимается и постепенно открывает окна в цилиндре, через которые воздух из воздухопровода холодного дутья выпускается в атмосферу. Для снижения шума, создаваемого клапаном при сбросе воздуха в атмосферу, иногда применяют глушитель, который устанавливают на фланце 5.

Рассмотренная конструкция воздушно-разгрузочного клапана является типовой. Клапаны такого типа, применяемые за рубежом, имеют аналогичную конструкцию

Отсечной клапан шиберного типа

Клапан предназначен для полного отделения воздухонагревателя от воздухопровода холодного дутья. Его устанавливают в горизонтальном положении на вертикальном участке воздухопровода около воздухонагревателя. Наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получил отсечной клапан холодного дутья шиберного типа, типовая конструкция которого представлена на рис. IX.11.

Основными элементами клапана являются: корпус 1, состоящий из двух частей; крышка 4; заслонка 8 с отверстием (окном) 10, перемещающаяся в корпусе в направлении, перпендикулярном оси воздухопровода; встроенная в заслонку 8 и перекрывающая отверстие 10 малая заслонка 11, выполняющая роль перепускного клапана; жестко связанная с заслонкой 11 зубчатая рейка 5, перемещающаяся в направляющих корпуса 1 и крышки; 4; находящаяся в зацеплении с рейкой 5 шестерня 6, закрепленная на валу 7; пружинное буферное устройство 12, смягчающее удар заслонки 8 о корпус 1 при закрывании клапана. Места выхода вала 7 из корпуса 1 герметизированы с помощью сальниковых уплотнений. К зубчатой рейке 5 прикреплен штанг 2, выходящая за пределы крышки 4 и оканчивающаяся проушиной 3.

Привод клапана включает в себя электродвигатель 13 переменного тока, муфту предельного момента 14 с тормозным шкивом, колодочный тормоз 15, дифференциальный редуктор 16 с двумя червячными передачами, гибкую муфту 20, соединяющую редуктор с валом 7, и командоаппарат 18 с зубчатой передачей 17. При отсутствии электроэнергии клапан может быть приведен в действие вручную от цепного колеса 19.

При закрытом клапане заслонка 8 под действием одностороннего (со стороны воздухопровода холодного дутья) давления воз-

духа прижимается к корпусу 1, перекрывая проходное отверстие клапана. При открывании клапана привод сообщает движение зубчатой рейке 5, которая перемещает малую заслонку 11. После полного открывания заслонки, выполняющей роль перепускного клапана, электродвигатель выключается; происходит постепенное выравнивание давления воздуха по обеим сторонам заслонки 8, т. е. выравнивание давлений в воздухонагревателе и воздухопроводе. Когда перепад давлений достигнет 0,03 МПа, снова включается электродвигатель и заслонка 11, дойдя до упора 9 на заслонке 8, движется вместе с ней до полного открывания проходного отверстия клапана.

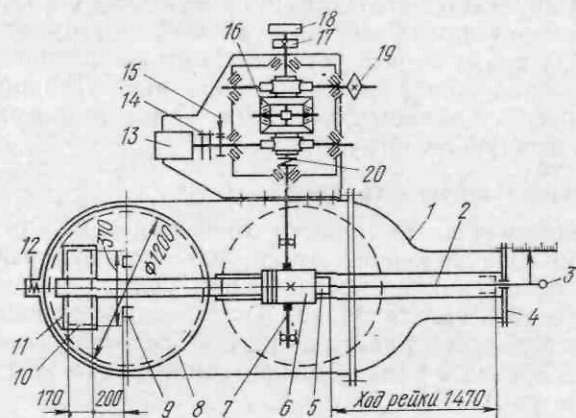


Рис. IX.11. Клапан холодного дутья с электроприводом

Выключение электродвигателя при достижении заслонкой 8 крайних рабочих положений производится командоаппаратом, а контроль положений заслонки — путевыми выключателями.

Выпускают клапаны холодного дутья диаметром в свету 900, 1100, 1200 и 1400 мм. Мощность двигателя 2—2,3 кВт.

Дроссельные клапаны

Клапаны предназначены для регулирования расхода холодного дутья: расход воздуха, поступающего в воздухонагреватель при их попарно-параллельной работе, регулируют дроссельными клапанами диаметром 1400 мм и более; их устанавливают на горизонтальном или вертикальном участке воздухопровода холодного дутья (по направлению потока воздуха).

Регулирование подачи холодного воздуха, добавляемого в целях стабилизации температуры, к горячему перед подачей его в доменную печь осуществляют с помощью дроссельных смесительных клапанов диаметром 600, 900 или 1200 мм, которые устанавливают на смесительном воздухопроводе. В последнее время

сочетают смесительные клапаны малого и большого диаметров, устанавливая их на параллельных участках смесительного воздухопровода.

По конструкции дроссельные клапаны холодного дутья аналогичны дроссельным клапанам для газа, но рассчитаны на более высокое давление рабочей среды.

Отделительный клапан шиберного типа

Клапан предназначен для быстрого перекрытия сечения смесительного воздухопровода в случае прекращения подачи дутья в доменную печь в целях предупреждения возможности прохода высоконагретых газов из печи в воздухопровод холодного дутья. Иногда этот клапан называют предохранительным; его устанавливают на горизонтальном участке смесительного воздухопровода рядом с дроссельным смесительным клапаном.

Этот клапан по конструкции аналогичен описанному выше отсечному клапану холодного дутья типовой конструкции, но в отличие от него не имеет встроенного перепускного клапана.

6. ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТА ГОРЯЧЕГО ДУТЯ

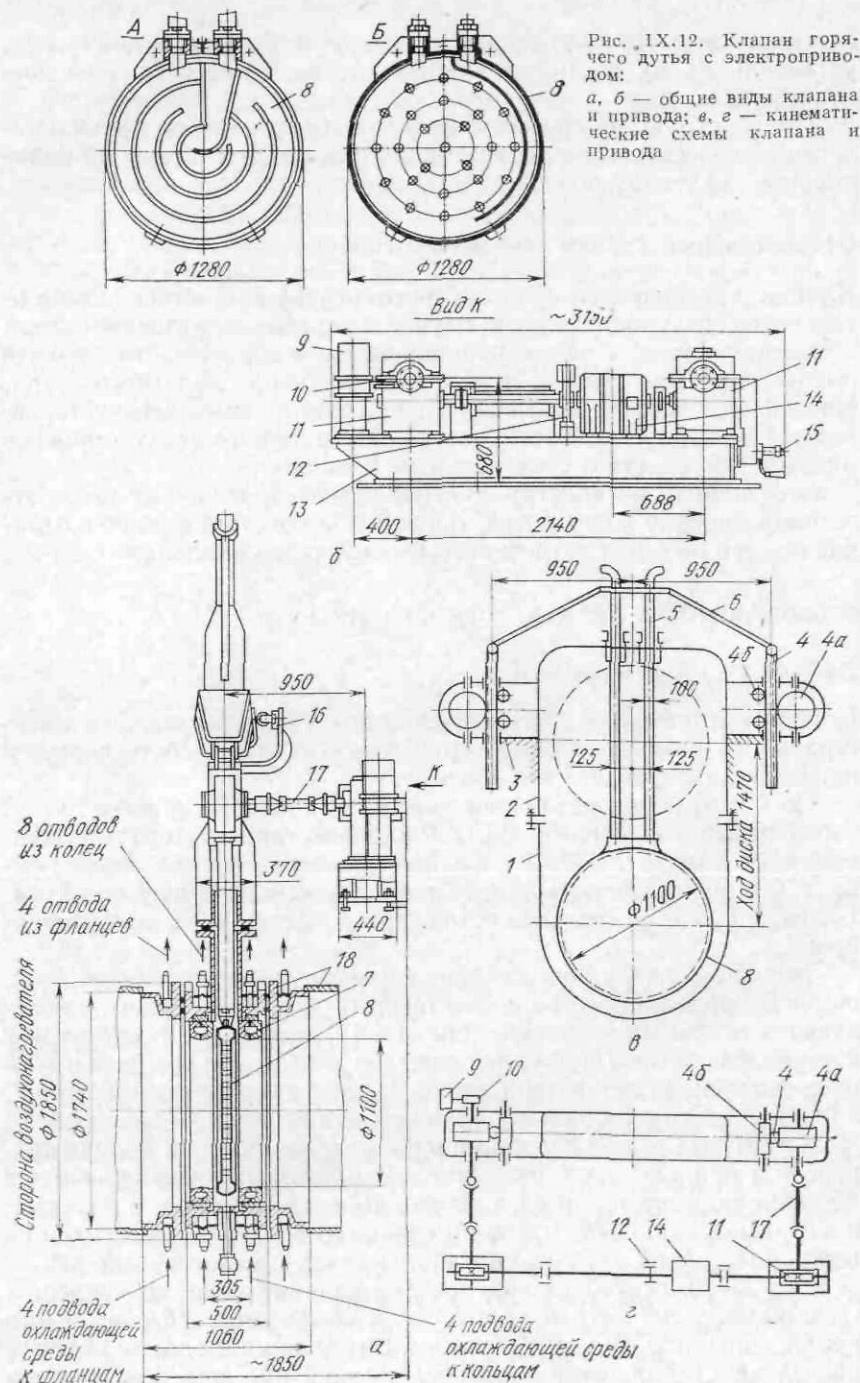
Отсечной клапан горячего дутья

Клапан предназначен для отделения воздухонагревателя от магистрального воздухопровода горячего дутья при работе воздухонагревателя в режиме «на нагрев».

По конструкции различают два типа клапанов горячего дутья: тарельчатый и шиберный. В СССР клапаны тарельчатого типа применяются только на ММК. Клапаны шиберного типа более компактны и не нарушают прямоотности движения горячего воздуха. Благодаря этому они получили преимущественное распространение.

Типовая конструкция клапана горячего дутья шиберного типа, широко применяемого на отечественных заводах, состоит из следующих основных элементов (рис. IX.12): корпуса 1 с крышкой 2 и двумя фланцами 18; двух колец-сидел 7, зафиксированных в корпусе фигурными вставками; диска 8; двух направляющих труб 5, в нижней части соединенных с диском, а в верхней — траверсой 6; двух зубчатых реек 4 с шарнирно прикрепленной к их концам траверсой и проходящих через корпус 3, в которых смонтированы на подшипниках шестерни 4а, находящиеся в зацеплении с рейками, и опорные ролики 4б; отдельно стоящего электропривода и двух карданных валов 17, соединяющих привод с валами шестерен.

Клапан рассчитан на водяное или испарительное охлаждение. Охлаждаемые полости в корпусе 1 и во фланцах 18 образованы приваренными к ним рубашками. Внутренняя полость колец 7 разделена радиальными перегородками на две симметричные от-



носителем вертикальной оси клапана части, имеющие самостоятельное охлаждение.

В варианте с водяным охлаждением (А) диск 8 выполнен с кольцеобразно-лабиринтными перегородками, приваренными во внутренней полости. Подводимая в диск вода подается сначала в нижнюю его часть, на которую при открытом клапане интенсивно воздействует поток горячего воздуха. Поскольку в нижней части диска наиболее вероятно скопление выпадающих из воды механических включений, ухудшающих теплопередачу через стенку диска, канал для воды в этой части выполнен суженным с целью повышения скорости движения воды.

Для снижения расхода воды некоторые узлы оборудования доменной печи (холодильники, кольца и шибер клапана горячего дутья и др.) переводят на разработанное в СССР пароиспарительное охлаждение. При этом в охлаждаемую деталь подают химически чистую воду, а отводят пар. Экономия воды составляет $(100 - t_n + 539)/(50 - t_n)$ раз, где 100 — температура кипения воды, °С; t_n — температура подаваемой воды, °С; 539 — теплота парообразования; 50 — температура (°С) отходящей воды при водяном охлаждении, °С (берется заниженной во избежание образования накипи).

В варианте с испарительным охлаждением (Б) диск имеет одну внутреннюю перегородку для направления потока поступающей в него пароводяной смеси. Внутри диска приварены к его стенкам цилиндрические распорки. Трубы 5 диска соединяют со стационарными трубопроводами с помощью гибких рукавов, для которых на траверсе 6 предусмотрены два поддерживающих кронштейна.

Привод клапана состоит из сварной рамы 13, электродвигателя 14 переменного тока, двух червячных редукторов 11, тормоза 12, командоаппарата 9, кинематического редуктора 10 и кулачковой муфты, а также ручного привода 15. Редукторы 11 соединены с карданными валами 17, передающими вращение шестерням 4а, которые сообщают поступательное движение зубчатой рейке 4, тем самым осуществляя принудительное открывание или закрывание клапана.

Конструкция клапана благодаря командоаппарату 9, а также установленному на кронштейне крышки 2 конечному выключателю 16 обеспечивает возможность его работы в системе автоматического управления.

