

К. К. МУЛУХОВ, З. Н. БЕСЛЕКОЕВА

**ЛЕНТОЧНО-КОЛЕСНЫЕ
КОНВЕЙЕРЫ
ДЛЯ КРУПНОКУСКОВЫХ
ГОРНЫХ ГРУЗОВ**

Монография

2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
(ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

К. К. Мулухов, З. Н. Беслекоева

ЛЕНТОЧНО-КОЛЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ДЛЯ КРУПНОКУСКОВЫХ ГОРНЫХ ГРУЗОВ

Монография

2016

УДК 622. 674. 2 : 622. 34
ББК 33.16
М90

Рецензент:

Доктор технических наук, профессор Северо-Кавказского
горно-металлургического института
(государственного технологического университета)

В. Н. Хетагуров

Мулухов К. К.

М90

Ленточно-колесные конвейеры для крупнокусковых горных грузов: монография // К. К. Мулухов, З. Н. Беслекоева; Северо-Кавказский горно-металлургический институт. – Владикавказ: Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет). Изд-во «Терек», 2016. 100 с.

ISBN 978-5-901585-95-5

В монографии изложены вопросы расчета и проектирования специальных ленточных конвейеров, предназначенных для горно-добывающих предприятий.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, занимающихся созданием и эксплуатацией конвейерного транспорта, а также для студентов горных и машиностроительных специальностей вузов. Табл. 1, ил. 46, список лит. 31 назв.

ISBN 978-5-901585-95-5 © ФГБОУ ВО «Северо-Кавказский горно-металлургический институт (государственный технологический университет)», 2016
© Мулухов К. К., Беслекоева З. Н., 2016

Оглавление

Введение	5
Глава 1. Специальные ленточные конвейеры для крупнокусковых горных пород и руд.....	10
1.1. Кусковатость горных пород и руд	-
1.2. Ленточные конвейеры для крупнокусковых грузов	11
1.3. Общее устройство ленточно-колесного конвейера	14
1.4. Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации первых образцов ленточно-колесных конвейеров.....	17
1.5. Особенности проектирования и расчета ленточно-колесного конвейера	22
Глава 2. Перспективные конструкции ленточно-колесных конвейеров	26
2.1. Крутонаклонный ленточно-колесный конвейер для глубоких карьеров и шахт.....	-
2.1.1. Обоснование выбора принципиальной конструкции крутонаклонного конвейера	-
2.1.2. Общее устройство, принцип действия и особенности расчета крутонаклонного ленточно-колесного конвейера.....	27
2.1.3. Синтез механизма управления прижимными элементами крутонаклонного ленточно-колесного конвейера.....	37
2.1.4. Эффективность применения многоприводных подъемных ленточно-колесных конвейеров	42
2.2. Высокоскоростной ленточно-колесный конвейер	45
2.2.1. Общее устройство и принцип действия конвейера	-
2.2.2. Динамический анализ высокоскоростного ленточно-колесного конвейера.....	49
2.2.3. Уточненный расчет на прочность ходовой опоры конвейера	50
2.3. Изгибающийся трубчатый ленточно-колесный конвейер для бесперегрузочного транспортирования грузов по пространственно криволинейной трассе.....	54

Глава 3. Загрузочные устройства	63
3.1. Основные требования, предъявляемые к загрузочным устройствам	-
3.2. Питатели для крупнокусковых скальных пород и руд	64
3.3. Расчет криволинейных перегрузочных лотков	74
3.4. Специальный лопастный перегружатель для безударной загрузки конвейеров крупнокусковыми грузами	80
3.4.1. Общее устройство перегружателя	-
3.4.2. Определение мощности привода	84
3.4.3. Расчеты на прочность основных элементов перегружателя	85
3.4.4. Обеспечение равномерности вращения лопастного колеса	92
Заключение	95
Литература	99

Введение

Создание поточной технологии и специальных средств непрерывного транспорта при разработке скальных и полускальных пород и руд представляет собой качественное изменение технологического уровня развития горно-добывающей промышленности. Наибольшее распространение в качестве средств поточного транспорта получили ленточные конвейеры. Высокая производительность, малая энергоемкость, возможность полной автоматизации транспортных процессов и экологическая чистота делают этот вид транспорта наиболее эффективным для предприятий с большим грузооборотом. Для ленточных конвейеров достижение производительности 25–30 тыс. м³/ч не представляет принципиальных затруднений и обеспечивается, например, при ширине ленты 2,5–3 м и скорости движения 6–7 м/с.

Вместе с тем ленточные конвейеры в обычном исполнении не приспособлены к перемещению горных грузов с кусками, имеющими размеры свыше 300 мм. Это связано с тем, что при перекатывании ленты с грузом по роликоопорам на конвейерную ленту и роликоопоры передаются динамические ударные нагрузки, вызывающие их разрушение. Использование амортизирующих роликоопор, гибкого канатного става, уменьшение шага расстановки роликоопор, увеличение натяжения ленты – все эти известные средства снижения динамических нагрузок недостаточно эффективны и, кроме того, экономически не оправдываются в связи с увеличением стоимости конвейера.

Перекатывание груженой ленты по стационарным роликоопорам полностью исключается в ленточно-колесном конвейере, который был разработан по предложению проф. Спиваковского А. О. [1] (кафедра транспортных машин и комплексов Московского горного института).

Особенностью ленточно-колесного конвейера является то, что груженная ветвь ленты перемещается на ходовых опорах при свободном опирании ленты на траверсы ходовых опор. Принцип действия конвейера основан на том, что силы фрикционного взаимодействия ленты с ходовыми опорами превышают силы сопротивления движению замкнутого в вертикальной плоскости контура с ходовыми опорами, благодаря чему происходит совместное движение груженой ветви ленты и контура с ходовыми опорами.

Первый опытно-промышленный образец ленточно-колесного конвейера был разработан институтом "Гипронибель" и внедрен в производство на руднике "Аксай" горно-химического комбината "Ка-

ратау". Опытная эксплуатация первого образца ленточно-колесного конвейера показала его высокую эффективность. При ширине ленты 1200 мм размеры отдельных кусков фосфорной руды достигали 1400-1600 мм, выступая при этом за боковые кромки ленты. Было установлено, что практически ленточно-колесный конвейер способен перемещать и более крупные куски, при этом ограничение по размерам кусков связано с условиями загрузки конвейера, прочностью ленты и опорных траверс, а также шириной самой ленты [2, 3].

Другой опытно-промышленный образец конвейера нового типа был установлен в подземных условиях на Юкспорском руднике (объединение "Апатит"). Эксплуатация конвейера позволила увеличить производительность труда в 2,5–3 раза, а производительность на выпуске – в 4 раза по сравнению с применявшейся до этого скреперной доставкой [4].

Успешная эксплуатация указанных первых установок конвейера послужила основанием для разработки и внедрения конвейерно-отвального комплекса с ленточно-колесными конвейерами на открытом руднике "Джанатас" горно-химического комбината "Каратау". Комплекс был изготовлен Ждановским заводом тяжелого машиностроения и включал полустационарные передаточные ленточно-колесные конвейеры, подъемный ленточно-колесный конвейер, а также отвальный ленточный конвейер и отвалообразователь. Таким образом, в состав комплекса вошли как ленточно-колесные конвейеры, так и ленточные конвейеры в обычном исполнении. Это потребовало установки дробильного агрегата между подъемным ленточно-колесным конвейером и отвальным ленточным конвейером. Использование дробильного агрегата для измельчения вскрышных пород, по существу, сводит на нет преимущество ленточно-колесных конвейеров. Связано это было с тем, что скорость движения ленточно-колесных конвейеров, как показали опытно-промышленные испытания, не должна превышать 0,8–1,0 м/с, а такая малая скорость неприемлема для отвалообразователей, транспортно-отвальных мостов и передвижных перегружателей.

Анализ опыта внедрения конвейерного комплекса на комбинате "Каратау" позволил установить следующие серьезные просчеты: конструкция ленточно-колесного конвейера не приспособлена к использованию в качестве передвижных забойных и передаточных конвейеров; проектирование, изготовление, монтаж и пуско-наладочные работы не были поручены специализированным организациям; не было единой организации, ответственной за приемку оборудования, монтаж

и пуско-наладочные работы; неудовлетворительно были решены вопросы загрузки конвейеров.

Ограничение скорости ленточно-колесного конвейера связано с динамическими процессами, сопровождающими движение контура с ходовыми опорами на концевых участках. При огибании концевых звездочек на соединительные цепи передаются значительные динамические нагрузки, вызываемые действием центробежных сил инерции ходовых опор. Кроме того, происходит изменение направления вращения ходовых катков при переходе с верхних направляющих на нижние и наоборот. Следует отметить, что и указанные значения предельных скоростей движения (0,8–1 м/с) могут в определенных случаях оказаться недопустимо большими вследствие возникновения резонансных состояний при продольных или поперечных колебаниях цепей, вызываемых периодическими действиями центробежных сил инерции ходовых опор, а также пульсирующим характером движения цепей, обусловленных кинематикой зацепления цепей с концевыми звездочками. Исследование динамики движения контура с ходовыми опорами позволяет установить условия, при которых возникают такие нежелательные резонансные состояния [4].

Повышению скорости движения ленточно-колесных конвейеров, несомненно, будут способствовать следующие мероприятия: уменьшение собственного веса тележек за счет применения легких сплавов, конструкционных пластмасс при более точном и обоснованном расчете их на прочность; использование в качестве соединительного органа тележек цепей приводного типа или прорезиненных лент. Тем не менее, ленточно-колесный конвейер в своем первоначальном исполнении не обеспечивает увеличения скорости до 3–5 м/с, какая требуется для конвейеров отвалообразователей и передвижных перегружателей. Для таких случаев разработана конструкция высокоскоростного ленточно-колесного конвейера, в котором ходовые опоры снабжены дополнительными катками, воспринимающими центробежные силы инерции ходовых опор, а верхние и нижние направляющие замкнуты в вертикальной плоскости переходными участками. Лабораторные испытания модели такого конвейера подтвердили возможность повышения скорости до 3–5 м/с.

Движение грузонесущей ленты совместно с ходовыми опорами создает благоприятные предпосылки для разработки принципиально новых крутонаклонных и изгибающихся конвейеров. Кроме того, контур с ходовыми опорами может выполнять роль промежуточного привода для подъемных и магистральных конвейеров большой протяженности.

Как показывает опыт эксплуатации ленточных конвейеров, причиной преждевременного выхода из строя конвейерной ленты в большинстве случаев является разрушение ее на погрузочных пунктах. Подача крупнокусковых скальных грузов характеризуется большими ударными нагрузками на ленту, могущими вызвать пробой рабочей обкладки, а иногда и каркаса ленты. Кроме того, крупные куски вызывают продольные прорывы рабочей обкладки ленты при ускорении на ней груза до скорости движения ленты. Следовательно, создание эффективных загрузочных устройств, обеспечивающих подачу груза на конвейерную ленту с минимально возможной высоты и со скоростью, близкой к скорости ленты как по величине, так и по направлению, занимает исключительно важное место в создании эффективных конвейерных комплексов для крупнокусковых горных грузов. Вибрационные питатели способны подавать горную породу на ленту с минимально возможной высоты (100–150 мм), и при этом рабочий орган питателя, выполненный в форме желоба, позволяет формировать грузопоток в форме, соответствующей поперечному сечению ленты с грузом на опорных траверсах. Однако вибропитатели не могут применяться при наличии липких фракций в транспортируемом грузе. В таких случаях эффективным загрузочным устройством будет специальный лопастный перегружатель.

Удельный вес разрабатываемых открытым способом месторождений со скальными породами в основных горно-добывающих отраслях страны составляет 60–70 %. В решении задач дальнейшего совершенствования горных работ на карьерах ведущая роль отводится комплексам циклично-поточной технологии, обеспечивающим достижение высокой производительности при одновременном снижении себестоимости производства и дающим возможность осуществления комплексной автоматизации процесса.

В условиях современного уровня горно-добывающей промышленности циклично-поточная технология представляет первый этап при переходе от циклического к полностью поточному способу производства для открытой разработки месторождений со скальными породами и рудами. Необходимость внедрения циклично-поточной и поточной технологии обусловлена требованиями повышения производительности труда, снижения себестоимости продукции, улучшения использования оборудования и осуществления комплексной автоматизации процессов производства.

Сравнительные технико-экономические расчеты показывают, что переход на циклично-поточную технологию разработки карьеров позволяет [5]:

- повысить производительность труда в 2–4 раза;
- уменьшить производительные затраты на 15–20 %;
- повысить коэффициент использования оборудования в 1,5–2 раза.

Ленточно-колесные конвейеры могут быть эффективным средством транспорта не только на горных предприятиях, но и в ряде других областей, например, в гидротехническом строительстве при возведении каменно-набросных плотин, в портах при загрузке и разгрузке барж и судов, а также при выполнении различных земляных работ, связанных с перемещением большого объема взорванных скальных и полускальных пород.

Следует отметить, что наиболее существенный вклад в развитие и совершенствование ленточно-колесных конвейеров был сделан российскими учеными, профессорами А. О. Спиваковским, В. А. Дьяковым, В. Г. Дмитриевым, Ю. С. Пуховым, Я. Б. Кальницким, А. В. Андреевым, Е. Е. Шешко, Л. Г. Шахмейстером, Г. И. Солодом, И. В. Запениным, А. И. Тимченко и др.

Глава 1. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ДЛЯ КРУПНОКУСКОВЫХ ГОРНЫХ ПОРОД И РУД

1.1. Кусковатость горных пород и руд

Подготовка скальных пород к выемке заключается в разрушении массива горных пород до крупности, необходимой для работы выемочно-погрузочных и транспортных машин. В основном здесь применяется буровзрывной способ разрушения горного массива.

Оценка крупности куска производится по его геометрическим параметрам. Для этого используют геометрические параметры, прямо характеризующие крупность:

- 1) диаметр куска, т. е. средний его размер;
- 2) длина куска, т. е. максимальный размер куска;
- 3) объем куска.