Техническая характеристика клапана горячего дутья (с электрическим приводом) конструкции ВНИИметмаша—ДЗМО

Диаметр, мм	1300
Скорость движения диска, м/с	0,15
Ход диска, мм	1780
Максимальная температура горячего дутья, °С	1300
Избыточное давление, МПа	0,45
Мощность двигателя привода клапана, кВт	6,4
Масса, т	15

Применяются также клапаны горячего дутья с гидравлическим приводом. Одна из таких конструкций показана на рис. IX.13. Гидроцилиндр 1 установлен непосредственно на клапане и имеет клиновое соединение штока 2 с крышкой 3. Корпус цилиндра 1 связан с траверсой 4, внутри которой проходят трубы 5 диска кла-

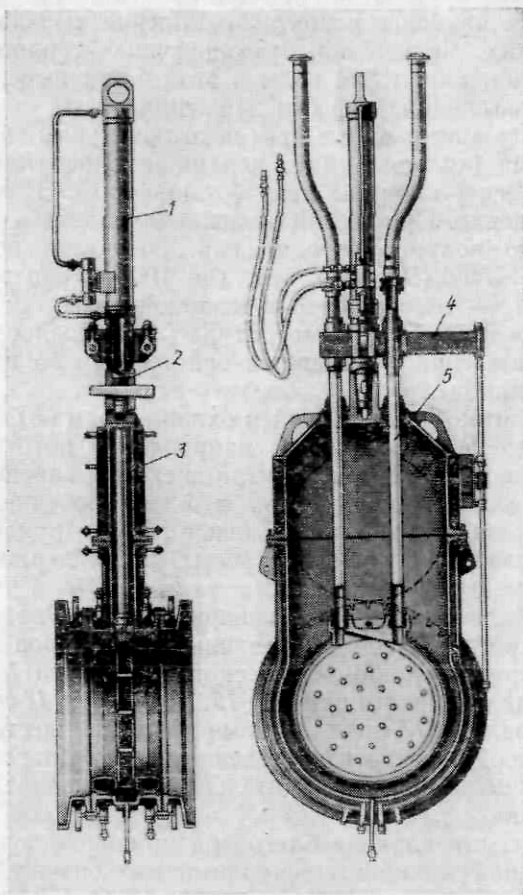


Рис. IX.13. Клапан горячего дутья с гидроприводом

пана, перемещающегося под действием гидроцилиндра. Рассмотренная конструкция клапана характеризуется компактностью и простотой.

ДЗМО изготавливает клапаны горячего дутья диаметром 1300 и 1600 мм для печей объемом 2700—3200 м³ с водяным и испарительным охлаждением, электромеханическим и гидравлическим приводами. Отличительной особенностью клапанов является за-

щита основных термонапряженных узлов (кольца и диска) специальным жаростойким составом, что снижает тепловые потери горячего дутья, проходящего через клапан, в два раза. В конструкцию клапанов внесены существенные изменения, повысившие их надежность и долговечность. Клапаны могут быть использованы в качестве отсечных для отделения газовых горелок от воздухонагревателей в режиме «дутье».

Фурменный прибор

Фурменный прибор предназначен для подачи горячего дутья, а также газообразного, жидкого и пылеобразного топлива через воздушную фурму в горн доменной печи. Воздушные фурмы устанавливаются в верхней зоне горна по окружности в один ряд в количестве от 12 до 42 шт. (для доменной печи объемом 1000 м³ применяют 16, для печи 2000 м³ — 20 и для печи 5000 м³ — 42 фурмы). Внутренний диаметр фурмы 150—200 мм.

Фурменный прибор состоит из трех основных элементов: стационарной части, закрепленной на кожухе горна печи; воздухоподводящего (фурменного) рукава, соединяющего стационарную часть прибора с кольцевым воздухопроводом горячего дутья, и пружинного устройства, зажимающего сопло между фланцами подвижного колена и фурмы.

На рис. IX.14 показана типовая конструкция фурменного прибора доменной печи объемом 2700 м³. Элементами стационарной части прибора являются: стальной литой фланец 14, приваренный к кожуху горна; закрепленная на фланце болтами чугунная водоохлаждаемая амбразура 15 с залитым в нее стальным трубчатым змеевиком охлаждения; водоохлаждаемые фурменный холодильник 16 и фурма 18, передняя (рыльная) часть которой находится в рабочем пространстве доменной печи, выступая за габарит огнеупорной кладки.

Охлаждающая вода подводится к холодильнику по трубе 4 и отводится по трубе 1 и к фурме соответственно по трубам 5 и 2. По трубе 3 к фурме подводится природный газ, смешивающийся в ее канале с горячим дутьем.

В состав воздухоподводящего рукава входят: фланец 23, привариваемый к штуцеру кольцевого воздухопровода; приболченный к патрубку 24 прямой патрубок 6 со сферической головкой в нижней части; водоохлаждаемый фланец 10 и соединенное с ним колено 12; водоохлаждаемый патрубок 13 со сферической головкой; сопло 17 со сферическим водоохлаждаемым фланцем.

Патрубок 6 охватывается хомутом 7 с цапфами, к которым подвешены серьги 8 и тяги 9, предназначенные для плотного прижатия фланца 10 к патрубку 6. К заднему фланцу колена 12 приболчена крышка 22, к которой посредством откидных тяг 20 с клиньями притянута гляделка 21. Регулируемая по длине подвеска 25, прикрепленная одним концом к стальным конструк-

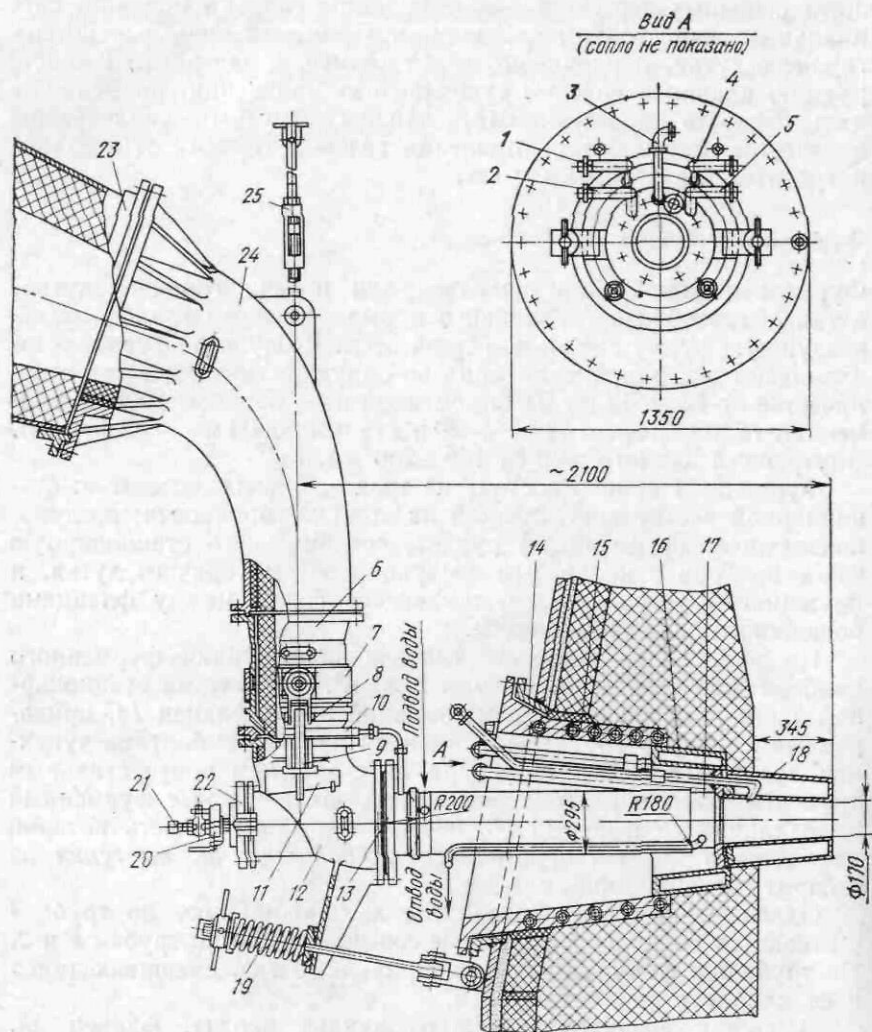


Рис. IX.14. Фурменный прибор доменной печи

циям печи, а другим — к патрубку 24, служит для разгрузки кольцевого воздухопровода от веса воздухоподводящего рукава и соединения фланца 23 с патрубком 24.

Пружинное прижимное устройство 19 предназначено для силового замыкания сферических сочленений сопла с фурмой и патрубком 13, а также для восприятия действующего на фурму со стороны печи усилия, обусловленного избыточным давлением газа в печи.

Замена вышедшей из строя фурмы требует предварительного ослабления затяжки пружины прижимного устройства и отведе-

ния ее вместе с тягой в нижнее положение, ослабления затяжки клиньев 11, отвода колена 12 (поворота его относительно цапф хомута 7), снятия сопла, отсоединения фурмы от водопроводной и газовой сетей. Наиболее часто выходят из строя воздушная фурма и сопло фурменного прибора.

Фурмы выполняют из меди сварно-штампованными или литыми. В первом случае конические обечайки фурмы получают вальцовкой из листа, а переднюю (рыльную) часть — штамповкой или ковкой (для повышенной плотности структуры металла). Литые фурмы изготовляют из медных сплавов с высоким содержанием меди (97—98 %). По эксплуатационным качествам они уступают сварно-штампованным.

Рабочий канал фурмы в основном выполняют конусообразным гладким, иногда — с изгибом вниз (для уменьшения прогара снизу). Фурмы, как правило, снабжают трубками для ввода топлива в рабочий канал и смещения его с потоком дутья.

На отечественных и зарубежных печах широко используется сварное футерованное огнеупорной массой или жароупорным бетоном сопло, которое по сравнению с ранее применявшимися литыми чугунными и стальными, а также сварными экранированными (двухстенными) соплами более долговечно. Использование его позволяет снизить потери тепла, улучшить условия обслуживания прибора.

Характерными недостатками фурменных приборов, выявленными при эксплуатации, являются:

- малая стойкость фурм (в среднем 2—7 мес.) из-за прогара передней (рыльной) части;
- недостаточно высокая стойкость сопел (в среднем 8—9 мес.);
- продув фланцевых соединений раструба со штуцером кольцевого воздухопровода и с цилиндрическим патрубком сферического сочленения патрубка с коленом и других соединений;
- трудность замены вышедших из строя фурмы и сопла.

Глава X

АГРЕГАТЫ ОЧИСТКИ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ДОМЕННОГО ГАЗА

1. СПОСОБЫ ОЧИСТКИ ДОМЕННОГО ГАЗА

Доменный (колошниковый) газ, обладающий сравнительно высокой теплотой сгорания, в настоящее время широко используется в качестве топлива в различных агрегатах металлургического завода, в том числе и в доменном цехе: в смеси с высококалорийными газами (например, коксовым) его применяют в воздухонагревателях. Выход доменного газа зависит от удельного расхода кокса в доменной плавке, например, при расходе кокса 600 кг

на 1 т выплавляемого чугуна выход газа составит около 3400 м³ на 1 т кокса.

Но вместе с доменным газом из печи выносятся значительное количество пыли шихтовых материалов, что ведет к износу и засорению газопроводов и агрегатов, использующих газ, поэтому его предварительно очищают от пыли. Степень запыленности газа зависит от многих факторов: физических свойств и количества мелких фракций компонентов шихты, способа загрузки шихты в доменную печь, скорости газа на колошнике печи и др. С повышением расхода дутья и температуры под колошником печи (при осадке шихты) возрастает скорость выхода газа и соответственно увеличивается вынос пыли с газом. Для снижения скорости газа повышают его давление под колошником печи.

Различают три стадии очистки доменного газа, основанные на сухом и мокром способах:

- 1) грубая — сухим способом в пылеуловителях до содержания пыли в газе 3—12 г/м³ (осаждается до 80 %);
- 2) полутонкая — мокрым способом в скрубберах и трубах-распылителях до 0,6—1,8 г/м³ (подаваемый в них газ очищается от пыли на 80—90 %);
- 3) тонкая — сухим способом в тканевых и электрических фильтрах и мокрым способом в дезинтеграторах и электрофильтрах до 1—20 мг/м³ (в основном в электрофильтрах).

На ряде зарубежных металлургических заводов эксплуатируют тканевые фильтры, при этом степень очистки газа достигает 1 мг/м³; в СССР тканевые фильтры применения не получили.

Весьма высокой степени очистки доменного газа достигают в электрофильтрах. Сухие электрофильтры не обеспечивают устойчивого процесса очистки газа, поэтому в отечественных доменных цехах их, как правило, не устанавливают; мокрые электрофильтры широко используются в СССР при повышенном давлении газа под колошником, обеспечивая эффективную очистку газа (содержание пыли не превышает 10 мг/м³).