Для характеристики горно-транспортного оборудования в основном используется длина куска – размер куска в наибольшем измерении. Как было указано выше, для ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами считаются грузы, содержащие куски с максимальным размером свыше 300 мм. При буровзрывном способе разрушения горных пород выход кусков, размеры которых превышают размеры кондиционного куска для ленточного конвейера, неизбежен вследствие природной слоистости и трещиноватости горного массива. Подготовка горных пород и руд к выемке и транспортированию осуществляется в основном буровзрывным способом. Современные способы ведения буровзрывных работ в горном массиве позволяют получить горную массу, в которой фракции класса 0–1000 мм составляют 95–98 %. Перемещение груза с таким гранулометрическим составом специальными конвейерами для крупнокусковых грузов исключает необходимость вторичного дробления пород и руд в дробилках до крупности 300 мм. Дробление вызывает не только большие капитальные и эксплуатационные затраты, но и в ряде случаев существенно ухудшает качество полезного ископаемого вследствие переизмельчения (флюсы, уголь, строительные камни и т. д.).

Наличие негабаритных фракций требует применения вторичного дробления. Наиболее распространенный способ современного вторичного дробления – взрывной, при помощи шпуровых или накладных зарядов. В последнее время большое развитие получают безразлетные способы разрушения негабарита (механический, термический и электрический), исключающие простои оборудования при произ-

водстве вторичного дробления. Определение рациональной степени дробимости горного массива производится из условия минимизации суммарных затрат на буровзрывные работы, вторичное дробление, экскавацию, погрузку и транспортировку горной массы. При этом для вскрышных пород необходимо учитывать условия отвалообразования, а для полезных ископаемых – изменение качества товарной продукции при изменении гранулометрического состава. Например: в железной руде строго ограничено содержание фракций до 5 мм; весьма вредное влияние оказывает и часто требует окомкования большое содержание мелочи при металлургической переработке ряда руд цветных металлов; при добыче строительного камня мелочь вообще не является товарным продуктом.

Таким образом, выбор степени измельчения является одним из наиболее ответственных этапов при проектировании открытой разработки скальных пород и требует комплексного рассмотрения всех относящихся к данному процессу вопросов.

1.2. Ленточные конвейеры для крупнокусковых грузов

Совершенствование ленточных конвейеров со стационарными роlikоопорами в направлении их приспособленности к транспортированию скальных пород и руд осуществлялось в последние годы в двух направлениях: с одной стороны – это повышение прочности и долговечности роlikоопор и конвейерных лент, с другой стороны – использование подвесных роlikоопор гирляндного типа (с шарнирными креплениями осей роlikов) и гибкого канатного става с целью амортизации динамических нагрузок при перекачивании груженой ленты по роlikоопорам.

Наиболее типичными образцами первого направления являются ленточные конвейеры с жесткими ставом и роlikоопорами (рис. 1.1).

Некоторое увеличение крупности кусков груза достигается за счет применения гибких подвесных роlikоопор гирляндного типа и гибкого канатного става. Возможные варианты конструктивного исполнения приведены на рис. 1.2. Крепление осей роlikов может осуществляться с помощью звеньев кольцевых цепей или планок.

Гибкие податливые роlikоопорные конструкции, представленные канатными ставами для подвески жестких, шарнирных и амортизирующих роlikоопор, являются весьма перспективными, обеспечивающими дальнейшее возможное увеличение скоростей, стабильность движения ленты и меньший ее износ. Применение гирляндных подат-

ливых роlikоопор по сравнению с жестко установленными позволяет в 2–3 раза снизить нагрузку на ролики на линейной части и в 5–7 раз – в пунктах погрузки, уменьшить на 20–30 % энергоемкость за счет улучшения динамики взаимодействия кусков с роlikоопорами и увеличить устойчивость хода ленты при скоростях ее движения до 3–3,5 м/с и крупности кусков до 500 мм без применения центрирующих устройств.

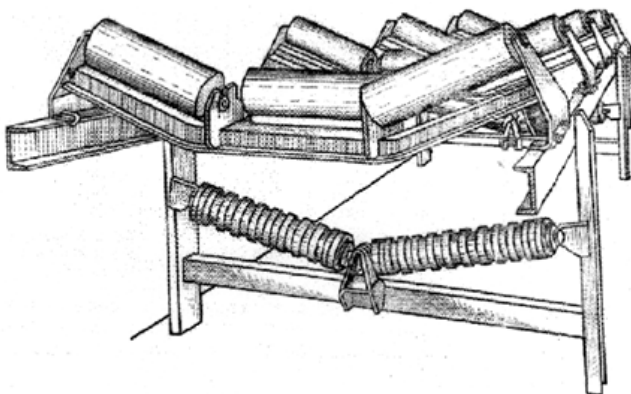


Рис. 1.1. Секция конвейера с жесткими ставом и роlikоопорами

Наряду с этим конвейеры этого типа не лишены и недостатков: при установке конвейера под углом и транспортировании груза вниз подвесная роlikоопора стремится отклониться от нормального положения вперед и движение ленты по ставу становится неустойчивым, что может вызвать децентрирование ленты и россыпи горной массы; возможно некоторое увеличение коэффициента сопротивления движению из-за дополнительного деформирования ленты при проходе ее по подвесным роlikоопорам; при неравномерной нагрузке, при образовании на ленте участков, свободных от грузов, наблюдается колебание несущих стоек, поэтому (чтобы плавность движения ленты не нарушалась) необходимо усиленное крепление оснований этих стоек; свободно висящие роlikоопоры могут смещаться в обратную сторону при движении ленты на наклонном конвейере с движением вверх, что повышает износ нижней обкладки ленты; при определенных скоростях транспортирования могут возникать колебания канатного става в результате значительной продольной и поперечной его гибкости, вследствие чего транспортирование груза затрудняется. Приведенные

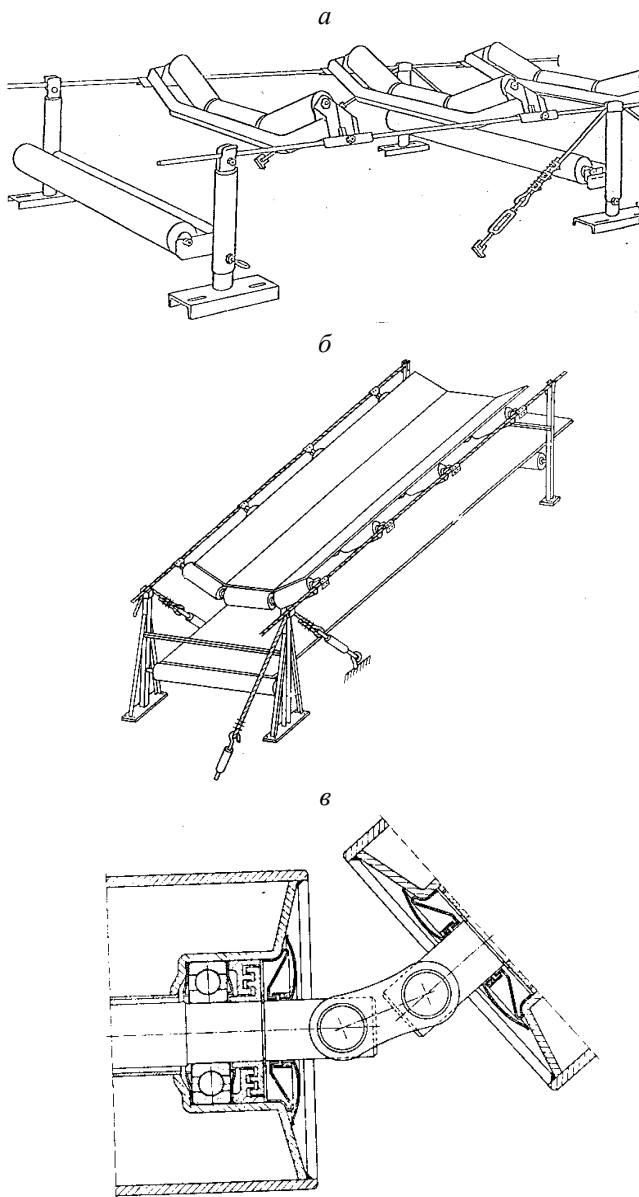


Рис. 1.2. Ленточные конвейеры для крупнокузовых грузов:
 а – с гибким канатным ставом и жесткими роликоопорами;
 б – с гибким ставом и подвесными шарнирными роликоопорами;
 в – конструкция узла крепления роликов подвесной роликоопоры

недостатки можно в значительной степени или полностью устранить выбором соответствующих типов и конструкций узлов конвейера и их параметрических характеристик.

Использование подвесных роlikоопор и гибкого канатного става хотя и позволило увеличить крупность перемещаемой горной массы с 300 до 500 мм, требует вторичного дробления в дробильных агрегатах или применения комбинированного автомобильно-конвейерного транспорта.

Принципиальным отличием ленточно-колесного конвейера, предложенного проф. Спиваковским А. О., является исключение перекачивания грузовой ленты по стационарным роlikоопорам. В этом конвейере грузевая ветвь ленты свободно опирается на ходовые опоры, соединенные между собой двумя замкнутыми в вертикальной плоскости цепями. Совместимое движение грузонесущей ленты и контура с ходовыми опорами происходит только за счет фрикционного взаимодействия. Конвейер нового типа характеризуется высокой степенью конструктивной преемственности, т. к. в нем используются обычные приводные и натяжные станции, а также роlikоопоры на холостой ветви конвейера. Как показали опытно-промышленные испытания первых образцов конвейера, крупность кусков скальных пород и руд достигала 1000–1200 мм и более. Такой конвейер в состоянии перемещать практически всю горную массу, подготовленную буровзрывным способом. Выход негабарита при этом не превышает 2–3 %, что не требует применения дорогостоящих дробильных агрегатов или дополнительных средств циклического транспорта. Вторичное дробление такой небольшой доли некондиционного материала не вызывает особых трудностей и не приводит к простоям транспортного комплекса.

1.3. Общее устройство ленточно-колесного конвейера

Впервые ленточно-колесный конвейер был предложен на кафедре транспортных машин и комплексов Московского горного института проф. А. О. Спиваковским в 1964 г., а первый опытно-промышленный образец конвейера был спроектирован институтом "Гипроникель" (руководитель проекта – проф. Я. Б. Кальницкий).

Общее устройство ленточно-колесного конвейера в первоначальном исполнении представлено на рис. 1.3.

Особенностью конструкции нового конвейера является передвижение грузевой ветви ленты / на подвижных опорах, состоящих из

траверс 2, снабженных катками 3, перемещающимися по верхним 4 и нижним 5 направляющим. Траверсы соединены между собой двумя цепями 6, образующими замкнутые в вертикальной плоскости контуры при огибании концевых звездочек 7 и 8. Лента 1, приводимая в движение обычным барабанным приводом 9, увлекает за счет сил трения неприводной контур с ходовыми опорами. На холостой ветви лента перемещается по обычным роlikоопорам 10. Натяжение ленты осуществляется барабаном 11. На концевых участках лента поддерживается стационарными роlikоопорами амортизирующего типа 12.

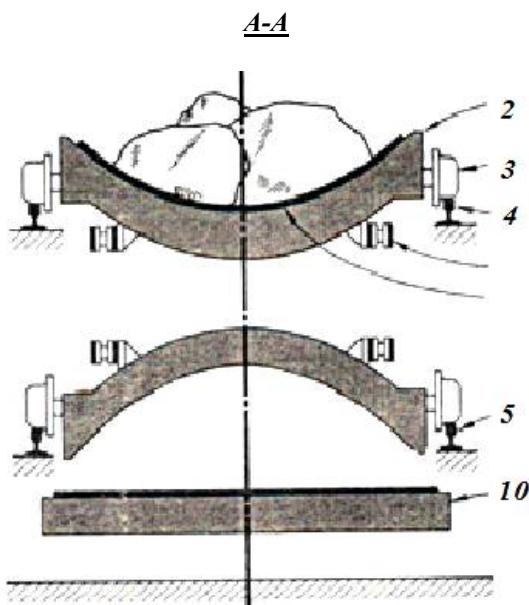
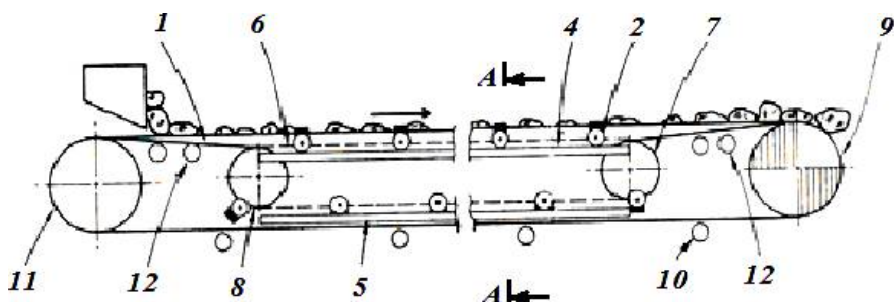


Рис. 1.3. Ленточно-колесный конвейер

Ходовые опоры, по существу, являются основным отличительным узлом ленточно-колесного конвейера. Форма опорных траверс может быть скругленной или трапецеидальной. Траверса скругленной формы обеспечивает более благоприятное опирание ленты с грузом и более технологична. Траверса может быть изготовлена из труб, прокатного профиля. Контактная поверхность траверс футеруется резиной, а в том случае, если на конвейере производится промежуточная загрузка, тогда к опорной части ее крепится пневмокамера.

Ходовые катки опор могут устанавливаться как на концах траверс, так и под траверсой. Первый вариант крепления катков приводит к увеличению ширины става, но при этом он имеет такие эксплуатационные преимущества, как: свободный доступ к каткам; смазка с соединительных цепей не попадает на нижнюю ветвь ленты. Однако центр тяжести ходовой опоры в порожнем состоянии расположен ниже оси вращения катков, что создает дополнительное усилие на узел крепления цепей к траверсе при огибании концевых звездочек.

Второй вариант крепления катков к траверсам позволяет уменьшить ширину става, что существенно при эксплуатации конвейера в подземных выработках, и, кроме того, уменьшается собственная масса конвейера. Соединительные цепи контура с ходовыми опорами должны допускать повышенные в сравнении с пластинчатыми и скребковыми конвейерами скорости движения. На первых промышленных установках конвейера использованы пластинчатые втулочно-роликовые цепи. Возможно применение кольцевых калиброванных цепей при небольших скоростях движения.

При повышенных скоростях движения могут оказаться эффективными конвейерные ленты. Крепление траверс к лентам конструктивно может быть решено по опыту крепления лент к ковшам в ковшовых элеваторах.

Оптимальный шаг расстановки ходовых опор зависит от ряда факторов: натяжения ленты, поперечной жесткости ленты, ширины ленты и соотношения ширины ленты с размерами наиболее крупных кусков, гранулометрического состава груза и некоторых других факторов. Ориентировочно шаг расстановки опор, как показали опытно-промышленные испытания, может приниматься в диапазоне 1,5–2 ширины ленты. Увеличение шага ходовых опор обуславливает снижение массы подвижной части контура с опорами, но при этом увеличивается и развал груженной ленты в пролете между опорами, что может привести к аварийным ситуациям, связанным с падением отдельных кусков с ленты.

Помимо основного преимущества ленточно-колесного конвейера – способности перемещать крупнокусковые грузы – в сравнении с обычными ленточными конвейерами новый тип конвейера обладает и следующими дополнительными достоинствами:

- практически исключается износ ленты конвейера от воздействия груза на линейной части конвейера;
- уменьшается сопротивление движению конвейера;
- на несколько градусов (3–4 градуса) увеличивается допускаемый угол наклона подъемных конвейеров;
- устраняется измельчение груза на конвейере, что имеет значение для угля, флюсов, железной руды и т. д.;
- существенно уменьшается влаговыведение при наличии в транспортируемой массе тиксотропных материалов.

1.4. Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации первых образцов ленточно-колесных конвейеров

Первая опытно-промышленная установка ленточно-колесного конвейера конструкции института "Гипроникель" была пущена на руднике "Аксай" горно-химического комбината "Каратау" (рис. 1.4.).

Техническая характеристика ленточно-колесного конвейера

Производительность по руде, т/ч	2000
Ширина ленты, мм	1200
Тип ленты (8 прокладок)	РЛХ120
Скорость движения ленты, м/с	$0 \div 2,0$
Длина цепного контура по осям концевых звездочек, м	44
Длина конвейера по осям концевых барабанов, м	51
Угол наклона конвейера, град	$18^{\circ}40'$
Расстояние между траверсами, мм	1400
Мощность привода, кВт	55

Конвейер транспортировал руду от усреднительного склада до бункера дробильной фабрики. Загрузка конвейера осуществлялась трехцепным скребковым питателем. В месте погрузки под лентой были установлены три ряда пневмокатков от мотороллера, по девять катков в каждом ряду, давление внутри катков около 1,5 атм. Между головными звездочками и приводным барабаном конвейер оборудован тремя подвесными роlikоопорами. Назначение этих роlikоопор – обеспечить переменную желобчатость ленты при ее переходе траверс на приводной барабан. Для предотвращения бокового падения отдельных кусков на этом участке установлены борта из листовой стали.

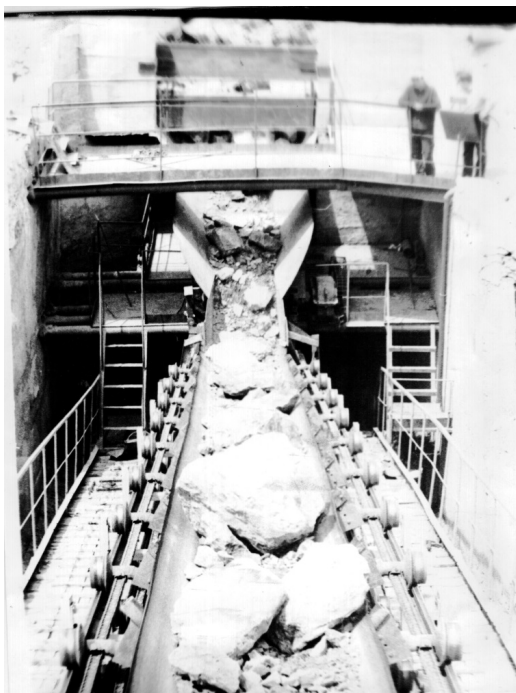


Рис. 1.4. Первый ленточно-колесный конвейер

В процессе эксплуатации конвейера было перевезено более 500 тыс. т фосфатной руды, отработаны все его основные параметры. Опытная эксплуатация конвейера показала, что после входа отдельных крупных кусков руды на траверсы их транспортирование на линейной части конвейера осуществляется без какого-либо шевеления.

На конвейере рудника "Аксай", при ширине ленты 1200 мм, транспортировались отдельные куски размером 1600–1700 мм. Таким образом, было установлено, что практически ленточный конвейер на ходовых опорах способен перемещать крупные куски размером, превышающим даже ширину ленты, если обеспечиваются их нормальная загрузка и проход между бортами перед приводным барабаном.

Для определения основных расчетных параметров нового типа конвейера были проведены экспериментальные исследования [2], [4], в процессе проведения которых измерялись напряжение и сила тока двигателя, по которым определялась при холостом ходе потребляемая ими мощность. По мощности привода рассчитывался общий коэффициент сопротивления движению.

Величина коэффициента сопротивления цепного контура по направляющим определялась следующим образом. На порожнем конвейере цепной контур протягивался ручной лебедкой при заторможенной ленте. Ручная лебедка закреплялась на раме конвейера с помощью отрезка швеллера к цепям конвейера. При перемещении лебедкой цепного контура под лентой по показаниям динамометра определялась суммарная сила сцепления ленты с траверсами и сила сопротивления перемещению цепного контура со звездочками. Сила сцепления ленты с траверсами экспериментально определялась пружинным динамометром, фиксирующим силу протяжки ленты при заторможенном цепном контуре. Порожняя лента протягивалась приводом на малой скорости (0,05–0,1 м/с). По показаниям динамометра определялась сила сцепления ленты с траверсами.

При температуре воздуха +22 °С и сухой резиновой футеровке траверс коэффициент сцепления ленты с траверсами ψ составляет 0,58. На нагруженном конвейере определение коэффициента ψ не производилось из-за опасения порыва ленты в месте стыка. Можно предположить, что на нагруженном конвейере благодаря большому развалу и провесу ленты между траверсами коэффициент ψ будет несколько большим, чем на порожнем конвейере.

Средняя величина коэффициента сопротивления движению цепного контура с ходовыми катками диаметром 170 мм составляет $\omega' = 0,0175$ при плюсовой температуре воздуха.

Полученный расчетным путем общий коэффициент сопротивления в среднем составил 0,06. Такое большое значение коэффициента сопротивления объясняется влиянием сопротивлений на концевых станциях конвейера, на загрузочном устройстве, в месте установки скребка на холостой ветви и на неподвижных бортах у разгрузочного барабана конвейера. Измерение величины погонной нагрузки производилась на ходу с помощью тензовесов, состоящих из двух стальных упругих колец с наклеенными на них тензодатчиками. Показания тензодатчиков записывались осциллографом. Для расшифровки показаний датчиков производилась их тарировка до и после записей.

Силы, действующие на цепи, тоже замерялись с помощью специальных измерительных звеньев, на которых были наклеены датчики, отдельно для той и другой цепи. Было установлено, что в цепях происходит взаимное перераспределение усилий, но отклонения от 50 % суммарной силы на порожнем конвейере не превышали 15 %, а на груженом – 28 %.

Тарировка датчиков осуществлялась двояко: на разрывной машине в лабораторных условиях до и после проведения эксперимента и по записи усилия в цепях на нижней ветви конвейера у верхних концевых звездочек. Для тарировки это усилие определялось расчетным путем по составляющей веса цепного контура за вычетом сопротивления перемещению движения, т. е. усилия в одной цепи без учета предварительного натяжения.

Анализ записей усилий в цепях позволил сделать следующие выводы:

1. После пуска конвейера происходит относительно резкое увеличение натяжения в цепях на пути длиной 7–8 м, после чего натяжение несколько падает и его дальнейшее увеличение происходит более плавно. Такое явление наблюдалось на порожнем и груженом конвейере. Быстрый рост натяжения в цепях в начале движения ленты объясняется первоначальной выборкой провесов цепи, что можно было наблюдать и визуально.

2. Как на порожнем, так и на груженом конвейере по мере увеличения натяжений происходит их перераспределение между цепями. Отклонения натяжения цепей составляют 5–8 % суммарного натяжения и зависят от положения ходовых колес, т. е. от их реборд относительно головок рельсов, а также расположения груза по ширине ленты.

3. Максимальное усилие в цепях возникает за 5–6 м до верхних концевых звездочек. Эта точка совпадает с началом скольжения ленты относительно цепей. На порожнем конвейере максимальное усилие в одной цепи составляло 6300–6800 Н, на груженом конвейере при $q_{\text{зр}} = 2100 \div 3500 \text{ Н/м}$ – 7500 – 6000 Н. Следовательно, на порожнем конвейере на верхней ветви усилие в одной цепи не превышает 108–115 %, а на груженом конвейере 103–128 % от половины составляющей веса цепного контура (5800 Н).

Таким образом, максимальное усилие в цепях в точке начала скольжения ленты относительно цепей почти одинаково на порожнем и груженом конвейере. Это объясняется большой эластичностью футеровки траверс, выбором провеса цепей и другими факторами.

Продольное скольжение ленты относительно цепей определялось при помощи натянутой между ними проволоки, касающейся ленты в месте наибольшего ее прогиба. В районе касания проволоки на ленту наносили риски. По смещению проволоки относительно рисков определялась величина скольжения. Скольжение начиналось за 3–4 м до приводного барабана на порожнем конвейере и за 5–6 м на груженом. На порожнем конвейере риска на ленте опережала проволоку на 20–25 мм и на груженом – 40–60 мм.

Производилось также определение скольжения ленты относительно футерованных траверс. Футеровка была выполнена из конвейерной ленты с пятью бельтинговыми прокладками и огибала дугообразную траверсу не вплотную, а с зазорами, что обеспечивало некоторую компенсацию скольжения ленты относительно цепей. Заметного скольжения ленты относительно футеровки не наблюдалось.

Важным параметром ленточного конвейера на ходовых опорах, от которого в значительной мере зависит его металлоемкость, является расстояние между траверсами. На опытном конвейере это расстояние составляло 1,4 м. Наблюдения за работой конвейера показали, что груз надежно удерживается на ленте при увеличении расстояния между траверсами до 2,8 м, но при этом значительно возрастает свободный пролет ленты при переходе на стационарные роlikоопоры, что приводит к недопустимому увеличению развала ленты.

Вопрос определения оптимального расстояния между траверсами требует дальнейших исследований.

При повышении на конвейере скорости свыше 1,5–1,7 м/с заметно возрастали удары на роliках не только при переходе с одной ветви конвейера на другую, но и на стыках рельсов. Чтобы избежать этого, целесообразно производить сварку концов рельсов и зачистку мест сварки.

Обслуживание опытно-промышленного конвейера, несмотря на то, что он работал под открытым небом, в пыльной атмосфере и при температурах с перепадом от +35 до –35 °С, было несложным и сводилось к проверке натяжения ленты и цепей, а также к замеру давления воздуха в пневмокрышках амортизационных роликоопор.

Контроль состояния подшипников ходовых катков, бывших длительное время в работе сначала на экспериментальном стенде, а затем на опытно-промышленной установке, показал, что они находятся в удовлетворительном состоянии и требуют при двухсменной работе возобновления смазки не чаще, чем один раз в 3–4 года. Цепи смазывались один раз в три месяца, причем расход масла достигал 35 г на 1 пог. м цепи.

Состояние ленты, несмотря на большую крупность отдельных кусков, также было признано удовлетворительным, что послужило для института "Гипроникель" основанием считать срок службы резиноканевой ленты при трехсменной работе порядка четырех лет, т. е. значительно большим, чем при тех же условиях может обеспечить лента, движущаяся по роликоопорам.

Срок службы цепей и амортизирующих роликоопор ожидается не меньшим, чем пять лет. Не представляет затруднений и пуск работающего под открытым небом конвейера как в порожнем, так и в груженом состоянии.

1.5. Особенности проектирования и расчета ленточно-колесного конвейера [3]

Производительность конвейера (т/ч) может быть определена по формуле:

$$Q = K_n (0,8B)^2 \gamma,$$

где B – ширина ленты, м.

Коэффициент производительности K_n зависит от геометрической формы, траверсы и угла естественного откоса груза. В предварительных расчетах можно принимать $K_n = 700$.

Радиус траверсы для транспортирования крупнокусовых грузов:

$$R = (C')B,$$

где C' – коэффициент, учитывающий гранулометрический состав горной массы. В зависимости от удельного содержания в транс-

портируемой горной массе кусков размером (0,3–0,5) B , м он принимается равным: при содержании менее 3 % – 0,4, при 3–10 % – 0,475, свыше 15 % – 0,57.

Для руды или породы, включающей отдельные куски с максимальным размером 800–1000 мм, ширина ленты конвейера на ходовых опорах может быть принята в пределах 1200–1600 мм. Максимальную скорость движения ленты ленточно-колесного конвейера можно принимать в пределах 0,8–1,0 м/с.

Сопротивление перемещению на ленточном конвейере на ходовых опорах определяют как на обычном ленточном конвейере методом обхода контура по точкам, с учетом того, что на верхней рабочей ветви добавляется масса подвижных частей цепного контура с траверсами. Коэффициент сопротивления перемещению ходовых опор, по экспериментальным данным, составляет 0,0175–0,02, т. е. примерно в 1,5 раза меньше, чем на ленточном конвейере со стационарными роlikоопорами.