Часто электрофильтры сочетают в едином блоке со скруббером, достигая тем самым наиболее компактной системы газоочистки.

2. КОМПЛЕКС ГАЗООЧИСТКИ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

Горячее дутье (рис. X.1) по воздухопроводу 1 подается в кольцевой воздухопровод 2 и через фурмы 3 в доменную печь 4. Из межконусного пространства 6 загрузочного устройства грязный доменный газ через уравнивающий клапан малого конуса (УКМК) 9 выпускают в атмосферу. Для выравнивания давления в межконусном пространстве с давлением в доменной печи по газопроводу 5 подается полусухой газ через уравнивающий клапан большого конуса (УКБК) 8 из скруббера высокого давления II.

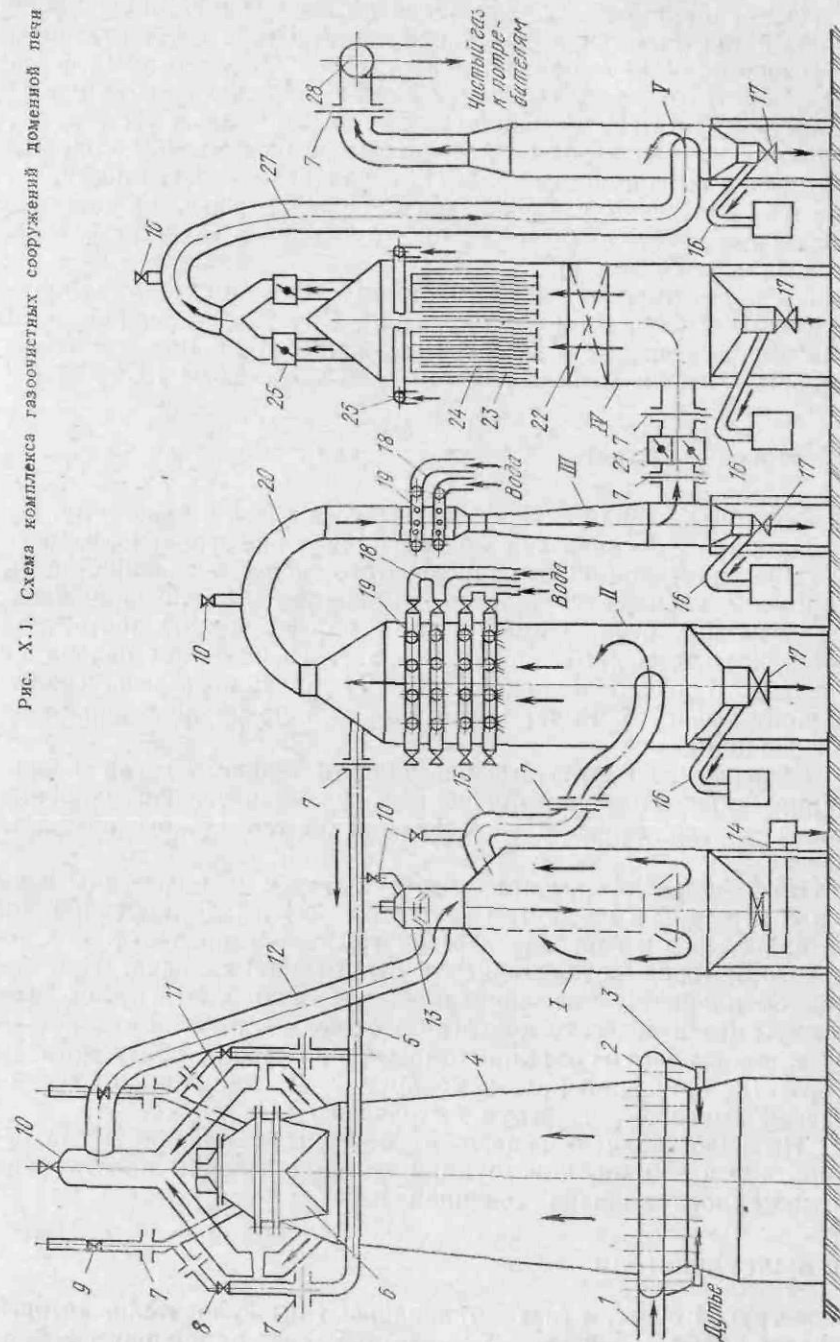


Рис. X.1. Схема комплекса газоочистки сооружений доменной печи

Из доменной печи 4 по газопроводам печи 11 и газопроводу 12 грязный газ подается в пылеуловитель 1. После грубой очистки по газопроводу 15 газ подается в скруббер 11, затем по газопроводу 20 в трубу-распылитель 111 и через дроссельную группу 21 в электрофильтр IV, имеющий газораспределительные решетки 22, коронирующие электроды 23, осадительные электроды 24, сопла 25 для подачи воды и дроссели 26. По трубопроводу 27 газ поступает в водоотделитель V для удаления капельной влаги, из которого чистый газ поступает в коллектор 28 и затем в газовую сеть завода (к потребителям).

В системе газоочистки установлены задвижки (отсечные устройства) 7 и атмосферные клапаны 10. Для уборки мокрой пыли и шлама, оседающих в газоочистных устройствах, предусмотрены затворы 17, а для отвода грязной воды водоотводы 16.

Атмосферный клапан

Атмосферный клапан служит для выпуска газов в атмосферу.

На рис. X.2 показана конструкция типового атмосферного клапана диаметром 800 мм тарельчатого типа для доменной печи. Корпус 2 клапана установлен на патрубке 1, привариваемом к газопроводу печи, и имеет седло 3 со сферической контактной поверхностью, закрываемое тарелью 4. Посредством пальца 12 и шарового подшипника скольжения 11 тарель подвешена к двухплечемому рычагу 6. Рычаг вместе с осью 5 может поворачиваться в подшипниках 9.

Сферические контактные поверхности тарели и седла и шарнирное крепление тарели к рычагу обеспечивают самоустановку тарели относительно седла и плотное закрытие клапана.

На одном конце рычага 6 через траверсу 10 подвешены цепи с контргрузом, а на другом закреплена серьга 8 с коушем 7 каната, идущего к барабану лебедки грузоподъемностью 5 т, с помощью которой осуществляется открывание клапана. При закрытом клапане тарель прижимается к седлу контргрузом. Для защиты цепей подвески контргруза от воздействия на них потока газа, выходящего из печи при открывании клапана, предусмотрены щиты 13, прикрепленные к корпусу 2. В открытом положении тарель выводится из струи выходящего газа.

Пылеуловители оснащают атмосферными клапанами диаметром 400 и 250 мм, конструкции которых подобны конструкции атмосферного клапана доменной печи.

3. ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Для грубой очистки газа устанавливают пылеуловители, которые представляют собой закрытые вертикальные цилиндрические ре-

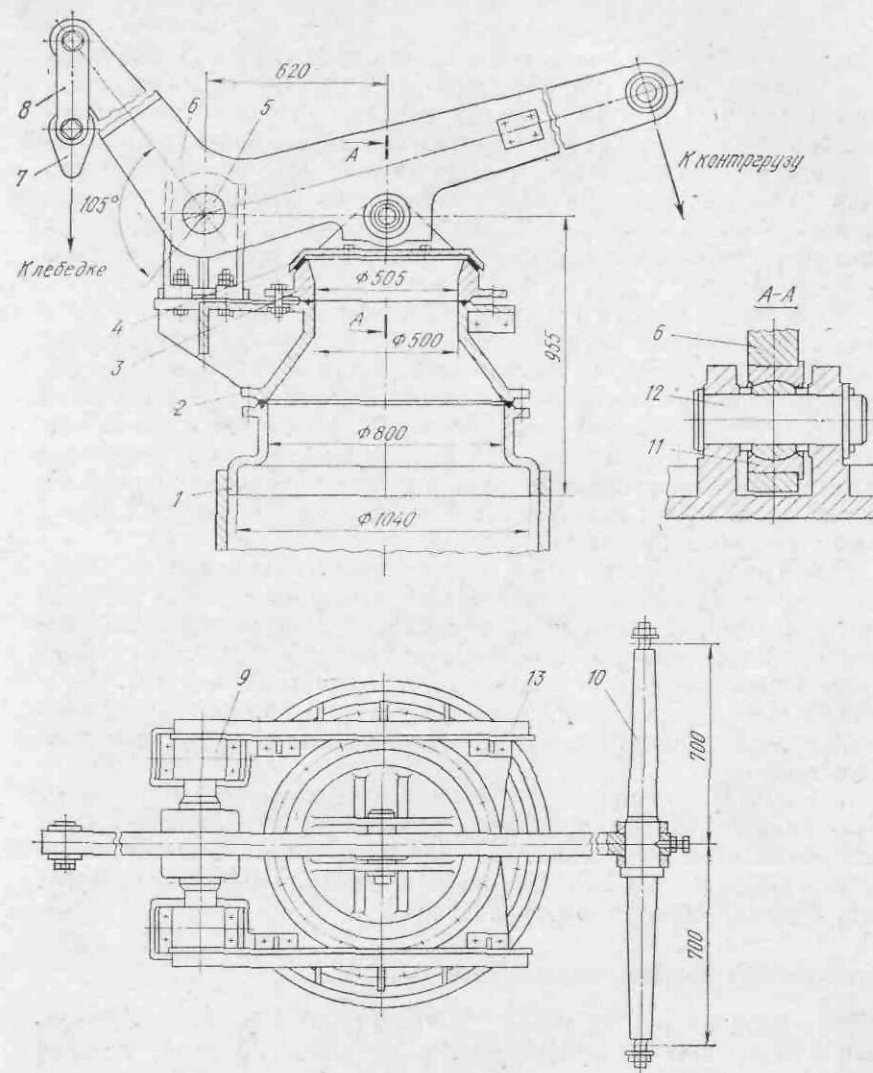


Рис. X.2. Атмосферный клапан доменной печи

зервуары с коническими торцами, футерованные изнутри огнеупорным материалом.

Типы пылеуловителей

Различают два типа пылеуловителей: первичный и вторичный.

В первичном (радиальном) пылеуловителе (рис. IX.1, поз. 1) с верхним осевым или боковым подводом газа

и верхним отводом его выделение пыли происходит под действием силы тяжести ее частиц в результате уменьшения скорости и подъемной силы газа при выходе из газопровода в пылеуловитель большого диаметра (до 12 м). Скорость движения газа в пылеуловителе должна быть меньше скорости осаждения частиц пыли (0,8—1,2 м/с). Поскольку при одной и той же скорости осаждения пыли степень очистки газа одинакова, площадь поперечного сечения пылеуловителя выбирается пропорциональной расходу газа.

Во вторичном (тангенциальном) пылеуловителе с подводом газа по касательной к цилиндрической поверхности стенки и отводом сверху пыль осаждается под действием центробежных сил, отбрасывающих ее к стенке. Скорость осаждения пыли определяется из условия равновесия между центробежной силой, приложенной к частице пыли, и сопротивлением газа движению частицы. Время пребывания газа в пылеуловителе должно быть достаточным, чтобы пылинки успели проникнуть к стенке через толщу газового потока.

Для грубой очистки газа раньше предусматривали не менее двух последовательно установленных пылеуловителей у каждой доменной печи. С переходом на работу с повышенным давлением колошникового газа вынос пыли резко сократился. В связи с этим новые доменные печи оснащают только одним первичным пылеуловителем, который в сочетании с другими аппаратами обеспечивает достаточную степень обеспыливания и последующей очистки газа.

Выгрузка колошниковой пыли из пылеуловителей в открытые железнодорожные платформы, несмотря на увлажнение пыли, нередко вызывает загрязнение атмосферы, что ухудшает условия работы обслуживающего персонала и отрицательно сказывается на работоспособности оборудования.

Отсекающий клапан тарельчатого типа

Отсекающий клапан диаметром 3000 мм (рис. X.3), предназначенный для отделения пылеуловителя от доменной печи, встроен в верхний патрубок пылеуловителя. Опорное кольцо 1, фланец 6 и корпус люка 11 вварены в верхнюю часть (горловину) кожуха пылеуловителя, выполняющую роль корпуса клапана, закрытого сверху крышкой 7. Седло 2 имеет две рабочих контактных поверхности — нижнюю и верхнюю, на которые при закрытом клапане опираются соответствующие конусы (тарели).