Поскольку на ленточно-колесном конвейере тяговое усилие воспринимается только приводной лентой, свободно лежащей на траверсах, величина фрикционных сил связи определяется коэффициентом сцепления между нижней обкладкой ленты и футеровкой траверс. Во избежание пробуксовки ленты по траверсам в период пуска сила сцепления ленты по траверсам должна быть больше сил сопротивления перемещению и сил инерции ходовых опор, т. е.:

$$(q + q_{\text{л}})L\varphi \cos \beta > (q + q_{\text{л}} + 2q_{\text{т}})L\omega_{\text{т}} \cos \beta + 2q_{\text{т}} \frac{a}{g} L,$$

где q , $q_{\text{л}}$ и $q_{\text{т}}$ – погонная масса соответственно груза, ленты и траверс с цепями, кг/м;

L – расстояние между звездочками цепного контура, м;

φ – приведенный коэффициент сцепления ленты с траверсами;

$\omega_{\text{т}}$ – коэффициент сопротивления перемещению траверс по направляющим;

β – угол наклона конвейера, градус;

a – ускорение пуска, м/с²;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Отсюда необходимая величина коэффициента сцепления для груженого конвейера:

$$\varphi \geq \omega_{\tau} \left(1 + \frac{2q_{\tau}}{q + q_{\text{л}}} \right) + \frac{2aq_{\tau}}{g(q + q_{\text{л}})\cos\beta}.$$

Наиболее опасным с точки зрения проскальзывания ленты по траверсам является пуск порожнего конвейера (при $q = 0$).

В случае обрыва ленты на наклонном конвейере она должна удерживаться на траверсах цепного контура, застопоренного обратным остановом. При обрыве ленты необходимая величина коэффициента сцепления между лентой и траверсами будет:

$$\varphi > \operatorname{tg}\beta.$$

Значения величин φ и ω_{τ} определены экспериментально на конвейере на ходовых опорах.

Коэффициент сцепления ленты с обрезиненными траверсами при плюсовых температурах $\varphi = 0,58$, при минусовых температурах и атмосферных осадках $\varphi = 0,3 - 0,4$, что обеспечивает значительный запас сил сцепления.

При фрикционном взаимодействии ленты с ходовыми траверсами требуется установление величины усилий в фиксирующих цепях конвейера, которые определяются из следующего. В начале совместного движения на верхней ветви лента и цепи растягиваются без относительного скольжения. При достижении определенного натяжения и вследствие разницы в жесткости ленты и цепей начинается относительное проскальзывание ленты и траверс. Таким образом, на верхней ветви конвейера имеют место два характерных участка: участок покоя L_1 и участок L_2 — относительного скольжения ленты по траверсам. При этом усилие натяжения (в Н) в цепях на участке определяется из:

$$S_y = S_{\text{пред}} + L_1(q + q_{\text{л}} + 2q_{\tau})g(\omega_{\tau}\cos\beta + \sin\beta)\frac{E_{\text{ц}}}{E_{\text{ц}} + E_{\text{л}}},$$

где $S_{\text{пред}}$ — предварительное натяжение цепей, создаваемое натяжным устройством, Н;

$E_{\text{ц}}$ и $E_{\text{л}}$ — соответственно жесткость цепей и ленты, Н/мм.

Диаграммы натяжения ленты и цепей, приведенные на рис. 1.4, показывают, что в зависимости от соотношения жесткостей ленты и цепей могут быть следующие случаи распределения натяжений:

1) жесткость цепей значительно выше жесткости ленты. В точке А натяжение цепей может оказаться высоким;

2) жесткость цепей близка к жесткости ленты, например резинотросовой. В этом случае усилия в ленте и цепях одинаковы;

3) жесткость цепей меньше жесткости ленты, натяжение ленты на участке L_1 больше, чем в цепях.

Участок относительного скольжения можно было бы уменьшить путем установки дополнительного привода на головных звездочках цепного контура. Так как цепи являются неприводными, то запас прочности в них можно принимать несколько меньшим, чем для приводных цепей. Статический коэффициент запаса прочности цепи для горизонтальных конвейеров рекомендуется равным 3–4, для наклонных конвейеров – 5–6.

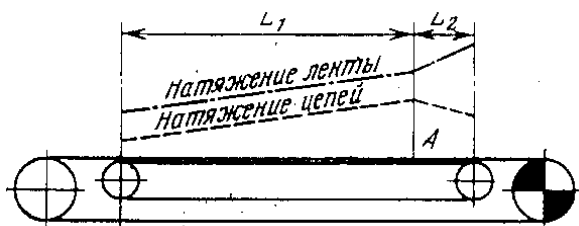


Рис. 1.4. Диаграмма распределения усилий в ленте и в цепях

Предельная длина ленточно-колесного конвейера в одном ставе определяется прочностью ленты. Если запас прочности цепей при одном цепном контуре на всю длину конвейера оказывается недостаточным, то можно принять два (или больше) установленных последовательно цепных контура при одном контуре ленты.

В этом случае участки перехода грузовой ветви ленты с одного цепного контура на другой оборудуются стационарными роlikоопорами или спецустройствами.

Вопросы передачи тягового усилия при фрикционном взаимодействии грузонесущей ленты и поддерживающего контура с ходовыми опорами нашли наиболее полное освещение в работе [6].

Глава 2. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЛЕНТОЧНО-КОЛЕСНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

2.1. Крутонаклонный ленточно-колесный конвейер для глубоких карьеров и шахт

2.1.1. Обоснование выбора принципиальной конструкции крутонаклонного конвейера

Создание крутонаклонных конвейерных подъемников, способных перемещать горные грузы под углами наклона свыше 18° , является одной из наиболее актуальных проблем в развитии горно-транспортного машиностроения. Особенно острой эта проблема становится для глубоких карьеров. Крутонаклонные конвейеры, в которых сохраняется принцип перемещения грузонесущей ленты по стационарным роlikоопорам, не позволяют использовать их для крупнокусковых грузов с кусками, размеры которых превышают 300 мм. Необходимость в предварительном дроблении горной массы и большой объем горно-капитальных и строительно-монтажных работ, связанных с размещением и передвижкой дробильных агрегатов и перегрузочных пунктов в карьере, делает неэффективным внедрение таких конвейеров при разработке скальных и полускальных пород и руд. Ленточно-колесные конвейеры, способные транспортировать горные грузы с размерами кусков до 1200 мм и более, позволяют исключить вторичное дробление грузов в карьере.

Заложенный в основу ленточно-колесного конвейера принцип перемещения грузонесущей ленты на ходовых опорах создает благоприятные предпосылки для разработки крутонаклонных конвейеров, в которых прижимные элементы, удерживающие транспортируемый груз от ссыпания вниз, устанавливаются на ходовых опорах [7, 8].

В предложенном ранее крутонаклонном ленточном конвейере прижатие сверху слоя транспортируемого груза осуществляется свободными от груза боковыми участками самой грузонесущей ленты под воздействием подпружиненных прижимных рычагов, шарнирно закрепленных по краям ходовых опор и соединенных посредством передаточных механизмов с роliками, взаимодействующими на концевых участках с копирными направляющими [9].

Недостатком такой конструкции является то, что слой транспортируемого груза прижимается сверху боковыми участками ленты в соответствии с внутренней поверхностью прижимных рычагов, что не

может совпадать с произвольной формой верхней поверхности слоя груза. Контакт ленты с верхней поверхностью груза в этом случае осуществляется в одной или двух точках.

В таких условиях затруднительно сохранение нахлесточного соединения боковых участков ленты, особенно при наличии атмосферных осадков, снижающих коэффициент трения между рычагами и лентой. Раскрытие соединения ленты сверху может привести к выпадению и скатыванию вниз кусков груза, что создает аварийные ситуации, опасные для жизни обслуживающего конвейер персонала.

В предлагаемой конструкции конвейера [10] обжатие слоя груза осуществляется лямками, прикрепленными с одной стороны к концам прижимных рычагов, а с другой – к регуляторам натяжения лямок со спиральными пружинами, установленными на ходовых опорах. Принцип действия лямок с регуляторами натяжения аналогичен ремням безопасности в автомобильной технике. Конвейер обладает высокой степенью конструктивной преемственности и позволяет существенно повысить надежность за счет исключения возможности раскрытия нахлесточного соединения краев ленты и связанных с этим аварийных состояний.

Данный крутонаклонный ленточный конвейер позволит повысить надежность за счет равномерного распределения прижимного усилия на слой груза при использовании лямок, взаимодействующих с боковыми участками грузонесущей ленты, и относительного смещения прижимных рычагов вдоль оси конвейера. Кроме того, можно увеличить допускаемый угол наклона подъемного конвейера.

2.2.1. Общее устройство, принцип действия и особенности расчета крутонаклонного ленточно-колесного конвейера

Устройство предлагаемого конвейера поясняется на следующих рисунках:

- рис. 2.1 – общая схема конвейера;
- рис. 2.2 – разрез А-А на рис. 2.1;
- рис. 2.3 – разрез В-В на рис. 2.2;
- рис. 2.4 – вид С на рис. 2.1;
- рис. 2.5 – разрез D-D на рис. 2.1;
- рис. 2.6 – вид Е на рис. 2.2;
- рис. 2.7 – разрез К-К на рис. 2.6;
- рис. 2.8 – вид F на рис. 2.6;
- рис. 2.9 – разрез G-G на рис. 2.8;

рис. 2.10 – разрез Н-Н на рис. 2.1;
 рис. 2.11 – схема действия распорного давления на прижимные рычаги;
 рис. 2.12 – расчетная схема к определению требуемого усилия прижатия.

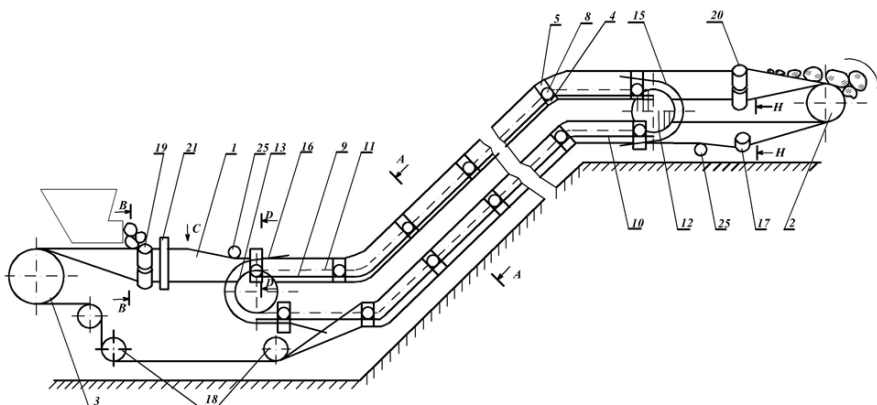


Рис. 2.1. Крутонаклонный ленточно-колесный конвейер
 для крупнокусковых грузов

A-A
 (Рис. 2.1)

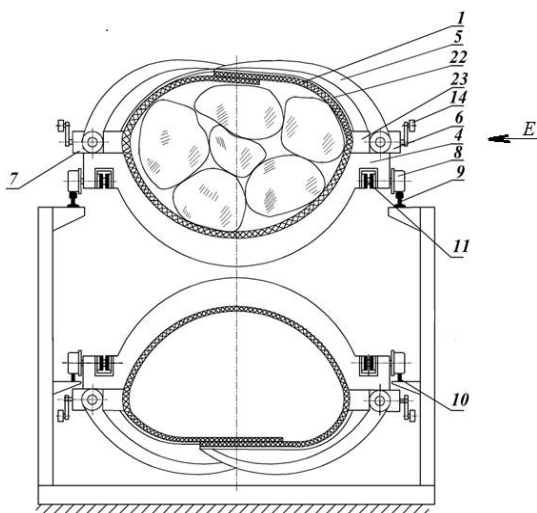


Рис. 2.2. Разрез А-А на рис. 2.1

B-B
(Рис. 2.1)

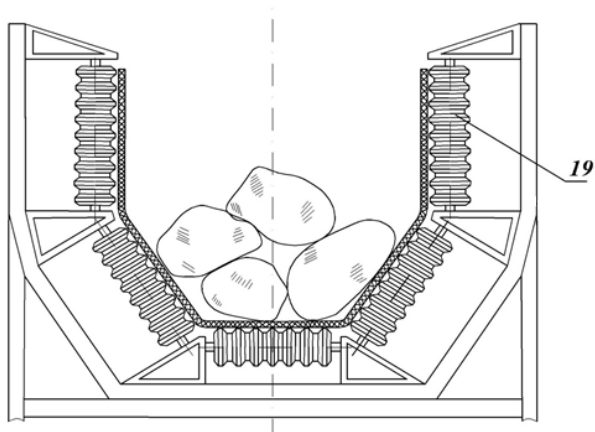


Рис. 2.3. Разрез В-В на рис. 2.1

Вид С
(Рис. 2.1)

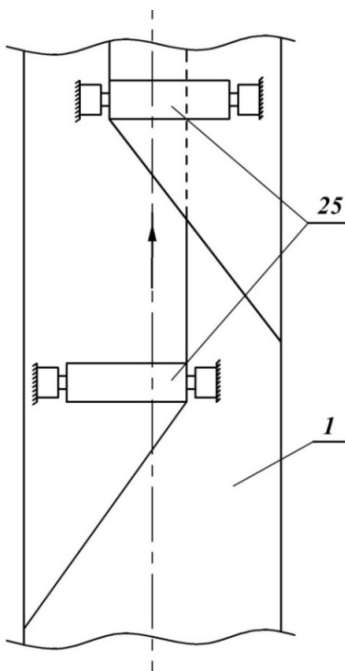


Рис. 2.4. Вид С на рис. 2.1

D-D
(Рис. 2.1)

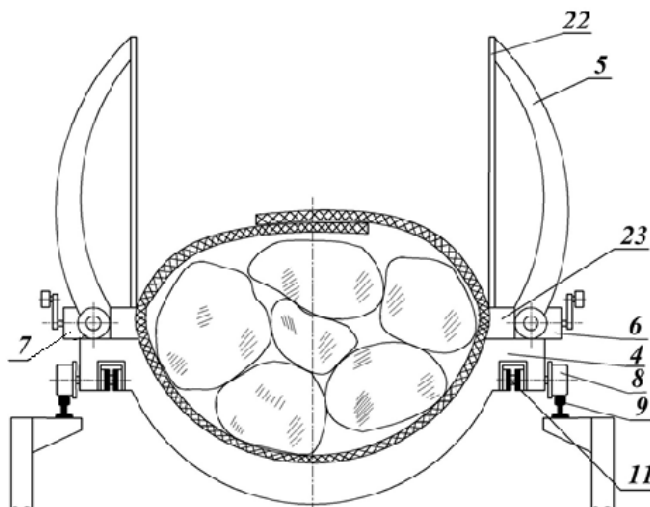


Рис. 2.5. Разрез D-D на рис. 2.1

Вид E
(Рис. 2.2)