Нижний конус 3 шарнирно подвешен к штанге 5, а верхний 4 имеет отверстие для прохода штанги. При открывании клапана сначала поднимается нижний конус, а затем, когда он упрется в верхний, происходит подъем обоих конусов. При закрывании клапана сначала на седло садится верхний конус, а затем нижний. Опорное кольцо и седло клапана устанавливаются в кожухе пыле-

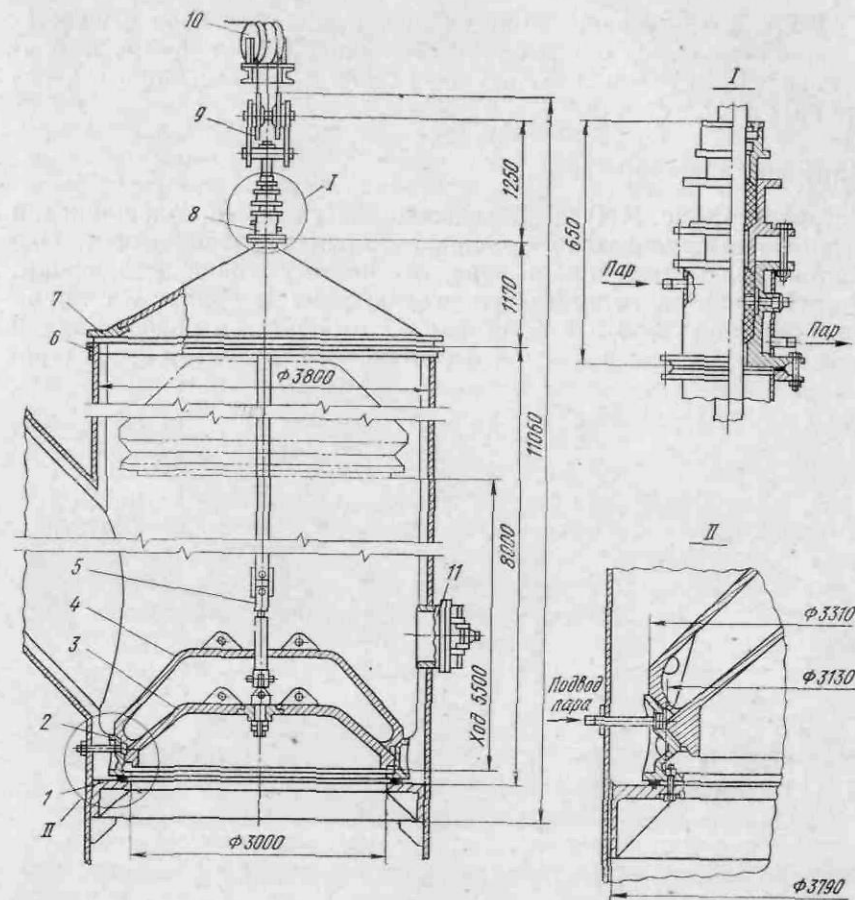


Рис. X.3. Отсекающий клапан пылеуловителя

уловителя ниже места врезки в него идущего от доменной печи газопровода грязного газа. Ход конусов выбран с таким расчетом, чтобы при верхнем рабочем положении они находились выше места врезки газопровода грязного газа и, таким образом, полностью открывали проходное сечение клапана, находясь в стороне от потока поступающего в пылеуловитель колошникового газа.

Корпус двойного сальникового уплотнения 8 штанги снабжен штуцером для подвода пара с целью обогрева уплотнения. При закрытом клапане в пространство между нижним и верхним конусами через штуцер, вваренный в седло, подается пар под давлением, превышающем давление газа в пылеуловителе. Это позволяет полностью исключить утечки газа через клапан.

Подъем и опускание конусов отсекающего клапана осуществляются электрической лебедкой грузоподъемностью 3,5 т, связанной со штангой клапана посредством запасованного через блоки 9 и 10 каната.

Винтовой конвейер

Устройство (рис. X.4) предназначено для удаления колошниковой пыли из пылеуловителя с одновременным ее увлажнением. Оно состоит из собственно конвейера, отсекающего клапана и задвижки. В состав винтового конвейера входят: рама 1, корпус 8 с двумя винтами (шнеками) 5 и 6, стойка 11 с опорными подшипниками винтов; шестеренная клетка 4, муфты 3 и 13, редуктор 2, электро-

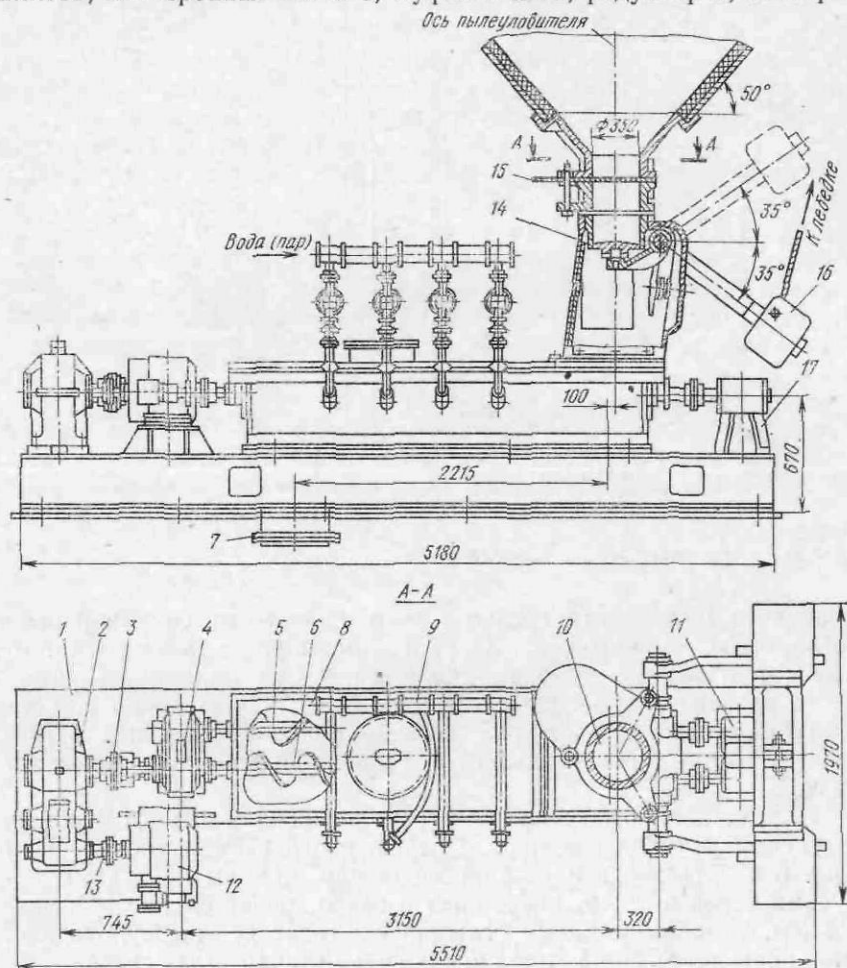


Рис. X.4. Винтовой конвейер пылеуловителя

двигатель 12 переменного тока мощностью 11 кВт и трубы 9 с форсунками для увлажнения пыли.

Корпус 8 имеет приемное отверстие 10 и выгрузочный патрубок 7. При работе конвейера винты с наружным диаметром 360 мм, вращаясь навстречу друг другу, перемещают пыль, поступающую через приемное отверстие 10 корпуса 8, вдоль его оси к выгрузочному патрубку 7 диаметром 430 мм. При движении пыль смачивается водой (расход до 25 м³/ч), подаваемой через форсунки, и в увлажненном виде выгружается на железнодорожную платформу или в полувагон.

В зимнее время перед пуском конвейера в работу в корпус через форсунки подают пар для разогрева смерзшихся остатков транспортируемой массы. Конвейер рассчитан на избыточное давление газа в пылеуловителе до 0,25 МПа и температуру газа и пыли до 400 °С; производительность конвейера 100 м³/ч; масса 8,8 т.

Отсечной пылевой клапан 14 тарельчатого типа диаметром 600 мм предназначен для выпуска пыли из пылеуловителя. По своей принципиальной схеме и конструкции он подобен уравнительному клапану загрузочного устройства доменной печи, имеет контргруз 16, рычаг которого соединен канатом с двухскоростной лебедкой 15. В закрытом положении тарель прижимается к седлу контргрузом, масса которого около 2 т. Клапан рассчитан на избыточное давление газа 0,15 МПа, масса клапана равна 5,3 т.

З а д в и ж к а 15 предназначена для отделения от пылеуловителя отсекающего клапана и винтового конвейера при их ремонтах и ревизиях.

Винтовые конвейеры работают в весьма тяжелых условиях, подвергаясь воздействию высокой температуры и интенсивному абразивному износу. В связи с этим начали применять более простое и надежное устройство для уборки пыли из пылеуловителя в вагоны — пылеспускную трубу.

Пыль из пылеуловителя через отсечной клапан направляется в наклонную трубу диаметром 400—500 мм и через ее вертикальный цилиндрический носок выгружается в вагон. Движение пыли по трубе происходит за счет избыточного давления газа в пылеуловителе. Для увлажнения пыли вдоль трубы установлены форсунки, подающие воду в рабочий канал. При соприкосновении воды с горячими частицами пыли происходит большое число микровзрывов с образованием пара, придающих движению струи пыли турбулентный характер, что способствует лучшему ее увлажнению.

Для подачи пыли из пылеуловителей на аглофабрику разработаны также средства ее уборки пневмотранспортом по трубопроводу и в пневмоцистернах.

4. СКРУББЕРЫ И ТРУБЫ-РАСПЫЛИТЕЛИ

Для полутонкой очистки газа применяют скрубберы и трубы-распылители, работающие на принципе улавливания пыли газа при смачивании ее водой.

Скруббер (см. рис. X.1) выполняется в виде вертикального цилиндрического резервуара с коническими торцами, в боковой стенке которого расположен наклонный патрубок для подвода грязного газа, поступающего из пылеуловителя. Верхняя часть скруббера снабжена центральным патрубком для отвода газа. Проходя через скруббер, газ орошается сверху водой, поступающей по трубам 18 через форсунки 19, расположенные сверху в несколько рядов. Очистка газа происходит в результате резкого снижения его скорости при входе в резервуар большого объема и смачивания частиц пыли водой. Одновременно с очисткой происходит охлаждение газа за счет испарения воды. Загрязненная вода из нижней части скруббера, пройдя водяной затвор 16, переливается в желоб, по которому подается в отстойник. С помощью дресселя с поплавковым приводом автоматически поддерживается заданный уровень воды в нижней части скруббера. Резервуар поплавкового привода сообщается со скруббером трубой. При достижении предельного верхнего уровня вода сливается через резервный отвод.

Смачивание пыли и охлаждение газа улучшаются путем увеличения степени распыления воды форсунками и конденсации водяного пара.

Диаметр скруббера равен 6—8 м, а высота — до 30 м; температура газа, выходящего из скруббера, 10—45 °С. Удельный расход воды 2—4 л/м³. Производительность скруббера составляет 100—250 тыс. м³/ч.

Труба-распылитель (труба Вентури) представляет собой расширяющееся сопло диаметром 1600 мм и длиной 10 800 мм, на входе которого установлены трубы 18 и водяные форсунки 19 (см. рис. X.1). Благодаря высоким скоростям движения газа и тонкому распылению воды происходит разрушение или уменьшение толщины газовых оболочек, адсорбированных частицами пыли, вследствие чего создаются благоприятные условия для смачивания и коагуляции этих частиц. Гидравлическое сопротивление трубы-распылителя 2,5÷4,5 кПа; расход воды (при избыточном давлении газа 0,25 МПа) составляет 80—110 м³/ч, а удельный расход воды 0,4—0,6 л/м³. Производительность трубы-распылителя (по газу) равна 110 000—125 000 м³/ч.

5. ДЕЗИНТЕГРАТОРЫ И ЭЛЕКТРОФИЛЬТРЫ

Для тонкой очистки газа применяют дезинтеграторы и электрофильтры, а также трубы-распылители.

Дезинтегратор представляет собой агрегат типа центробежного вентилятора. Получистый газ поступает в дезинте-

гратор через всасывающие патрубки и вдоль вала ротора, снабженного бичами и лопастями, попадает в нагнетательную полость. Одновременно с газом в эту полость поступает вода, распыленная закрепленными на роторе барабанами. Двигаясь к периферии, газ и вода проходят между вращающимися бичами и лопастями ротора и неподвижными бичами корпуса, в результате чего происходит дополнительное дробление воды и смачивание пыли водой. Под действием центробежных сил, вызываемых вращением ротора, шлам отбрасывается к стенкам корпуса и, стекая по ним, через патрубки, выполненные в виде водяных затворов, отводится из дезинтегратора. Очищенный газ выходит по улитообразной полости через нагнетательный патрубок.

Дезинтеграторы отечественной конструкции рассчитаны на расход электроэнергии 4,6—5,6 кВт·ч на 1000 м³ газа и расход воды 0,5—0,6 л/м³; давление воды составляет 2—3 кПа. Производительность дезинтеграторов равна 60 и 80 тыс. м³/ч.

Электрофильтр — цилиндрический резервуар с расположенными в его верхней части осадительными электродами (анодами) — стальными трубами диаметром до 325 мм и длиной до 4 м, внутри которых на изоляторах подвешены коронирующие электроды (катоды) — медные проволочные нити, натянутые грузами (см. рис. X.1).

Газ, поступая в нижнюю часть электрофильтра, поднимается и, пройдя распределительную решетку, попадает в создаваемое электродами электростатическое поле, в котором частицы пыли заряжаются, притягиваются к соответствующему электроду и осаждаются. С труб (анодов) осаждающаяся пыль непрерывно смывается водой, подаваемой насажденными на трубы сверху соплами. Коронирующие электроды периодически промываются с помощью форсунок.

Широко используемые в СССР мокрые электрофильтры при относительно низком расходе воды (4,5—7 л/м³) и электроэнергии (0,6—1,0 кВт·ч/1000 м³), а также простоте обслуживания позволяют получать газ с содержанием пыли, не превышающим 10 мг/м³.

6. ЗАДВИЖКИ ГАЗОПРОВОДОВ

Для отключения агрегатов газоочистки и участков газопроводов от общей газовой сети применяют задвижки. По конструкции задвижки можно разделить на два типа: с механическим зажимом заслонки и с зажимом от термоэлемента.

Клапаны шиберного и тарельчатого типов, особенно в тех случаях, когда рабочей средой является грязный или получистый колошниковый газ, для этих целей не используют ввиду недостаточно высокой их плотности, которая в значительной степени снижается из-за накопления пыли в корпусе клапана, препятствующего нормальной его работе.

Задвижка с механическим зажатием заслонки

На рис. X.5 показана конструкция задвижки, основными элементами которой являются: сварной корпус с патрубками 1 и 2 с закрепленными на них стойками 13 и 14; расположенная между патрубками заслонка 15 с зубчатым сектором 16; смонтированная в стойках неподвижная ось 12, на которой свободно закреплена заслонка; механизм поворота заслонки с электроприводом и два (верхний и нижний) механизма зажима заслонки с ручным приводом.

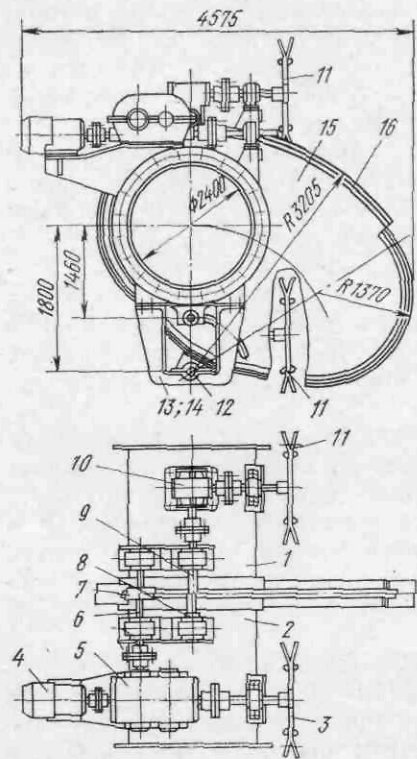


Рис. X.5. Задвижка газопровода с механическим зажатием заслонки

При вращении штурвалов 11 в одну или другую сторону в результате сближения или отдаления патрубков 1 и 2 корпуса задвижки происходит зажатие или освобождение заслонки 15, заслонку поворачивают только после ее освобождения. Механизм поворота может быть приведен в действие вручную от штурвала 3.

Задвижка рассчитана на избыточное (рабочее) давление газа до 0,03 МПа и время открывания 0,9—2,8 мин и устанавливается на горизонтальном участке газопровода. Непосредственно около задвижки должен устанавливаться температурный компенсатор.

Диаметры условного прохода выпускаемых задвижек принимаются от 600 до 2400 мм; масса задвижки составляет от 1,2 до 4,9 т.

Задвижка с зажатием заслонки от термоэлемента

Зажатие заслонки в задвижках этого типа основано на принципе работы трехстержневого элемента (рис. X.6, а), в котором все стержни одним концом связаны траверсой, другим концом два боковых стержня скреплены с одной деталью (А), а средний стержень — с другой деталью (Б), причем этот стержень равномерно нагревают по длине. Нагрев среднего стержня приводит к его удлинению и соответствующему смещению деталей друг относительно друга на величину Δl , которая определяется зависимостью

$$\Delta l = k_n \Delta t l,$$

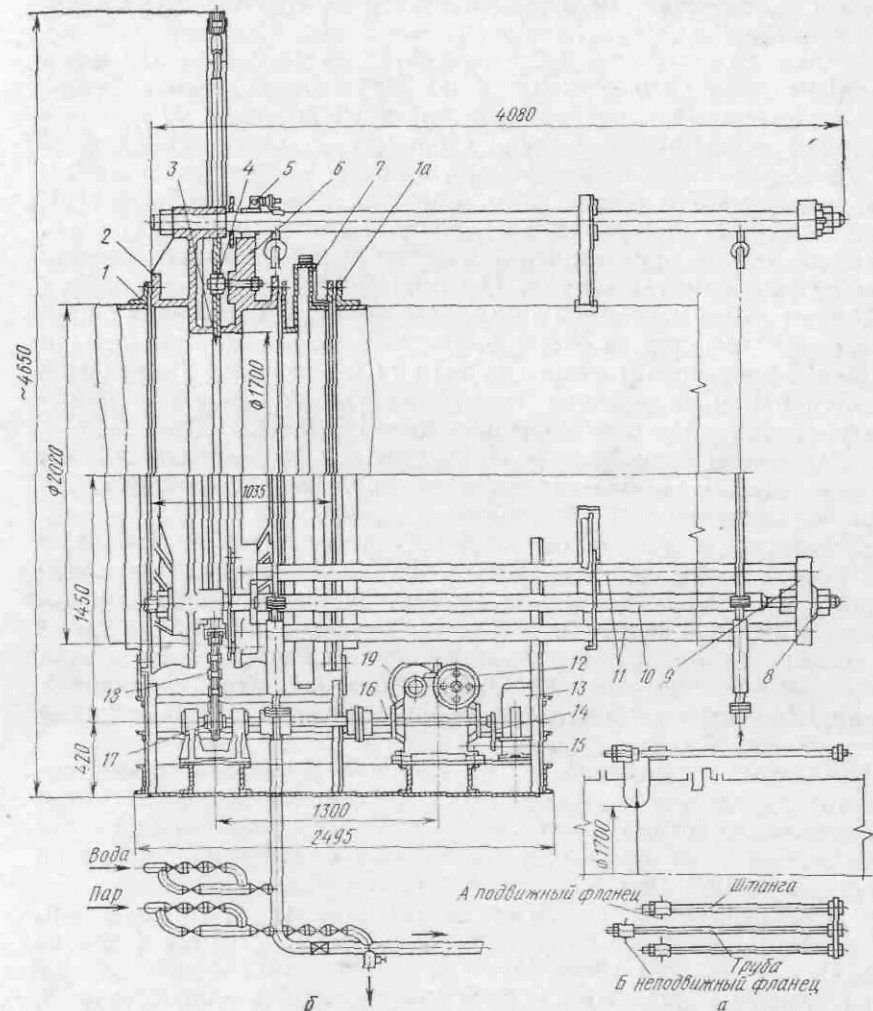


Рис. X.6. Задвижка газопровода с зажатием заслонки термоэлементом

где k_λ — коэффициент линейного расширения материала стержня; Δt — разность температур стержней; l — длина стержня.

Величина Δl характеризует степень раскрытия фланцев задвижки. Задавшись этой величиной, можно определить необходимую длину стержня l .

На рис. X.6, б показана задвижка диаметром (в свету) 1700 мм для газопроводов диаметром 2000 мм, между стальными литыми фланцами 2 и 6 которой размещена заслонка 3, представляющая собой стальной фигурный лист с отверстием с одной стороны. Заслонка закреплена на оси 4 фланца 6. Фланец 2 соединен с газопроводом посредством промежуточного фланца 1. Фланец 6 связан с газопроводом через сварной компенсатор 7 и второй фланец 1а.

Задвижка снабжена тремя равноудаленными друг от друга группами тяг, расположенными по окружности фланцев 2 и 6. Каждая группа состоит из трех тяг: двух коротких 11 и одной длинной полой тяги 10. С одной стороны концы всех тяг в группе связаны между собой траверсой 9, в которой они зафиксированы от продольного и поперечного взаимных перемещений. Другим концом тяги 11 прикреплены к фланцу 6, а тяги 10 — к фланцу 2.

Заслонка 3 при открытой или закрытой задвижке зажата между фланцами тягами 10 и 11 с гайками 8. Разжатие фланцев 2 и 6 для перевода заслонки 3 из одного крайнего положения в другое осуществляется за счет термического удлинения тяг 10. При этом перемещаются траверса 9, тяги 11 и фланец 6. Тяги нагреваются паром, подаваемым во внутреннюю их полость, с температурой 150—200 °С и давлением 0,7—1,1 МПа.

Для сокращения времени, требующегося на зажатие заслонки, предусмотрено водяное охлаждение тяг, которое используется преимущественно в летнее время.

Вращение заслонки производится приводом, смонтированным на раме. Привод включает в себя электродвигатель 19 переменного тока мощностью 2 кВт, дифференциальный редуктор 15, кинематическую цепную передачу 14, командоаппарат 13, а также промежуточный вал 16 и узел приводной звездочки 17. Звездочка передает движение заслонке посредством приводной роликовой цепи 18, огибающей звездочку и прикрепленной своими концами к заслонке.

В отсутствие электроэнергии или при неисправном электродвигателе задвижка может быть переключена вручную путем вращения цепного колеса 12, закрепленного на консольной части червячного вала редуктора 15. Время срабатывания задвижки составляет 1,25 мин.

Переключение задвижки осуществляется следующим образом. Сначала подается пар в расширительные тяги 10. Когда величина удлинения их достигнет заданной, предварительно проверенной при монтаже задвижки, срабатывает микропереключатель 5, установленный на фланце 6; подача пара прекращается и авто-

матически включается электродвигатель привода. При достижении заслонкой крайнего положения командоаппарат останавливает электродвигатель, включая одновременно электромагнитный привод вентиля, который установлен на магистрали, подающей воду для охлаждения тяг 10. По окончании охлаждения вода из тяг 10 выпускается.

Преимущество термических задвижек по сравнению с листовыми заключается в простоте и надежности системы зажима заслонки и возможности дистанционного управления.

7. СИСТЕМА ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ДОМЕННОГО ГАЗА

Избыточное давление газа под колошником доменной печи выше 0,02 МПа принято считать повышенным. Применение повышенного давления газа является эффективным средством увеличения производительности печи. Впервые в мировой практике опытные плавки чугуна, показавшие преимущества повышенного давления газа, были проведены в СССР в 1940 г. на доменной печи металлургического завода им. Петровского.

В последующие годы повышением давления газов в доменной печи стали заниматься и в США. В СССР первым предприятием, освоившим работу доменной печи с повышенным давлением газа в промышленных условиях, был ММК, на котором была применена система с использованием дроссельного устройства. Впоследствии системы повышенного давления газа с дроссельным устройством были установлены на Кузнецком и Нижнетагильском металлургических комбинатах и на других предприятиях.

При работе доменной печи на повышенном давлении газа (см. рис. X.1) избыточное давление газа под колошником создает дроссельное устройство 21 (или газовая турбина), которое во избежание износа и засорения пылью устанавливают после скруббера 11 и труб-распылителей 111. Давление газа можно регулировать за счет открывания или закрывания дросселя вплоть до перевода печи на нормальное давление.

Дроссельное устройство (рис. X.7) состоит из цилиндрического корпуса 1 с фланцами и с четырьмя дросселями. Три дросселя 2 большого диаметра (750 мм) создают повышенное давление; для снятия давления их открывают. Четвертый дроссель 3 меньшего диаметра (400 мм) служит для автоматического поддержания заданного под колошником повышенного давления. Привод всех дросселей электромеханический. Дроссели 2 имеют индивидуальные приводы 4, расположенные рядом с ними; привод дросселя 3 вынесен в сторону и соединен с ним тягой 5. Для использования дроссельной группы в качестве газоочистного устройства перед дросселями в корпусе 6 установлены форсунки 7. В нижней части диафрагмы предусмотрено отверстие для выпуска шлама.

Энергия сжатого доменного газа, выделяемая в дроссельном устройстве, может быть использована в турбине-расширителе.