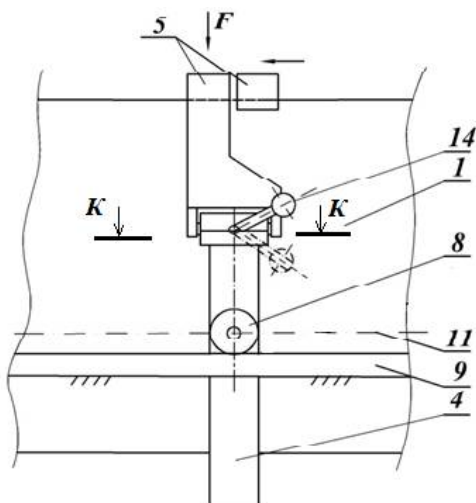


Рис. 2.6. Вид E на рис. 2.2

K-K
(Рис. 2.6)

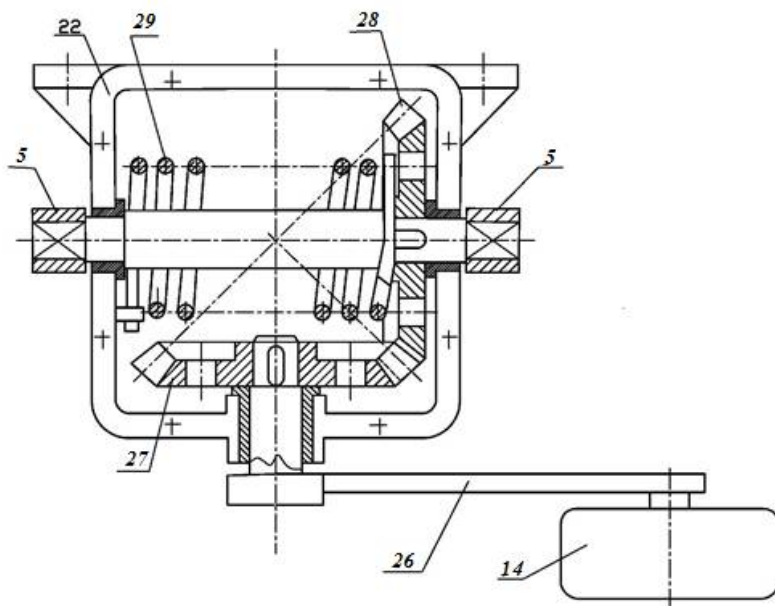


Рис. 2.7. Разрез К-К на рис. 2.6

Вид F
(Рис. 2.6)

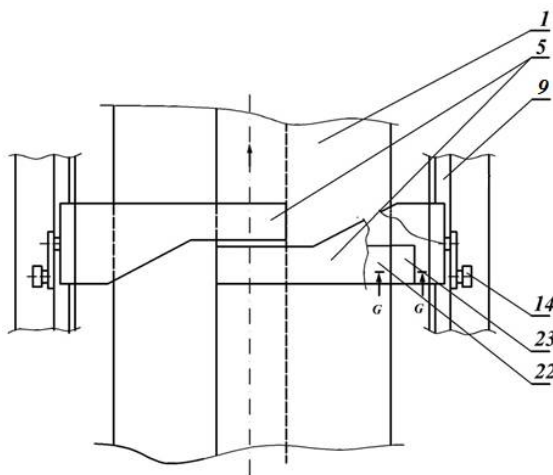


Рис. 2.8. Вид F на рис. 2.6

G-G
(Рис. 2.8)

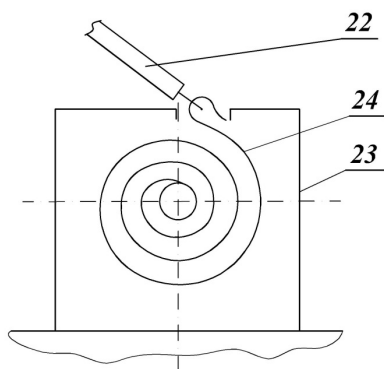


Рис. 2.9. Разрез G-G на рис. 2.8

H-H
(Рис. 2.1)

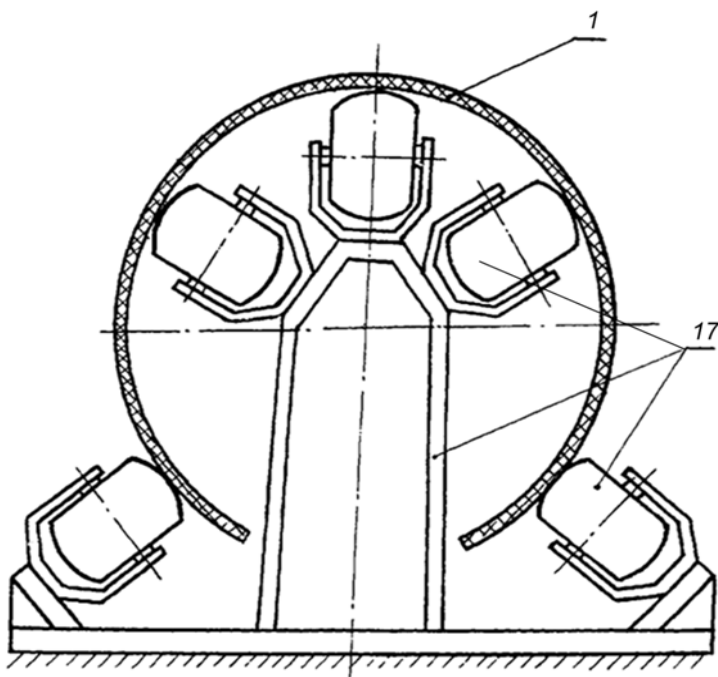


Рис. 2.10. Разрез H-H на рис. 2.1

Крутонаклонный ленточный конвейер содержит грузонесущую ленту 1, огибающую концевые барабаны 2 и 3, опирающуюся на ходовые опоры 4 на верхней ветви и поддерживаемую прижимными рычагами 5 на нижней ветви. Прижимные рычаги 5 шарнирно установлены по краям ходовых опор 4, подпружинены относительно поворота и соединены с опорами посредством передаточных механизмов 6, 7. Передаточный механизм может быть выполнен в виде конической передачи или пространственного шарнирно-стержневого механизма. Ходовые опоры 4 снабжены катками 8, перемещающимися по верхним 9 и нижним 10 ходовым направляющим. Опоры 4 соединены между собой замкнутыми тяговыми органами (цепи) 11, огибающими верхние приводные звездочки 12 и нижние натяжные 13. На передаточных механизмах 6, 7 смонтированы ролики 14, взаимодействующие на концевых участках с копирными направляющими 15 и 16.

На нижней ветви ленты 1 между головным разгрузочным барабаном 2 и приводными звездочками 12 расположена роликоопора обратной желобчатости 17 (рис. 2.10), а между натяжным барабаном 3 и натяжными звездочками 13 – отклоняющие барабаны 18. В пункте загрузки конвейера размещена амортизирующая роликоопора 19, а между головным барабаном 2 и приводными звездочками 13 – переходная роликоопора 20. Между роликоопорой 19 и натяжными звездочками 13 установлен датчик аварийной перегрузки конвейера 21. При необходимости использования на конвейере дозирующего устройства оно может выполнять также функции датчика аварийной перегрузки конвейера.

К концам прижимных рычагов 5 прикреплены лямки 22, присоединенные с противоположной стороны к ходовой опоре 4 через регулятор 23 (рис. 2.8, 2.9). Внутри регулятора установлена спиральная пружина 24, один конец которой прикреплен к лямке 22, а другой – к корпусу регулятора 23. Устройство и принцип действия лямок с регуляторами такие же, как и ремнях безопасности, применяемых в автомобилях.

Для предварительного сведения свободных от грузов боковых участков ленты и образования нахлесточного соединения кромок ленты, используются отклоняющие ролики 25 – по два ролика на верхней и нижней ветвях конвейера.

Прижимные рычаги 5 установлены на выходном ведомом валу передаточных механизмов 6, 7, а на входном ведущем валу установлены поворотные рычаги 26 с роликами 14. Валы соединены между собой посредством конической передачи 27, 28. Для прижатия рычагов 5 к слою груза используется пружина кручения 29.

Для управления работой прижимных рычагов используются плоские копирные направляющие. При этом оси вращения ведомых прижимных рычагов и ведущих поворотных рычагов пересекаются под прямым углом. Передаточный механизм, установленный между ведущим и ведомым рычагами, выполнен в виде конической зубчатой передачи. Предложенный ранее пространственный шарнирно-стержневой механизм [2] был изготовлен и прошел лабораторные испытания. Однако предложенный механизм не отвечает поставленным требованиям, в частности угол размаха поворотного рычага превышает допускаемое значение из условия отсутствия заклинивания механизма. Кроме того, шарнирно-стержневой механизм оказывается более сложным и дорогим, чем коническая передача, т. к. технология изготовления зубчатых колес не связана с получением высокой точности, а опоры валов выполнены в виде подшипников скольжения. В качестве материалов зубчатых колес возможно применение прочных пластмасс, что не связано с нарезанием зубьев и уменьшает массу ходовой опоры.

Предлагаемый крутонаклонный ленточный конвейер работает следующим образом.

Загрузочное устройство подает груз на ленту 1. Загруженная лента после прохождения амортизирующей роlikоопоры 19 и датчика аварийной перегрузки 21 поступает на отклоняющие ролики 25, предварительно формирующие нахлесточное соединение кромок ленты (рис. 2.5). По мере прохождения роликами 14 копирных направляющих 16 на верхнем участке происходит сведение прижимных рычагов 5 и охват боковых участков ленты лямками 22.

На верхнем концевом участке копирные направляющие 15 воздействуют на ролики 14, вызывая принудительное поочередное разведение прижимных рычагов 5 и освобождение ленты 1 с грузом. Лента 1 через переходную роlikоопору 20 поступает на головной барабан 2, осуществляющий разгрузку конвейера. После огибания головного барабана 2 лента 1 последовательно проходит через роlikоопору обратной желобчатости 17 и ролики 25, после чего захватывается сверху лямками 21 (при сведении прижимных рычагов 5), в процессе прохождения роликами 14 копирных направляющих 15. На нижнем концевом участке ролики 14 наезжают на копирные направляющие 16, что вызывает разведение прижимных рычагов 5 и освобождение от захвата ленты 1, которая через обводные барабаны 18 поступает на концевой натяжной барабан 3.

Удержание груза от ссыпания с ленты рассматриваемого крутонаклонного конвейера требует выполнения следующих трех условий [9]:

- 1) исключения разведения прижимных рычагов от распорных сил, вызываемых действием слоя груза между опорами;
- 2) исключения проскальзывания слоя груза в сечении под прижимными рычагами;
- 3) высыпания груза в пролете между опорами при отсутствии зоны перекрытия боковых участков конвейерной ленты.

Распорное давление от слоя груза на прижимные рычаги можно ориентировочно определить по формуле УкрНИИ проекта [10], или по формулам, предложенным в работе [11].

Принимая допущение о равномерном распределении распорного давления от груза на лямки (рис. 2.11), суммарное вертикальное усилие Q можно определить по формуле:

$$Q = \int_0^{\alpha_0} p b R \cos \alpha d\alpha = 2Rb \sin \alpha_0, \quad (2.1)$$

где p – распорное давление, Н/м² (ПА);

R – радиус кривизны лямок при обжатии ленты, м;

α – угол охвата лямками и лентой слоя груза, рад;

b – ширина лямок, м.

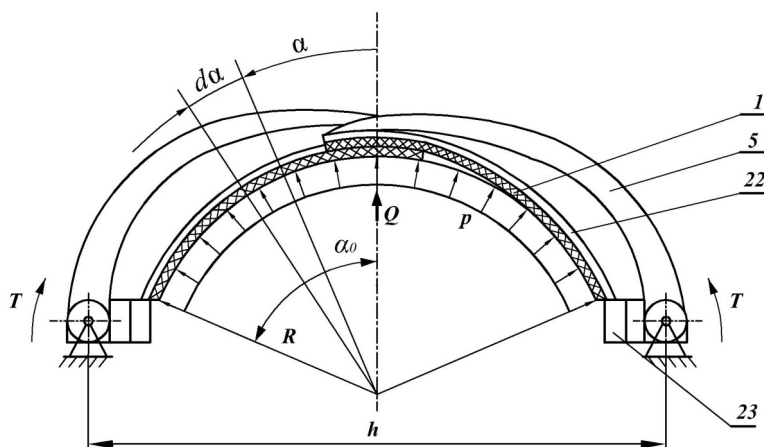


Рис. 2.11. Схема действия распорного давления на прижимные рычаги

Следовательно, расчетное усилие натяжения лямок:

$$F_{\text{л}} = \frac{Q}{2}, \text{ Н.} \quad (2.2)$$

Потребный крутящий момент для каждой из пружин в передаточном механизме, (рис. 2.11):

$$T = \frac{Qh}{4}, \quad (2.3),$$

где h – расстояние между опорными шарнирами рычагов.

С другой стороны, необходимое усилие прижатия слоя груза в сечении под прижимными рычагами из условия отсутствия сползания груза вниз определяется (рис. 2.12):

$$2F_T = 2Qf \geq q_r l (\sin\beta - f \cos\beta), \quad (2.4)$$

где F_T – сила трения между грузом и лентой, Н;

Q – суммарное вертикальное усилие прижатия, Н;

f – коэффициент трения между грузом и лентой;

q_r – погонная нагрузка на ленту от груза, Н/м;

l – расстояние между ходовыми опорами, м;

β – угол наклона конвейера.