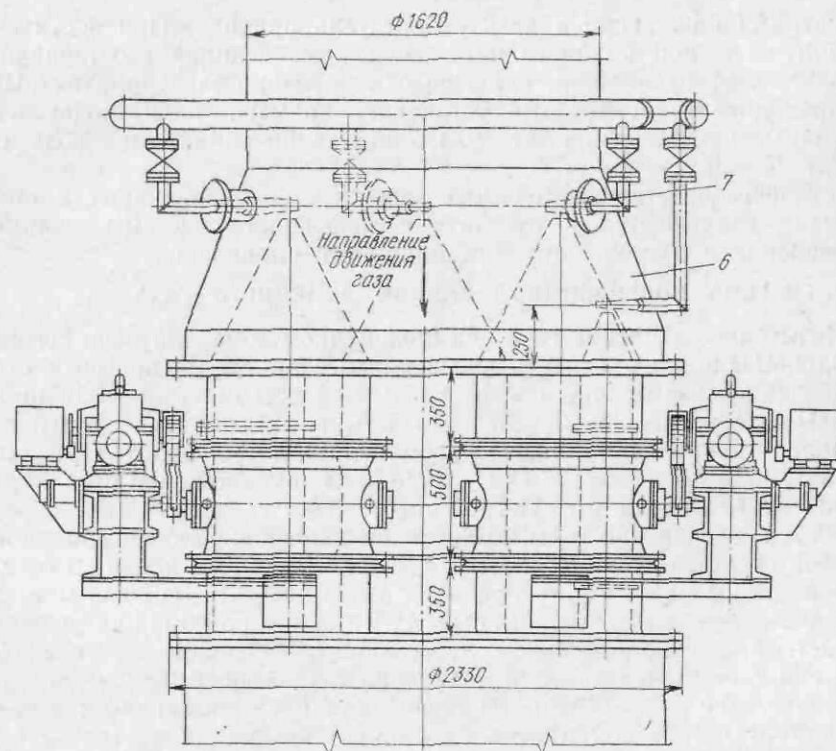


Рис. X.7. Дроссельное устройство

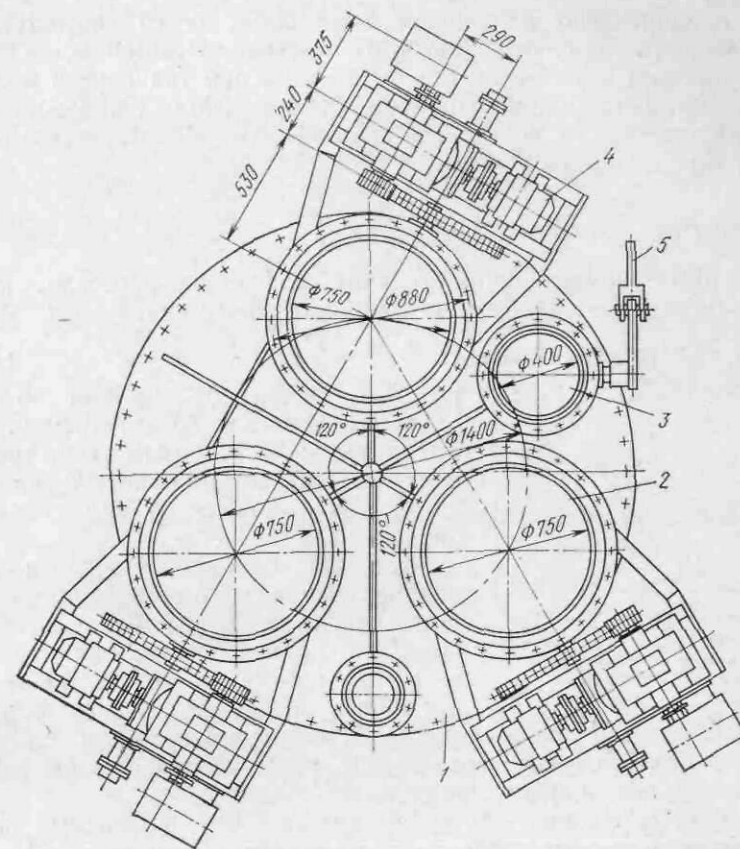
На Череповецком металлургическом комбинате эксплуатируют газорасширительную турбину, спаренную с генератором постоянного тока мощностью 12 000 кВт.

Доменный газ с избыточным давлением 0,16—0,18 МПа после очистки подогревают с целью его осушения в подогревателе до температуры 120—140 °С, после чего подают в турбину. По выходе из турбины газ с давлением 0,014—0,015 МПа направляют в газовую сеть завода.

Гипроюзом выполнены проекты установки аналогичных турбин для ряда других металлургических заводов. Применение турбин-расширителей позволяет в значительной мере компенсировать расходы на сжатие дутья воздуходувными машинами.

8. ПРИВОДЫ КЛАПАНОВ И ИХ РАСЧЕТ

В качестве приводов клапанов применяют: барабанные электролебедки с канатной передачей; электрические с кривошипно-шатунной, реечной, цепной или винтовой передачами, а также пневматические и гидравлические.



Продолжение рис. X.7

Основным недостатком канатного привода от электролебедки без принудительного закрывания клапана является возможность зависания диска (шибера) в сальниковых уплотнениях клапана из-за наличия сил трения. Добавление специальных грузов для увеличения веса движущихся частей клапана приводит к ударным нагрузкам и увеличению мощности привода.

Использование электроприводов с другими передачами (кривошипно-шатунной, реечной и пр.) обеспечивает принудительное безударное перемещение запорного органа клапана, но в ряде случаев усложняет конструкцию и увеличивает ее габариты. Более прогрессивным конструкторским решением является применение встроенного привода, при котором действующие усилия замыкаются в системе клапана.

Наибольшая компактность и простота присущи гидравлическому приводу. Требуемое в клапане прямолинейное поступательное движение диска с двумя крайними рабочими положениями

при сравнительно небольшом ходе более всего соответствует возможностям и назначению этого привода. Преимущества этого вида привода обусловили его быстрое распространение в последнее время. Так, на доменной печи объемом 5000 м³ Криворожского металлургического комбината клапаны воздухонагревателей выполнены с гидроприводами.

Дроссельные клапаны

Суммарный момент сопротивления вращению дросселя, которому определяют требуемую мощность двигателя, равен

$$M = M_1 + M_2 + M_3, \quad (X.1)$$

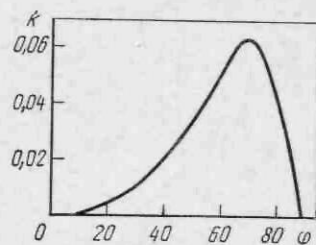


Рис. X.8. График зависимости коэффициента k от угла поворота дросселя клапана

где M_1 — момент от действия потоков рабочей среды на дроссель, стремящийся его закрыть; M_2 — момент от сил трения вала дросселя в сальниковых уплотнениях; M_3 — момент от сил трения в опорах вала дросселя.

Дроссель клапана, уменьшая проходное сечение трубопровода, разделяет поток рабочей среды на две части. Передний край дросселя, наклоненный в сторону потока среды, отклоняет поток в большей степени, чем задний. Это обуславливает большие ускорения в верхнем потоке и, следовательно, более сильное воздействие этого потока на дроссель, и его стремление закрыть дроссель.

Момент сопротивления вращению дросселя, вызванный потоком рабочей среды (согласно экспериментальным данным)

$$M_1 = kD^3 \Delta p, \quad (X.2)$$

где k — коэффициент пропорциональности, зависящий от угла поворота φ дросселя (определяется по графику на рис. X.8); D — диаметр проходного сечения клапана; Δp — перепад давления (скоростной напор).

Момент сопротивления вращению от сил трения вала дросселя в сальниковых уплотнениях

$$M_2 = F_T \frac{d}{2}, \quad (X.3)$$

где F_T — сила трения в сальниковом уплотнении клапана; d — диаметр вала в месте уплотнения.

Момент от сил трения в опорах вала дросселя

$$M_3 = G\mu \frac{d_1}{2}, \quad (X.4)$$

где G — суммарное усилие от веса дросселя с валом и давления среды; μ — коэффициент трения в подшипниках опор; d_1 — диаметр цапфы вала.

Клапаны шиберного типа

При вертикальной установке клапана суммарное сопротивление подъему диска (заслонки) равно

$$W_{\text{н}} = Q_1 + Q_2 + F_T - Q_3, \quad (X.5)$$

где Q_1 — вес диска (включая перемещающиеся элементы); Q_2 — сила сопротивления, обусловленная прижатием диска к седлу (из-за разности давлений рабочей среды по обе стороны диска); F_T — сила трения в сальниковом уплотнении клапана; Q_3 — усилие, выталкивающее диск из корпуса клапана (обусловлено избыточным давлением рабочей среды).

$$\text{Здесь } Q_2 = \frac{\pi D_y^2}{4} \Delta p \mu, \quad (X.6)$$

где D_y — средний диаметр уплотняющей контактной поверхности диска; Δp — перепад давлений по обе стороны диска; μ — коэффициент трения между диском и седлом.

Усилие, выталкивающее диск

$$Q_3 = \frac{\pi d_T^2}{4} p_p z,$$

где d_T — наружный диаметр трубы (штока) диска; p_p — давление рабочей среды; z — число труб (штоков).

Суммарное усилие сопротивления опусканию диска

$$W_o = F_T + Q_3 - Q_1.$$

При горизонтальной установке клапана суммарное усилие сопротивления открыванию

$$W_o = \left(Q_1 + \frac{\pi D_y^2}{4} \Delta p \right) \mu + F_T - Q_3. \quad (X.7)$$

При наличии клина на клапане или седле, зажимаемого с усилием P с каждой стороны, обеспечивающим необходимую плотность, появляется дополнительное усилие

$$\text{при открывании клапана } P_o = 2 (P\mu \cos \alpha - P \sin \alpha); \quad (X.8)$$

$$\text{при закрывании клапана } P_s = 2 (P\mu \cos \alpha + P \sin \alpha), \quad (X.9)$$

где α — угол клина.

Клапаны тарельчатого типа

Момент, необходимый для вращения вала с тарелью

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5, \quad (X.10)$$

где $M_1 = p \frac{\pi D_y^2}{4} r_1$ — момент, создаваемый перепадом давления газа на тарель p ; D_y — средний диаметр уплотняющей контактной поверхности тарели; r_1 — расстояние (плечо) от оси поворота рычага до оси крепления тарели; $M_2 = Gr_2$ — момент, создаваемый весом G узла тарели и рычага; r_2 — плечо приложения силы веса относительно приводного вала; $M_3 = Rf \frac{d_{ц}}{2}$ — момент сил трения в подшипниках вала; R — реакция в подшипниках вала; f — коэффициент трения в подшипниках; $d_{ц}$ — диаметр цапф вала; $M_4 = \pi dh\mu k_{дп} \frac{d}{2} z$ — момент сил трения в сальниковых уплотнениях; d — диаметр по сальниковому уплотнению; h — высота сальникового уплотнения; μ — коэффициент трения в сальниковых уплотнениях; z — число сальниковых уплотнений; $k_{дп} = 1,1$ — коэффициент, учитывающий необходимость увеличения давления в сальниковом уплотнении по сравнению с давлением газа p ; M_5 — момент от веса противовеса (с учетом его знака).

Определение мощности двигателя привода клапанов

Предварительно определяется ориентировочная мощность двигателя с поступательно движущимся клапаном

$$P_{ст. п} = W_{п} v_y / \eta \quad (X.11)$$

и с вращательно движущимся клапаном

$$P_{ст. вр} = M \omega_y / \eta, \quad (X.12)$$

где v_y , ω_y — установившаяся поступательная или угловая скорость движения клапана; η — к. п. д. привода (определяют по паспортным данным и характеристикам кинематической цепи привода или задают).

По полученному значению мощности подбирают по каталогу двигатель, его паспортную мощность $P_{п}$, угловую скорость ротора $\omega_{дв}$, момент инерции массы ротора двигателя $J_{р}$.

Динамический момент на валу двигателя

$$M_{дв. дин} = J_{пр} \frac{\omega_{дв}}{t_{п}}, \quad (X.13)$$

где $J_{пр} = \delta J_{дв}$ — суммарный момент инерции масс, приведенный к валу двигателя; $\delta = 1,1 \div 1,2$ — коэффициент, учитывающий моменты инерции остальных масс, кроме $J_{дв}$; $J_{дв}$ — момент инерции вращающихся масс на валу двигателя (в том числе $J_{р}$); $t_{п}$ — время пуска двигателя.

Статический момент на валу двигателя

$$M_{дв. ст} = M / u \eta, \quad (X.14)$$

где M — статический момент на валу клапана (при поступательном движении шибера момент определяют по сопротивлению передвижению с учетом особенностей принятого привода); u — передаточное число от вала клапана к валу двигателя.

Мощность двигателя, работающего в кратковременном режиме

$$P_{дв} = \frac{M_{дв. ст} + M_{дв. дин}}{\lambda_{доп}} \omega_{дв} k_3, \quad (X.15)$$

где $\lambda_{доп}$ — коэффициент допустимой перегрузки двигателя (по каталогу); $k_3 = 1,1 \div 1,3$ — коэффициент запаса мощности.

Перспективы развития доменного производства, совершенствования машин и агрегатов

В ближайшие десятилетия доменное производство, по-прежнему оставаясь основой первого металлургического передела, будет развиваться по следующим основным направлениям, обеспечивающим дальнейший рост общего объема и эффективности выплавки чугуна, увеличение единичной мощности агрегатов, снижение расхода кокса, улучшение условий труда:

- 1) интенсификация процесса выплавки чугуна;
- 2) реконструкция действующих доменных печей с увеличением их объема и повышением технического уровня, вывод из эксплуатации устаревших малопроизводительных печей, строительство новых печей;
- 3) повышение уровня механизации трудоемких операций и автоматизации технологического процесса с использованием вычислительной техники, в частности, микропроцессоров;
- 4) расширение масштабов применения безотходной доменной технологии, уменьшение загрязнения окружающей среды.

Наиболее эффективным является первое из указанных направлений. Оно требует, прежде всего, существенного улучшения качества подготовки сырья: повышения содержания железа в его железосодержащей части за счет более глубокого обогащения руд, тщательного усреднения ее по химическому и гранулометрическому составам, выпуска полностью офлюсованных и охлажденных окатышей и агломерата, стабилизации последнего по кусковатости путем дробления с последующим отсевом мелочи, повышения прочности кокса. Более широкое применение должен получить рассев кокса на фракции с отдельной загрузкой их в печи. Предполагается начать промышленное производство и применение в доменной плавке формованного кокса, полученного из некоксующихся слабоспекающихся углей.

Рассматриваемое направление предусматривает также дальнейшее увеличение избыточного давления газа под колошником до 0,25—0,3 МПа, обогащение дутья кислородом до 30—35 %,

вдувание в горн печей различных видов топлива — заменителей кокса (природного газа, угольной пыли, мазута) в сочетании с повышением нагрева дутья до 1300—1400 °С. Весьма перспективна технология, предусматривающая применение дутья, состоящего из горячих восстановительных газов и кислорода. Важное значение имеет улучшение распределения шихтовых материалов при загрузке их в печи, регулирование расхода дутья по фурмам.

При реконструкции действующих печей будут осуществляться частичное или полное обновление их основного оборудования с целью повышения его стойкости и ремонтпригодности, расширения технологических возможностей, внедрения механизмов, позволяющих исключить тяжелый физический труд, а также новейших средств автоматизации. Будут внедряться ЭВМ для контроля теплового состояния печи и выдачи рекомендаций по ведению процесса плавки, составления теплового баланса и определения индекса прямого восстановления, управления системой загрузки печи в зависимости от влажности кокса, с учетом температуры колошника и других параметров.

Новое строительство будет вестись в ограниченных масштабах, на новых производственных площадях. Предполагается при реконструкции существующих цехов сооружение крупных доменных печей в основном объемом 3200—4200 м³, а на некоторых заводах — до 5600 м³. Отечественная и зарубежная практика указывает на целесообразность увеличения объема печей до определенного предела. Так, если технико-экономические показатели печи объемом 2000 м³ принять за 100 %, то для печей объемом 3200 и 5000 м³ они соответственно составляют: производительность труда одного работающего 130 и 160 %; капитальные затраты на 1 т чугуна 93,2 и 88,7 %; себестоимость чугуна 97,8 и 96,2 %.

Четвертое из указанных выше направлений развития доменного производства обусловит более широкие масштабы переработки доменного шлака в строительные материалы, в частности, расширение применения придоменной его грануляции. Возрастет число доменных печей, энергия сжатого колошникового газа которых будет использоваться для производства электроэнергии.

Перед машиностроением стоят большие задачи по созданию новых и совершенствованию выпускаемых машин и агрегатов.

В связи с намечаемым строительством новых и реконструкцией действующих агломерационных фабрик необходимо осуществить модернизацию выпускаемых прямолинейных конвейерных агломерационных машин полезной площадью до 312 м² и создать высокопроизводительные машины этого типа площадью до 650 м², а также более совершенные агрегаты для дробления и сортировки агломерата. Реконструкция фабрик по производству железорудных окатышей потребует модернизации и увеличения выпуска конвейерных обжиговых машин активной рабочей площадью 520 м² и других технологических агрегатов этих фабрик.

Совершенствование производства чугуна потребует поиска и реализации новых технических решений по основному технологическому оборудованию доменных цехов, более широкого использования известных прогрессивных решений.

Системы шихтоподачи. При капитальных ремонтах и реконструкции доменных печей, оборудованных вагон-весами, последние будут заменяться конвейерами (ленточными или пластинчатыми). Вновь сооружаемые печи будут оснащаться конвейерными системами подачи шихтовых материалов к загрузочному устройству печи. Эти системы в наибольшей степени удовлетворяют требованиям непрерывности доменного процесса, проще в управлении и обладают высокой производительностью (25 000—30 000 т/сут. и более). В обоих случаях будет дополнительно предусмотрен отсев мелочи агломерата и окатышей перед загрузкой в печь. Поэтому большую важность приобретают работы по повышению эффективности грохочения и долговечности грохотов, созданию грохотов большой производительности.

Загрузочное устройство доменной печи. Генеральным направлением в развитии конструкций этих устройств является создание безконусных агрегатов с клапанном (вместо традиционного конусного) газозапирающим, обеспечивающим возможность разделения разнохарактерных функций агрегата между соответствующими его элементами, вынесения его газозапирающей части за пределы печного пространства, расположения распределительной части на колошнике печи непосредственно над уровнем засыпи шихты, выполнения агрегата с двумя параллельными шихтовыми трактами. При этом достигаются глубокое регулирование распределения шихты по окружности и радиусу колошника, высокая стойкость основных элементов агрегата, улучшенная ремонтпригодность его.

Загрузочными устройствами бесконусного типа с распределителями шихты различных модификаций будут оснащаться действующие доменные печи (в период проведения их капитальных ремонтов), а также вновь строящиеся печи. Их применение позволит снизить (на 3—5 %) удельный расход кокса, повысить (на 2—3 %) производительность печей, сократить простои последних и потребность в запасном оборудовании.

Ввиду длительности процесса переоборудования парка действующих печей новыми загрузочными устройствами, будут продолжены работы по усовершенствованию двухконусного устройства.

Для предотвращения выбросов из загрузочного устройства в атмосферу запыленного колошникового газа целесообразно внедрять систему пылеподавления, обеспечивающую эвакуацию этого газа с помощью компримированного азота в систему газоочистки доменной печи.

Машины для обслуживания леток доменной печи. В связи с переходом к применению безводных

быстросохнущих ленточных масс, менее подвижных, чем обычные массы, требуемое удельное давление на поршень машин для забивки чугуновой летки возрастает с 7—10 до 20—25 МПа. В то же время габаритные размеры этих машин, особенно высота, должны быть существенно уменьшены для обеспечения возможности размещения их под рабочей площадкой печи (по условиям удобства доступа к фурменной зоне горна). Эти требования наиболее полно удовлетворяются при выполнении машины с гидравлическим приводом механизмов.

Создание малогабаритной высоконапорной гидравлической машины для забивки чугуновой летки отечественной конструкции и замена ею применяемых в настоящее время машин с электро-механическим приводом является важной задачей, решение которой будет способствовать росту выплавки чугуна, а также внедрению механизированного обслуживания всех фурменных приборов.

Для ликвидации производимой вручную тяжелой и трудоемкой операции по зарядке рабочего цилиндра этих машин леточной массой предполагается вести работы в двух направлениях: первое предусматривает централизованное механизированное затаривание массы на месте ее приготовления в полиэтиленовые мешки небольшого объема, вместе с которыми она закладывается в рабочий цилиндр; второе — создание машины с легкосъемным сменным рабочим цилиндром, заполнение которого леточной массой осуществляется специальным прессом, централизованно обслуживающим все машины такого типа, имеющиеся в доменном цехе.

Усовершенствование конструкций машин для вскрытия чугуновой летки будет идти по пути уменьшения их габаритных размеров, повышения эффективности и эксплуатационной надежности, увеличения стойкости бура. Наиболее перспективны машины, смонтированные на отдельно стоящей колонне и размещающиеся подобно машинам для забивки летки, под рабочей площадкой печи. При создании новых машин следует также учитывать необходимость возможно более полного вскрытия ими летки, исключения часто выполняемой ручной операции прожигания ее кислородом на конечной стадии вскрытия. Целесообразно создание машины переносного типа для ремонта футляра чугуновой летки.

Усовершенствование конструкции стопора шлаковой летки должно идти в направлении модернизации его привода путем замены пневматического цилиндра, работающего от цеховой сети сжатого воздуха, электро-механическим приводом. Необходимо заметить, что на печах, имеющих три—четыре чугуновых летки, необходимость в шлаковых стопорах вообще отпадает, так как весь шлак выпускается через эти летки вместе с чугуном.

Машины и механизмы литейного двора. На вновь сооружаемых печах целесообразно предусматривать применение двух—трех взаимозаменяемых кольцевых мостовых кранов, обеспечивающих обслуживание практически всей про-

изводственной площади литейного двора и рабочей площадки печи. Преимущества кольцевого кранового обслуживания могут быть реализованы наиболее полно при оснащении этих кранов сменными рабочими машинами и механизмами подвесного типа, предназначенными для выполнения различных операций у печи и на литейном дворе. Создание таких машин является весьма важной задачей.

Целесообразно проработать вопросы организации ремонта желобов для выпуска продуктов плавки на специальных участках с механизированными стендами, расположенных на литейных дворах либо за их пределами. Желоба при этом должны выполняться откатными или съемными, а мостовые краны литейного двора — иметь увеличенную до 50—75 т грузоподъемность. Такое решение позволит улучшить качество ремонта, повысить производительность и безопасность труда работающих.

Обычное или кольцевое крановое обслуживание доменных печей может успешно сочетаться с применением напольных самоходных машин типа автопогрузчиков, электрокар с навесными рабочими органами, перемещающихся по литейному двору и рабочей площадке печи.

Машины одноносовой разливки продуктов плавки в ковши подвергнутся дальнейшему усовершенствованию. Поворотные желоба будут заменяться желобами качающегося типа, будет увеличена скорость передвижения тележечных толкателей.

Машины и агрегаты для уборки от доменной печи и переработки жидких продуктов плавки. Уборка жидкого чугуна будет, как и в настоящее время, производиться с помощью рельсовых чугуновозов с грушевидным ковшом вместимостью до 140 т, а также чугуновозов с ковшем миксерного типа (передвижных миксеров) вместимостью до 600 т, причем благодаря преимуществам последних, доля их в чугуновозном парке будет постепенно возрастать. Одновременно с этим потребуются усовершенствовать конструкцию и расширить применение механизированных стендов для ремонта и замены огнеупорной футеровки ковшей миксерного типа.

Потребуется создать специальные конвейерные машины для разливки чугуна в чушки из передвижных миксеров. Будет проведена модернизация выпускаемых чугуноразливочных машин с целью повышения их эксплуатационной надежности. Необходимо создать и ввести в эксплуатацию опытно-промышленные агрегаты отечественной конструкции для грануляции жидкого чугуна.

Жидкий шлак будет убираться от печей к установкам для его переработки либо в рельсовых шлаковозах с чашей вместимостью до 16,5 м³, либо по желобам в случае его придоменной переработки. Конструкции шлаковозов должны совершенствоваться, главным образом, в направлении повышения стойкости чаши (за счет изме-

нения ее формы и конструкции, применения новых материалов для изготовления) и надежности механизма кантования (путем изыскания более рациональных его принципиальных схем и конструктивных решений). Необходимо полностью исключить деформирование и разрушение чаш при удалении из них застывших остатков шлака, для чего должны быть изысканы новые методы выполнения этой операции. Будет проработана возможность увеличения вместимости чаши до 20 м^3 в пределах установленных габаритов подвижного железнодорожного состава.

Целесообразно создание шлаковозов, не имеющих собственно механизма кантования чаши. Такие шлаковозы могут использоваться на установках переработки шлака, которые при этом должны быть оборудованы специальными стационарными или передвижными кантователями чаш.

Большие работы должны быть проведены по модернизации существующих и созданию принципиально новых агрегатов по переработке жидкого шлака с целью полного исключения тяжелого физического труда по их обслуживанию и вредных выбросов в атмосферу, повышения производительности и надежности.

Агрегаты системы нагрева дутья и подачи его в доменную печь. Усовершенствование оборудования нагревательного тракта будет предусматривать, в частности, замену громоздких металлических горелок воздушно-нагревателей компактными керамическими горелками, обеспечивающими хорошее смешение газа и воздуха, протекание процесса горения без шума и пульсаций.

При модернизации тракта холодного дутья необходимо отказаться от применения традиционного воздушно-разгрузочного клапана дроссельно-втулочного типа, создав и внедрив вместо него двухдроссельный клапан, имеющий лучшую разгрузочную характеристику, исключающую резкие колебания давления дутья в тракте при работе привода клапана.