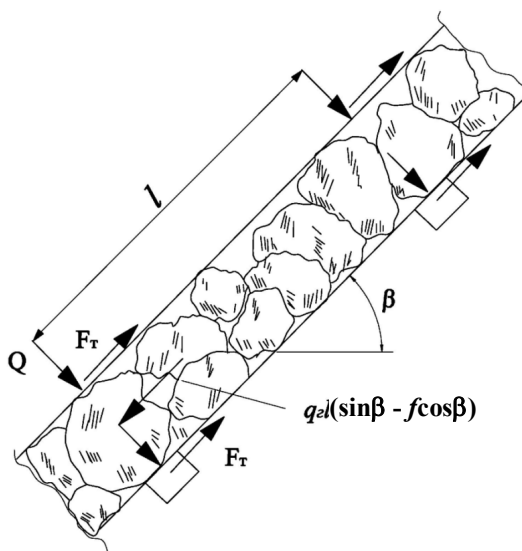


Рис. 2.12. Расчетная схема к определению требуемого усилия прижатия

Крутящий момент в данном случае определяется по формуле:

$$T = \frac{Qh}{4} = \frac{q_r l h (\sin \beta - f \cos \beta) h}{8f}. \quad (2.5)$$

Из двух значений крутящих моментов, полученных по формулам (2.3) и (2.5), расчетным будет наибольший. При расчете и проектировании пружины кручения, действующей на прижимной рычаг, расчетный крутящий момент следует принимать с коэффициентом запаса с учетом возможной перегрузки конвейера, а также поперечной жесткости конвейерной ленты.

Разработка рассмотренной конструкции крутонаклонного конвейера позволит существенно повысить надежность конструкции и увеличить допустимый угол наклона конвейера.

2.1.3. Синтез механизма управления прижимными элементами крутонаклонного ленточно-колесного конвейера

Для управления работой прижимных рычагов используются плоские копирные направляющие. При этом оси вращения ведомых прижимных рычагов и ведущих поворотных рычагов пересекаются под прямым углом.

Механизм управления (рис. 2.13) представляет собой обращенный механизм по отношению к кулачковому механизму с поступательно-перемещающимся кулачком и вращающимся толкателем.

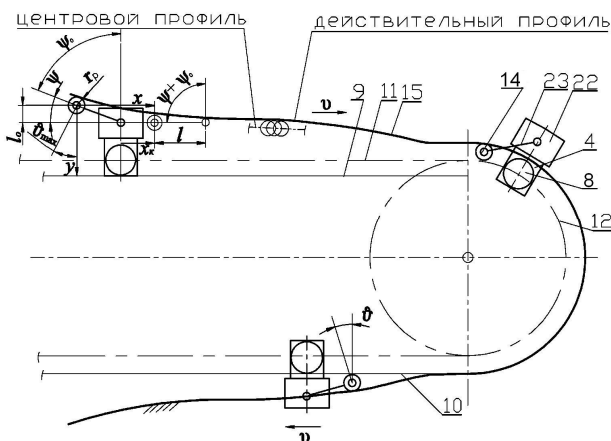


Рис. 2.13. Схема механизма управления прижимными рычагами на верхнем концевом участке: x, y – текущие координаты положения центра ролика; l_0 – начальная координата положения толкателя по оси y ; ψ – угол поворота толкателя; ψ_0 – начальный угол поворота толкателя

По терминологии курса «Теория механизмов и машин» под обратным механизмом понимается кулачковый механизм, к звеньям которого одновременно добавлена скорость перемещения кулачка, взятая с противоположным знаком. Этот прием используется для получения профиля кулачка, в рассматриваемом случае – профиля копирных направляющих.

Зависимость угла поворота рычагов ψ от перемещения ходовой опоры (x_k) имеет общий вид (рис. 2.13):

$$\psi = f(x_k). \quad (2.6)$$

Аналитическое определение профиля копирных направляющих можно выразить следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} x &= x_k + l \sin \psi_0 - l \sin(\psi + \psi_0) \\ y &= l_0 - l \cos(\psi + \psi_0) \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

где l – длина толкателя;

l_0 – начальная координата положения толкателя по оси y ;

ψ_0 – начальный угол поворота толкателя.

Полученный профиль называется центровым профилем кулачка. Действительный профиль кулачка является равноотстоящей кривой (эквидистанта) от центрального профиля на радиус ролика (r_p):

$$(x_n - x)^2 + (y_n - y)^2 - r_p^2 = 0, \quad (2.8)$$

где x_n, y_n – координаты действительного профиля кулачка.

Продифференцировав последнее выражение по x_k , получим:

$$(x_n - x)x' + (y_n - y)y' = 0. \quad (2.9)$$

Решив совместно последние два уравнения, можно получить:

$$\left. \begin{aligned} x_n &= x - \frac{r_p \cdot y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}}, \\ y_n &= y - \frac{r_p \cdot x'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2}} \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Нахождение координат профиля в аналитической форме по выражению (2.10) с учетом (2.6) характеризуется очень сложными и громоздкими формулами.

Более рациональным является графоаналитический способ, рассмотренный далее. При проектировании кулачковых механизмов важное значение имеет выбор закона движения толкателя. Переход от начальной точки движения толкателя до конечной может осуществляться по различным законам. При выборе простейшего линейного закона в системе возникают так называемые жесткие удары, при которых ускорение теоретически достигает бесконечной величины. Наиболее распространенными законами движения являются параболический, синусоидальный, косинусоидальный и трапецеидальный.

Сравнительный анализ этих законов движения показывает, что наиболее предпочтительным является косинусоидальный закон. Хотя при этом законе и возникают нежесткие удары, амплитуда ускорений примерно на 20 % меньше, чем при синусоидальном законе движения, при котором в системе вообще исключаются удары.

Прижимные рычаги характеризуются большим моментом инерции, а скорость движения конвейера сравнительно невелика, что и определяет выбор закона движения в пользу косинусоидального.

Угловое ускорение при выбранном законе имеет вид:

$$\varepsilon = \frac{d^2\psi}{dx^2} = b \cdot \cos \frac{\pi}{x_1} x, \quad (2.11)$$

где b – амплитуда ускорения.

После двукратного интегрирования и определения постоянных интегрирования, можно получить следующие выражения для нахождения перемещения, скоростей и ускорений движения поворотного рычага:

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{\psi_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{x_1} x \right) \\ \omega &= \frac{d\psi}{dx} = \frac{\psi_{\max} \cdot \pi}{2x_1} \cdot \sin \frac{\pi}{x_1} x \\ \varepsilon &= \frac{d^2\psi}{dx^2} = \frac{\psi'_{\max} \cdot \pi^2}{2x_1^2} \cdot \cos \frac{\pi}{x_1} x \end{aligned} \right\}, \quad (2.12)$$

где x_1, t_1 – фаза движения на участке подъема (разведение прижимных рычагов);

$\psi_{\max}$ – наибольший размах поворотного рычага;

x_2, t_2 – фаза движения на участке верхнего выстоя (огибание концевой звездочки);

x_3, t_3 – фаза движения на участке спуска (сведение прижимных рычагов);

$\mu_x, \mu_t, \mu_\psi, \mu_\omega, \mu_\varepsilon$ – соответствующие масштабы, выбранные при построении.

Каждая из этих функций представлена на рис. 2.14 и построена при использовании известных графических методов построения.

В качестве переменной по оси абсцисс может использоваться как перемещение (x), так и время (t), при этом

$$x_1 = v \cdot t_1,$$

где v – скорость движения конвейера.

Другим динамическим параметром, помимо закона движения толкателя, который необходимо учитывать при проектировании, является угол давления. Угол ϑ (рис. 2.13), заключенный между нормалью к профилю, направляющей и направлением движения поворотного рычага или центра ролика, называют углом давления. При увеличении угла давления силы трения возрастают, что может привести к заклиниванию кулачкового механизма. Для кулачковых механизмов с вращающимся толкателем наибольшее допускаемое значение угла давления не должно превышать 45° . С учетом того, что пружина в рассматриваемом механизме используется не только для замыкания кулачка на толкатель, что обеспечивает сохранение постоянства контакта между роликом и направляющей, а в основном для обеспечения необходимого прижатия слоя груза. Поэтому значение максимально допустимого угла давления следует уменьшить на $5-10^\circ$. Угол давления изменяется в процессе вращения поворотных рычагов. Начальный и конечный участки фазы подъема прижимных рычагов характеризуются наибольшими величинами угла давления. С достаточной точностью максимальные углы давления $\vartheta_{\max}$ можно определять как углы между горизонталью и поворотными рычагами в крайних положениях. В этом случае наибольший размах поворотного рычага $\psi_{\max}$ равен удвоенному значению $\vartheta_{\max}$. Угол поворота ведомых прижимных рычагов ψ_p существенно превышает $\psi_{\max}$. Коническая зубчатая передача позволяет получить необходимое передаточное число (i):

$$i = \frac{\psi_{\max}}{\psi_p} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.13)$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев соответственно ведущего и ведомого конических зубчатых колес.

С учетом динамических процессов расчетный крутящий момент T_p , действующий на прижимные рычаги и другие детали механизма управления, определяется по формуле:

$$T_p = T_{\text{ст}} + I \cdot \varepsilon_{\text{max}} \cdot i, \quad (2.14)$$

где $T_{\text{ст}}$ – статический крутящий момент, необходимый для прижатия слоя груза на конвейере;

I – момент инерции прижимного рычага;

ε_{max} – максимальное угловое ускорение при повороте прижимного рычага (рис. 2.14).

Таким образом, предложенная конструкция механизма управления прижимными рычагами, выполненная в виде пространственного механизма, состоящего из конической зубчатой передачи, поворотных рычагов, пружин кручения и копирных направляющих, позволила использовать плоские копирные направляющие, что допускает высокие скорости движения конвейера. Разработана методика проектирования предложенного механизма с учетом анализа различных законов движения толкателя. Предложено использовать при профилировании копирных направляющих косинусоидальный закон движения толкателя, исключающий ударные динамические нагрузки.

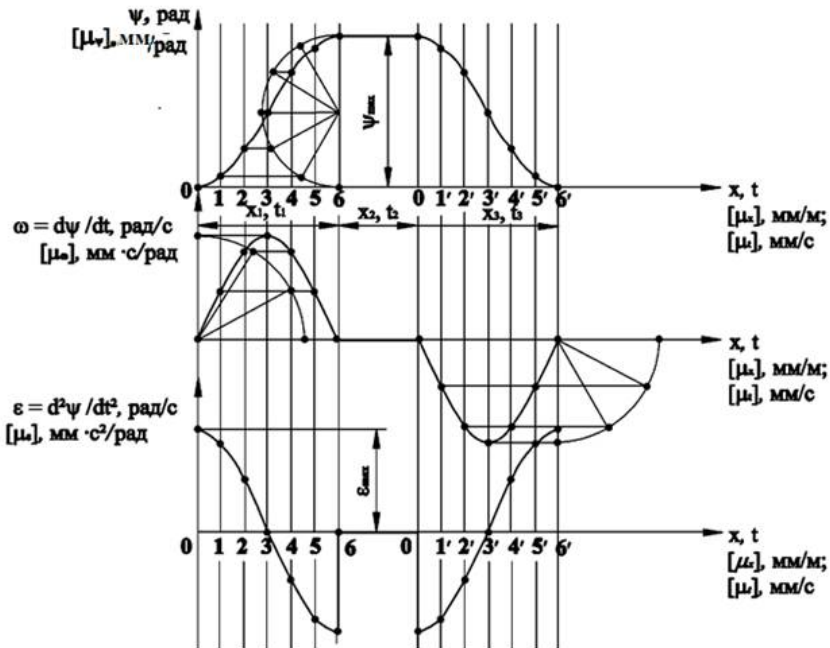


Рис. 2.14. График косинусоидального закона движения поворотного рычага механизма управления

2.1.4. Эффективность применения многоприводных подъемных ленточно-колесных конвейеров

Предлагаемый ленточно-колесный конвейер, по существу, является сочетанием признаков эскалаторов и ленточных конвейеров и обладает высокой степенью конструктивной преемственности. При проектировании конвейера нового типа следует максимально использовать стандартные и унифицированные узлы и детали современных эскалаторов и ленточных конвейеров (тяговые цепи и цепочный реечный промежуточный привод, тяговые и натяжные звездочки, натяжные устройства тяговых цепей и устройства для безопасной эксплуатации эскалаторов, а также конвейерная лента, барабаны и ролик-опоры ленточных конвейеров).

В сравнении с предложенной ранее конструкцией крутонаклонного ленточно-колесного конвейера [8] вместо традиционного привода на головных концевых звездочках применен промежуточный привод в виде цепочной реечной передачи 30 (рис. 2.15) [7]. В такой передаче рейками являются звенья тяговых цепей, а функции цевок выполняют ролики цепей. Это позволяет разгрузить тяговые цепи 11 от больших натяжений на верхнем выпуклом участке перегиба (радиус R_2). При этом существенно снижается нагрузка на ходовые катки 8 и обеспечивается возможность уменьшения радиуса переходного участка R_2 . Суммарная нагрузка на оба катка ходовой опоры на верхнем выпуклом участке конвейера определяется по формуле:

$$F_k = \frac{S \cdot t}{R_2} + (q_{\Gamma} + q_{\text{л}} + q_{\text{ц}} + q_{\text{х.о}}) \cdot t \cdot \cos \beta_1, H, \quad (2.15)$$

где S – суммарное натяжение тяговых цепей, Н;

t – шаг расстановки ходовых опор, м;

R_2 – радиус закругления на участке перегиба, м;

$q_{\Gamma}, q_{\text{л}}, q_{\text{ц}}, q_{\text{х.о}}$ – погонная нагрузка соответственно от груза, грузонесущей ленты, тяговых цепей и ходовой опоры, Н/м;

β_1 – угол между смежными ходовыми опорами.

Нагрузка на катки от натяжения тяговых цепей (первое слагаемое) может многократно превосходить нагрузку, определяемую силами тяжести от погонных нагрузок (второе слагаемое).

Целесообразность такого решения по переносу привода подтверждается опытом проектирования и эксплуатации современных зарубежных и отечественных эскалаторов. Кроме того, при использовании

такого промежуточного привода, делительный диаметр приводной звездочки эскалатора удалось уменьшить с 2,2 м до 564 мм, что позволяет существенно сократить габаритные размеры [7]. Дополнительным преимуществом варианта с промежуточным приводом является постоянство величины и направления вектора скорости рейки, что обеспечивает более плавную работу передачи.