Механизмы и устройства тракта горячего дутья должны совершенствоваться в направлении повышения их стойкости, герметичности и эксплуатационной надежности, снижения теплопотерь. Необходимо создать клапаны горячего дутья диаметром 1100 мм, имеющие стойкость 3—4 года, достигнутую при эксплуатации клапанов диаметром 1300, 1600 и 2000 мм новой конструкции (с запорным диском повышенной жесткости и шарнирным креплением к корпусу и крышке рубашек охлаждения). Начаты работы по созданию клапанов с уменьшенными (за счет применения огнеупорной футеровки основных элементов) теплопотерями.

Целесообразно в дальнейшем отдавать предпочтение централизованному гидравлическому приводу двухпозиционных (отсечных) клапанов воздушнонагревателей, имеющему преимущества в сравнении с традиционно применяемым индивидуальным электромеханическим приводом, возрастающие с увеличением числа обслуживаемых механизмов и, особенно, объема печи. Применение

гидравлического привода повышает надежность и безопасность обслуживания системы, способствует созданию компактных механизмов, обладающих быстродействием при отсутствии ударных нагрузок, сокращает продолжительность переключения воздушнонагревателей, удельные капитальные затраты и эксплуатационные расходы.

В ходе модернизации клапанных механизмов системы следует полностью исключить канатную связь с рабочим органом, вызывающую снижение надежности механизмов.

Конструкция фурменного прибора должна быть переработана с учетом требований механизированной замены фурмы и сопла, повышения безопасности обслуживания. Применением огнеупорной защиты фурмы можно значительно снизить потери тепла в ней. Необходимо создать машины для смены деталей прибора.

Агрегаты очистки, повышения давления и использования доменного газа. В целях снижения загазованности окружающей среды, загрязнения территории доменного цеха и потерь железосодержащего материала необходимо создать герметичные системы уборки колошниковой пыли из первичных пылеуловителей и транспортирования ее в приемные бункеры аглофабрик по трубопроводам с применением пневмотранспортирующих устройств или в специальных цистернах с герметичной загрузкой и выгрузкой.

Должны быть созданы и получены широкое применение усовершенствованные агрегаты, включающие газовые турбины, для использования энергии сжатого доменного газа с одновременной утилизацией его тепла.

РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Арист Л. М., Тылкин М. А.* Модернизация и долговечность агломерационного и доменного оборудования. М.: Металлургия, 1973. 448 с.
- Вегман Е. Ф.* Краткий справочник доменщика. М.: Металлургия, 1981. 240 с.
- Гребеник В. М., Арист Л. М., Городецкий А. Н.* Механизация работы в черной металлургии. Механизация работ в агломерационном и доменном производствах. Киев: Вища школа, 1984. 272 с.
- Гребеник В. М., Цапко В. К.* Надежность металлургического оборудования. Справочник. М.: Металлургия, 1980. 343 с.
- Ефименко Г. Г., Гиммельфарб А. А., Левченко В. Е.* Металлургия чугуна. Киев: Вища школа, 1981. 496 с.
- Коротич В. И.* Основы теории и технологии подготовки сырья к доменной плавке. М.: Металлургия, 1976. 208 с.
- Левин М. З., Седуш В. Я.* Механическое оборудование доменных цехов. Киев—Донецк: Вища школа, 1978. 175 с.
- Ловчиновский Э. В.* Механическое оборудование фабрик для окускования железорудного сырья. М.: Металлургия, 1977. 255 с.
- Механическое оборудование металлургических заводов. Механическое оборудование фабрик окускования и доменных цехов/*Гребеник В. М., Сторожик Д. А., Демьянец Л. А.* и др. Киев: Вища школа, 1985. 312 с.
- Повышение эффективности металлургического производства и совершенствование доменного оборудования/*Шербицкий Б. Ф., Иванченко Ф. К., Жерначук В. Д.* и др. Киев: Техника, 1982. 186 с.
- Правила технической эксплуатации механического оборудования цехов окомкования металлургических предприятий. М.: Металлургия, 1985. 120 с.
- Правила технической эксплуатации механического оборудования доменных цехов. М.: Металлургиздат, 1969. 212 с.
- Правдников А. В., Клоцман Е. Я., Головки В. И.* Системы шихтоподачи в доменном производстве. М.: Металлургия, 1980. 198 с.
- Свиштунов Е. А., Чиченов Н. А.* Расчет деталей и узлов металлургических машин. Справочник/Под ред. Полухина П. И. М.: Металлургия, 1985. 184 с.
- Старк С. Б.* Пылеулавливание и очистка газов в металлургии. М.: Металлургия, 1977. 328 с.
- Сторожик Д. А., Демьянец Л. А., Леонова А. В.* Аглодоменное оборудование. Сб. задач/Под ред. В. М. Гребеника. Киев: Вища школа, 1975. 158 с.
- Сторожик Д. А., Тылкин М. А., Гребеник В. М.* Изготовление и эксплуатация загрузочных устройств доменных печей. М.: Металлургия, 1974. 312 с.
- Тиц Ю. В., Лившиц В. И., Плахтин В. Д.* Конвейерный транспорт металлургических заводов. М.: Металлургия, 1975. 239 с.
- Фастовский М. А., Дакалов Г. В., Носовский А. А.* Механическое и транспортное оборудование агломерационных фабрик. М.: Металлургия, 1983. 222 с.
- Целиков А. И.* Металлургические машины и агрегаты: настоящее и будущее. М.: Металлургия, 1979. 144 с.
- Юдашкин М. Я.* Пылеулавливание и очистка газов в черной металлургии. М.: Металлургия, 1984. 320 с.
- Якушев А. Н.* Проектирование сталеплавильных и доменных цехов. М.: Металлургия, 1984. 216 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Агломерат 68
Агломерация 69
Агрегат «решетка — вращающаяся трубная печь — охладитель» 122
— грануляции чугуна и шлака 380
Аппарат засыпной 226
— затвор газовый 228
— конус большой 227
— привод конусов 237
— лебедка управления 243
— механизм предельного натяжения канатов 246
— подвески 242
— рычажные балансиры 240
— расчет 247
— усовершенствование 253
- Бункер для кокса 166
— коксовой мелочи 177
- Вагон-весы 149
— бункер 151
— весовой механизм 153
Вагон рудный перегрузочный 144
— механизм передвижения 148
— расчет механизмов 146
Вагоноопрокидыватель 23
— башенный передвижной 25
— люлька 26
— механизм зажима вагонов 28, 41
— кантования люльки 28
— накатывания вагона 30
— очистки вагона 43
— роторный передвижной 39
— стационарный 43
Воздухонагреватель 383, 386, 389
— задвижка 399
Воронка-весы 163
Воронка взвешивающая 175
— приемная 217
- Газ доменный:
очистка 409
система повышения давления 423
Горелка газовая 390
— с централизованным подводом воздуха 393
Грохот 88
— вибрационный 170
— расчет 172
— самоцентрирующийся 171
— электровибрационный 168
Грохот-питатель 159
- Дезинтегратор 418
Двор литейный 298
— рудный 21
- Дробилка:
валковая 80
конусная 78
молотковая 79
одновалковая 84
щекковая 72
Дробление 72
- Железо губчатое 124
Желоб качающийся 327
— поворотный 324
— расчет механизма поворота 326
- Захват клещевой 53
Зонд цепной 292
- Клапан:
атмосферный 399, 412
воздушно-разгрузочный 399
дроссельный 393, 402
— схема работы 395
дымовой 397
отделительный 403
отсечной 399, 401, 403
пусковой 396
привод 424
- Кокс 9
— система рассева и подачи в скип 165
- Конвейер:
винтовой 416
для загрузки бункеров 158
ленточный 93
пластинчатый 160
- Кран:
мостовой кольцевой 330
— радиально-хордовый 329
перегрузочный грейферный с вантовым мостом 50
— решетчатым мостом 48
— трубчатым мостом 51
— механизм передвижения 52
— устройство буферное 62
— противоугонное 52
— расчет 57
- Лебедка скиповая 190
Летка чугунная 304
— шлаковая 305
Лоток перекидной 161, 163
— передвижной 162
- Масса леточная 304
Материалы сырые 21
Машина:
агломерационная конвейерная 108
— расчет мощности и производительности 116

для вскрытия чугунной летки 306
----- поворотная сверлильная
310
----- подвесная сверлильная
308
обжиговая конвейерная 121
разливочная 357
— изложницы 360
— расчет 364
— устройство для выбивки и по-
грузки чушек 362
Мельница 84
Миксер передвижной 341
Мост наклонный 184

Обогащение руд 68
Оборудование металлургическое 10
— автоматизация работы 11
Окатывание 68
— технологический процесс 71
Окатыши 69
— металлизированные 124
Окомкователь барабанный 95
— чашечный 100
Окусование 9
Охладитель агломерата 119

Печь доменная:
комплекс газоочистки 410
колошник 126
коэффициент использования полез-
ного объема 128
подача дутья 382
распар 128
тракт воздушный и газовый 383
— горячего дутья 403
— нагревательный 390
— холодного дутья 399

Питатель:
агломерационных машин 104
дисковый 90
ленточный 92
лотковый 92
пластинчатый 92
роликовый 107
электровибрационный 91

Плита подвижная 264
Подъемник мелочи агломерата 164
— коксовой 178
— конвейерный 204
— скиповый 183
Порода пустая 9
Предприятие металлургическое 8
— выбор места строительства 10
— грузопотоки 12
Прибор фурменный 407
Производство металлургическое 10
Профилемер радионизотопный 295
Пушка для забивки чугунной летки
313

----- механизм выталкива-
ния леточной массы 316, 321
----- поворота 315, 318
----- прижима 315, 319
Пылеуловитель 413
— задвижка 417

Распределитель шихты 105, 218
— подвижные отражательные пли-
ты 261
— расчет мощности привода 222
— с двумя конусами 259
— одноносковой вращающейся
воронкой 258
Руда 8

Система подачи шихтовых материалов
к конвейерному подъемнику 179
----- скиповому подъемнику
139
— рассева и подачи кокса в скип
165
Скип 186
Склад механизированный 21
Скруббер 418
Смеситель барабанный 93
Стопор шлаковый 322

Тележка грейферная 54
— механизм передвижения 56
— расчет 59
— кантовальная 367
— сбрасывающая 158
Толкатель 30
— тележечный 328
Труба-распылитель 418

Укладчик качающийся 107
Уровнемер радионизотопный 293
Усреднение материала 9, 63
Усреднитель двухроторный 65
Устройство:
загрузочное бесконусное 270
— двухконусное 211, 213
— клапанно-конусное 267
— трехконусное 265
— четырехконусное 266
кантовальное 370
колошниковое 210

Фабрика агломерационная 69
— по получению продуктов прямого
восстановления железных руд 124
— производству окатышей 71
Флюсы 9

Цех доменный:
грузопотоки 16
отделение разлива чугуна 355
план 135

устройство 129

Чугун:
жидкий 333
литейный 10
передельный 10
разливка 355
Чугуновоз 334
— с грушевидным ковшом 335

Шлак, грануляция 333
Шлаковоз 346

— с винтовым механизмом 347
— зубчатым механизмом 353
— чаша 347
Штабелеукладчик 63

Электропушка 314
— расчет механизмов 318
Электрофильтр 419
Эстакада бункерная 138

Яма скиповая 138
Янсена формула 155

У Ч Е Б Н И К

Александр Иванович ЦЕЛИКОВ Петр Иванович ПОЛУХИН
Виктор Михайлович ГРЕБЕНИК Федор Коидратьевич ИВАНЧЕНКО
Михаил Аркадьевич ТЫЛКИН Андрей Андреевич КОРОЛЕВ
Владимир Петрович ПОЛУХИН Дмитрий Александрович СТОРОЖИК
Борис Александрович ПАВЛЕНКО Андрей Александрович ЦЕЛИКОВ
Исаак Маркович ЕЛИНСОН Владимир Иванович ЗЮЗИН

МАШИНЫ И АГРЕГАТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАВОДОВ

Т о м 1

МАШИНЫ И АГРЕГАТЫ ДОМЕННЫХ ЦЕХОВ

Редактор В. М. Гребеник
Редактор издательства Н. Ф. Фокина
Художественный редактор Ю. И. Смурыгин
Технический редактор В. А. Лыкова
Корректор Г. Ф. Лобанова

ИБ № 2997

Сдано в набор 05.01.87. Подписано в печать 27.03.87. Т-09032. Формат бумаги 60×90^{1/16}.
Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 27,5 Усл. кр.-отт. 27,5. Уч.-изд. л. 29,94. Тираж 10 300 экз.
Заказ № 2339. Цена 1 р. 40 к. Изд. № 1477

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Металлургия»
119857, ГСП Москва, Г-34, 2-й Обыденский пер., д. 14

Отпечатано с набора Ленинградской типографии № 6 ордена Трудового Красного
Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10 в Ленинград-
ской типографии № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского
объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной
торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.