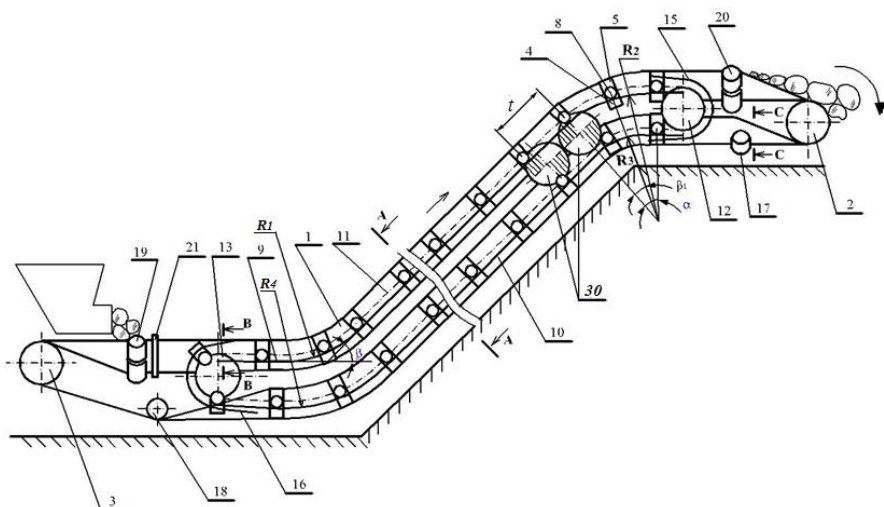


Рис. 2.15. Крутонаклонный ленточно-колесный конвейер для крупнокусковых грузов, схема конвейера

На нижнем вогнутом участке перегиба трассы радиусы закруглений направляющих R_1 и R_4 определяются из условия сохранения контакта ходовых катков с направляющими. При значительных натяжениях тяговых цепей, для сохранения контакта, радиусы закруглений достигают больших величин, что в свою очередь увеличивает требуемую ширину рабочей площадки уступа и обуславливает существенное увеличение объемов горно-капитальных и строительно-монтажных работ. На эскалаторах и пластинчатых конвейерах используют контршины, устанавливаемые сверху над ходовыми катками. Это приводит к повышенному износу ходовых катков и направляющих. Существенное сокращение радиусов закруглений R_1 и R_4 можно получить за счет установки дополнительных катков 31 (рис. 2.16). Первоначально целью установки таких катков было обеспечение возможности повыше-

ния скорости движения ленточно-колесных конвейеров, что особенно важно для отвалообразователей и подъемных конвейеров. Как показали опытно-промышленные испытания ленточно-колесных конвейеров допустимая скорость конвейера не превышает 0,8–1,0 м/с. Ограничение скорости движения связано с возникновением центробежных сил, действующих на ходовые опоры при огибании ими концевых звездочек, а также изменением направления вращения ходовых катков при переходе с верхних направляющих на нижние и наоборот. Соединение направляющих переходными участками 32 позволяет исключить указанные недостатки. При установке дополнительных катков 31 с небольшим зазором по отношению к основным каткам 8 ходовые опоры будут перемещаться на катках 31 по нижним направляющим 10, а на верхних направляющих 9 – на основных катках 8. Для уменьшения динамических нагрузок на концевых участках оси катков 31 могут быть установлены на упругих элементах 33.

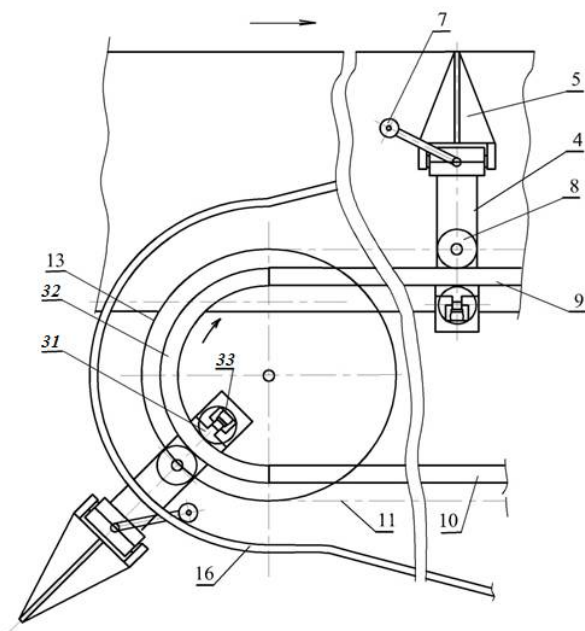


Рис. 2.16. Схема установки дополнительных катков на ходовой опоре

С увеличением длины приводного контура возрастают нагрузки на тяговые элементы промежуточного привода, что приводит к их удорожанию. С другой стороны, уменьшение длины промежуточного

приводного контура, позволяет применить более легкие и дешевые тяговые органы, но вызывает при этом увеличение числа приводов и натяжных станций. Таким образом, установление рационального числа промежуточных приводных контуров и последующий расчет их параметров представляет собой оптимизационную задачу, которая сводится к минимизации целевой функции $W(z)$, выражающей переменную часть стоимости оборудования конвейерного подъемника в зависимости от числа промежуточных тяговых контуров и горно-капитальных и строительных работ [4, 7].

Таким образом, использование модифицированного ленточно-колесного конвейера позволяет сделать следующие выводы:

1. Использование промежуточного цевочного реечного привода на наклонном участке конвейера взамен привода на головных концевых звездочках снимает основную нагрузку на тяговые цепи и существенно уменьшает габаритные размеры на верхнем переходном участке с выпуклостью вверх, а также позволяет снизить нагрузку на основные катки ходовых опор.

2. Введение в конструкцию ходовой опоры дополнительных катков существенно уменьшает габаритные размеры конвейера на нижнем переходном участке с выпуклостью вниз.

3. Указанные в п. 1, 2 конструктивные изменения позволяют сократить потребную ширину рабочей площадки уступа на карьере, что снижает объем горно-капитальных и строительно-монтажных работ.

4. Использование дополнительных катков на ходовых опорах, воспринимающих действие центробежных сил на концевых участках, обеспечивает возможность повышения скорости движения ленточно-колесного конвейера.

2.2. Высокоскоростной ленточно-колесный конвейер

2.2.1. Общее устройство и принцип действия конвейера

Как показали опытно-промышленные испытания ленточно-колесных конвейеров, скорость движения их не может превышать $0,8-1,0 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$. Но и при этих предельно допустимых значениях скорости движения работа конвейера сопровождается значительными динамическими нагрузками и шумом.

Скорость движения ограничивается действием динамической центробежной силы инерции ходовых опор на соединительный орган при огибании концевых станций. Кроме того, при переходе с верхних

ходовых путей на нижние и наоборот направление вращения ходовых катков изменяется на противоположное, что вызывает износ катков и начальных участков ходовых путей, а также дополнительные динамические нагрузки в узлах крепления траверс к соединительному органу. Указанные обстоятельства резко ограничивают допускаемую скорость движения конвейера. Некоторое снижение динамических нагрузок возможно за счет уменьшения веса ходовых опор при использовании для них в качестве материала легких сплавов, конструкционных пластмасс или композитных материалов. Есть и другие предложения, такие как: установка контрнаправляющих на концевых участках, взаимодействующих с катками, установка резиновых накладок на концевых участках направляющих и другие.

Применение для этих же целей электромагнитных устройств или постоянных магнитов для переходных участков направляющих или катков не будет оправдывать себя в настоящее время из-за большой стоимости. Указанные мероприятия не смогут обеспечить существенного увеличения скорости движения, что делает затруднительным применение ленточно-колесных конвейеров для отвалообразователей, передвижных перегружателей и транспортно-отвальных мостов (рис. 2.17, 2.18).

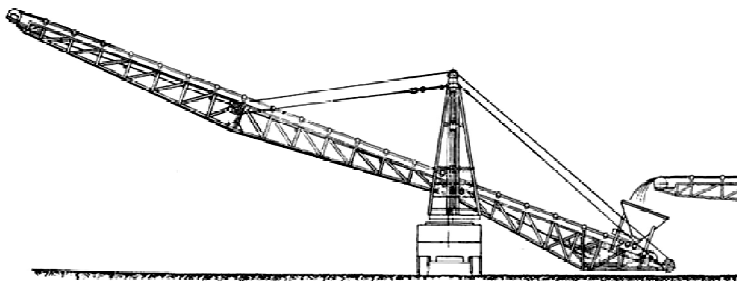


Рис. 2.17. Конструктивная схема консольного отвалообразователя со стрелой простейшего типа

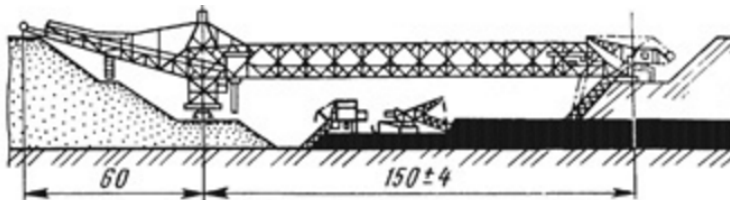


Рис. 2.18. Схема транспортно-отвального моста

С целью обеспечения значительного повышения скорости возможно применение модификации конвейера на ходовых опорах, сущность которого поясняется рис. 2.19 [13–15].

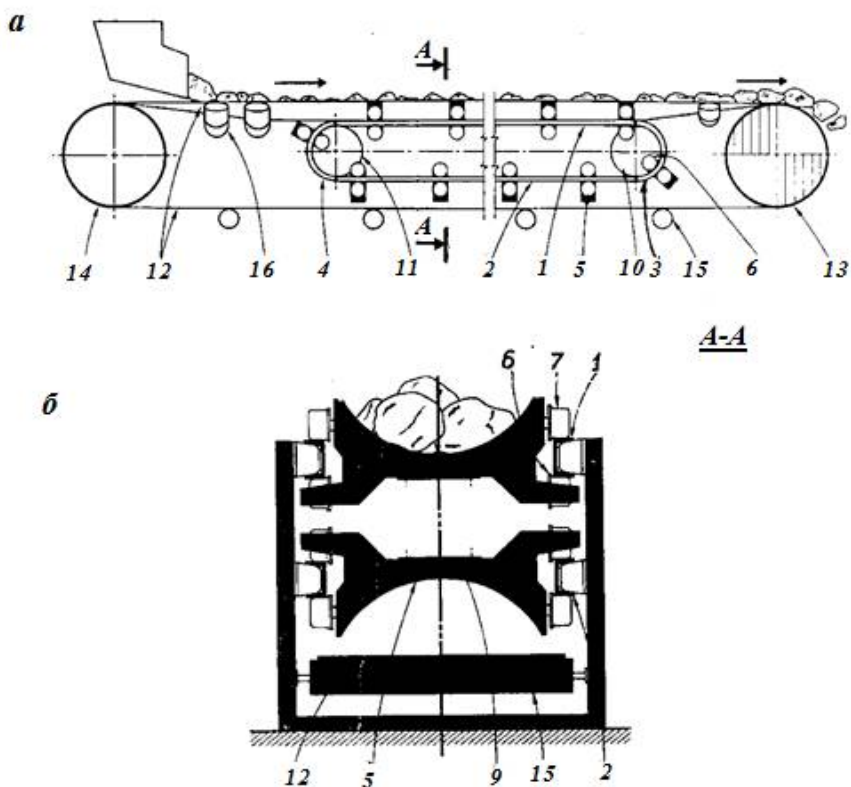


Рис 2.19. Высокоскоростной ленточно-колесный конвейер:
а – общий вид конвейера, б – поперечное сечение конвейера по ставу

В предлагаемом ленточно-колесном конвейере верхние 1 и нижние 2 ходовые пути соединены на конечных станциях переходными участками 3 и 4, выполненными в виде полуокружности и замыкающими ходовые пути в вертикальной плоскости. Траверсы 5 снабжены дополнительными катками 6, подпружиненными и перемещающимися по внутреннему контуру ходовых путей, в то время как ходовые катки 7 обкатываются по внешнему контуру ходовых путей. На конечных станциях центробежная сила инерции траверс и катков воспринимается дополнительными катками 6, которые подпружинены резиновыми

упругими элементами, установленными под осями дополнительных катков. Упругие элементы не только обеспечивают прижатие катков к полкам ходовых путей, но и амортизируют действие динамической центробежной силы инерции.

При огибании концевых станций контуром с ходовыми опорами соединительный орган 9 перемещается по концевому барабану 10 (11), а дополнительные катки 6 – переходным участкам 3, (4). Грузонесущая лента 12 огибает приводной 13 и хвостовой 14 барабаны. На холостой ветви лента поддерживается роlikоопорами 15, а в пункте погрузки – роlikоопорами амортизирующего типа 16. Предложенный конвейер обладает высокой степенью конструктивной преемственности по отношению к базовой модели ленточно-колесного конвейера.

Действующая модель высокоскоростного ленточно-колесного конвейера была изготовлена и успешно прошла испытания в Северо-Кавказском горно-металлургическом институте (рис. 2.20). Длина модели конвейера около 5 м. Ходовые опоры соединены между собой узкой конвейерной лентой. Привод барабана грузонесущей ленты включает механический цепной вариатор, допускающий бесступенчатое плавное регулирование скорости движения конвейера. Испытание действующей модели конвейера в лабораторных условиях подтвердило возможность увеличения скорости движения до 5 м/с.

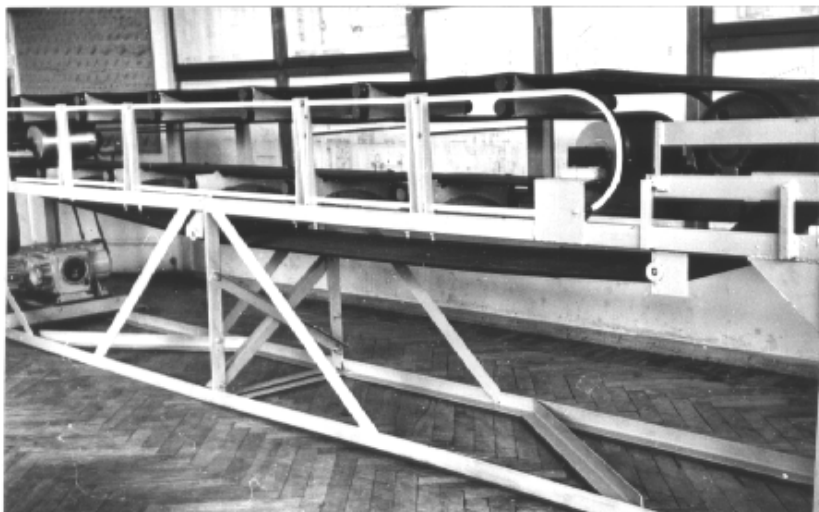


Рис. 2.20. Действующая модель высокоскоростного ленточно-колесного конвейера

2.2.2. Динамический анализ высокоскоростного ленточно-колесного конвейера

Расчетная схема хвостовой концевой станции контура с ходовыми опорами изображена на рис. 2.21. При переходе ходовой опоры 5 с нижних направляющих 2 на верхние 1 динамические нагрузки воспринимаются дополнительными катками 6, которые перекатываются по внутренней беговой дорожке переходного участка 4 (3), соединяющего верхние и нижние направляющие. Соединительный орган ходовых опор 9 (цепь или конвейерная лента) разгружается от действия динамических сил при перемещении ходовой опоры по окружности. Однако такая разгрузка соединительного органа возможна лишь в том случае, если исключить центрирование одновременно по двум поверхностям. На самом деле движение ходовой опоры определяется, с одной стороны, перемещением соединительной цепи по начальной окружности концевой звездочки 10 (11); (ленты по барабану), а с другой – движением дополнительных катков 6 по переходным участкам 3, 4. Результатом такого двойного центрирования будет перегрузка и поломка катков или соединений цепи с ходовыми опорами. Избежать этого можно, сделав крепление ходовых опор с цепью подвижным в радиальном направлении, т. е. ввести компенсирующий зазор. Для уменьшения динамических нагрузок, воспринимаемых дополнительными катками, оси катков установлены на упругих элементах 17, выполненных в виде резиновых блоков, работающих на сжатие. На грузовой ветви опоры перемещаются на основных катках 7, а на холостой ветви – на дополнительных катках 6. Для расчета дополнительных катков на прочность, а также для установления величины свободного перемещения ходовой опоры относительно соединительного органа необходимо определить уравнение движения ходовой опоры на переходном участке.

Для проведения инженерных расчетов формулы для определения перемещений ходовой опоры на упругих элементах можно существенно упростить. Рассматривая перемещения опоры как от мгновенно (но безударно) приложенной силы $F_1(t)$, максимальное перемещение ходовой опоры можно определить по формуле (2.16):

$$q_{\max} = k_{\text{дин}} q_{\text{ст}}, \quad (2.16)$$

$$F_{\max} = k_{\text{дин}} \cdot F_{\text{ст}},$$

где $k_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности, показывающий во сколько раз деформация упругих элементов при мгновенном приложении си-

лы больше, чем деформация при статическом приложении силы;
 $k_{\text{дин}} = 2$;

$q_{\text{ст}}$ – статистическая деформация упругих элементов от силы тяжести ходовой опоры;

$F_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка на катки;

F_{max} – динамическое усилие, передаваемое на катки.

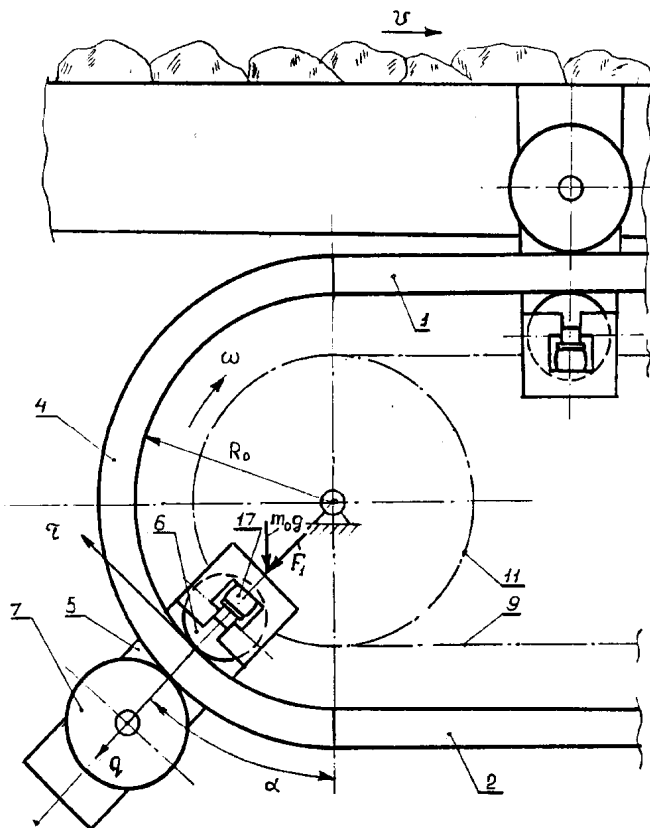


Рис. 2.21. Схема концевой станции контура с ходовыми опорами

2.2.3. Уточненный расчет на прочность ходовой опоры конвейера

Ходовые опоры, по существу, являются основным отличительным узлом ленточно-колесного конвейера. Форма опорных траверс может быть скругленной или трапецидальной. Траверса скругленной

формы обеспечивает более благоприятное опирание ленты с грузом и более технологична.

Ходовые катки опор могут устанавливаться как на концах траверс, так и под траверсой. Первый вариант крепления катков приводит к увеличению ширины става, но при этом он имеет такие эксплуатационные преимущества, как: свободный доступ к каткам; смазка с соединительных цепей не попадает на нижнюю ветвь ленты. Однако центр тяжести ходовой опоры в порожнем состоянии расположен ниже оси вращения катков, что создает дополнительное усилие на узел крепления цепей к траверсе при огибании концевых звездочек. Второй вариант крепления катков к траверсам позволяет уменьшить ширину и собственную массу конвейера.

Снижение собственной массы ходовой опоры приобретает особенно важное значение при установке конвейера на консольном отвалообразователе с большой длиной отвальной консоли (рис. 2.17).

На рис. 2.22, а, б, в приведена расчетная схема ходовой опоры при полной загрузке конвейера. Траверса представляет собой кривой брус малой кривизны, поскольку отношение высоты сечения H в плоскости кривизны к радиусу кривизны r существенно меньше единицы ($\approx 0,2$ и менее). В этом случае траверса может рассматриваться как прямой брус [16].

Площадь поперечного сечения груза состоит из площади сегмента с радиусом r и равнобедренного треугольника с углом φ , равным углу естественного откоса груза.

Элементарная нагрузка, приходящаяся на отрезок балки длиной dx , равна:

$$dF = q(x)dx,$$

где

$$q(x) = \operatorname{tg} \varphi \cdot x - \sqrt{r^2 - (x-b)^2} - z;$$

$$z = \sqrt{r^2 - b^2};$$

F – грузовая площадь, равная:

$$F_{(x)} = k \int q(x)dx = \frac{k}{2} \left[\sqrt{r^2 - (b-x)^2} (b-x) - 2xz - r^2 \arctg \left(\frac{-b+x}{r^2 - (b-x)^2} \right) + x^2 \operatorname{tg} \varphi \right],$$

где k – коэффициент, учитывающий нагрузку на единицу площади поперечного сечения груза ($k = \frac{(q_{гр} + q_{л}) \cdot l + G_{т}}{F}$);

$q_{гр}$ – погонная нагрузка на ленту от груза;

$q_{л}$ – погонный вес ленты;

$G_{т}$ – ориентировочный вес траверсы;

l – расстояние между ходовыми опорами.

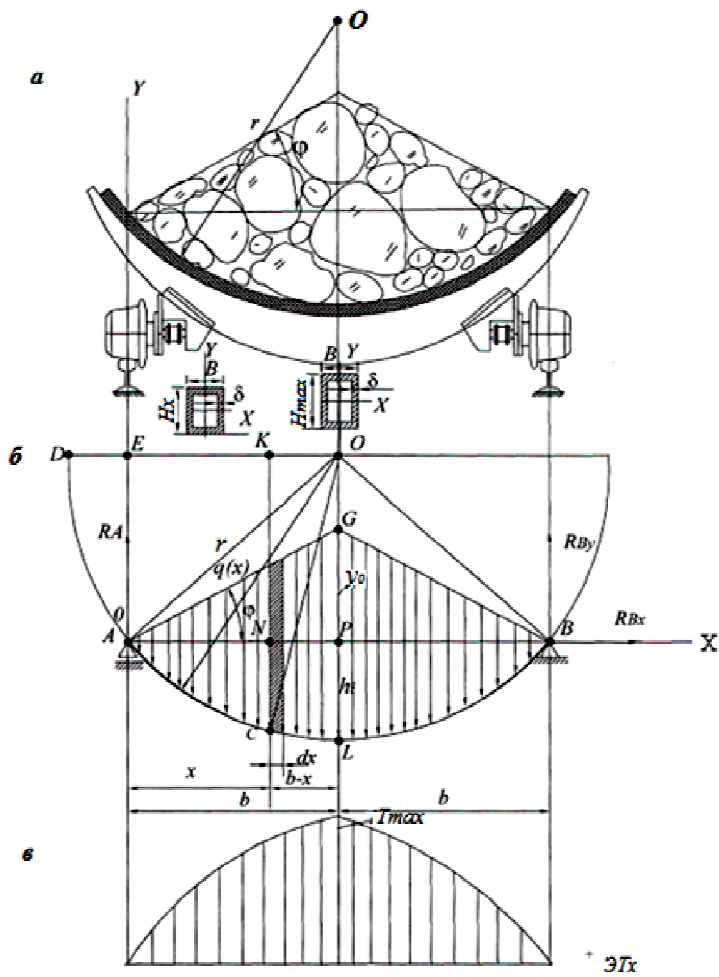


Рис. 2.22

Выражение для изгибающего момента в текущем сечении имеет вид:

$$T(x) = -k \int_0^x dx \int_0^x q(x) dx + Q_0 x + T_0 ,$$

где Q_0, T_0 – постоянные интегрирования.

В инженерной практике расчет балки на изгиб при распределенной нагрузке можно существенно упростить, рассматривая нагрузку на траверсу, разбив площадь сечения груза на треугольник и сегмент.

В этом случае грузовая площадь равна:

$$F_i = \frac{1}{3} x_i h_i - y_0 \left(x_i + \frac{r-b}{3} \right) = \frac{1}{3} x_i \sqrt{r^2 - (b-x)^2} - y_0 \left(x_i + \frac{r-b}{3} \right) + \frac{x_i^2}{2} \operatorname{tg} \varphi .$$

Изгибающий момент в текущем сечении:

$$T(x) = R_{Ay} x_i - k \left[\frac{1}{9} x_i^2 \sqrt{r^2 - (b-x)^2} + \frac{x_i y_0}{3} \left(x_i + \frac{r-b}{3} \right) - \frac{x_i^3}{6} \operatorname{tg} \varphi \right] ,$$

где R_{Ay} – реакция в опоре.

$$\text{При } x = 0 \quad T(x) = 0.$$

$$\text{При } x = b/2 \quad T(x) = \frac{R_{Ay} \cdot b}{2} - \frac{k \cdot b^2}{36} \sqrt{r^2 - \frac{b^2}{4}} + \frac{k \cdot b \cdot y_0}{6} \left(\frac{2b-r}{3} \right) - \frac{k \cdot b^3}{48} \operatorname{tg} \varphi .$$

$$\text{При } x = b \quad T(x) = R_{Ay} \cdot b - \frac{k \cdot b^2}{9} r + \frac{k \cdot b \cdot y_0 (2b+r)}{9} - \frac{k \cdot b^3}{48} \operatorname{tg} \varphi .$$

Момент сопротивления коробчатого сечения:

$$W_x(x) = \frac{T(x)}{[\sigma]} ,$$

где $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение.

Выражение для высоты коробчатого сечения траверсы H приобретает вид:

$$H(x) = \frac{-3B\delta \pm \sqrt{9B^2\delta^2 + 12\delta W_x(x)}}{2\delta}. \quad (2.17)$$

Приведенный выше расчет позволяет выполнить траверсу с переменной высотой поперечного сечения и минимизировать собственную массу траверсы.

Ленточные конвейеры, устанавливаемые на отвалообразователях, передвижных перегружателях и транспортно-отвальных мостах, должны обеспечивать определенную производительность при минимально возможной погонной нагрузке. Это требует как увеличения скорости движения конвейера (до 2–4 м/с), так и снижения собственной массы ходовых опор. В предложенном высокоскоростном ленточно-колесном конвейере скорость движения может быть существенно повышена. Для уменьшения массы ходовой опоры следует использовать высококачественные материалы и проводить уточненный расчет на прочность траверс ходовых опор.

2.3. Изгибающийся трубчатый ленточно-колесный конвейер для бесперегрузочного транспортирования грузов по пространственно-криволинейной трассе

В последние годы все большее распространение получают изгибающиеся ленточные трубчатые конвейеры. Основным преимуществом таких конвейеров является возможность бесперегрузочного транспортирования грузов по пространственно-криволинейной трассе с перегибами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Кроме того, герметичность транспортируемых грузов обеспечивает отсутствие вредных воздействий на окружающую среду пылевидных и экологически вредных веществ, а также защиту самого груза от вредных веществ, от воздействия ветра и атмосферных осадков.

Трубчатая конфигурация грузонесущей ленты в таких конвейерах создается при прохождении ленты через стационарные роlikоопоры с замкнутым расположением роликoв в поперечном сечении. Помимо того, что ленточные трубчатые конвейеры не приспособлены для перемещения крупнокусовых грузов, они характеризуются повышенным энергопотреблением, что обусловлено значительным увеличением коэффициента сопротивления движению ленты.

Совместное движение конвейерной ленты и ходовых опор создает условия для формирования трубчатой формы ленты на самой ходовой

опоре с помощью поворотных рычагов, установленных по краям траверс ходовых опор.

Устройство изгибающегося ленточно-колесного конвейера поясняется следующими графическими материалами:

рис. 2.23 – общий вид конвейера;

рис. 2.24 – вид на конвейер сверху;

рис. 2.25 – разрез А-А на рис. 2.23;

рис. 2.26 – разрез Б-Б на рис. 2.23;

рис. 2.27 – вид С на рис. 2.25;

рис. 2.28 – разрез В-В на рис. 2.23;

рис. 2.29 – схема соединения боковых кромок грузонесущей ленты внахлестку;

рис. 2.30 – схема установки пружины кручения в узле крепления поворотного рычага к траверсе, разрез Е-Е на рис. 2.25.

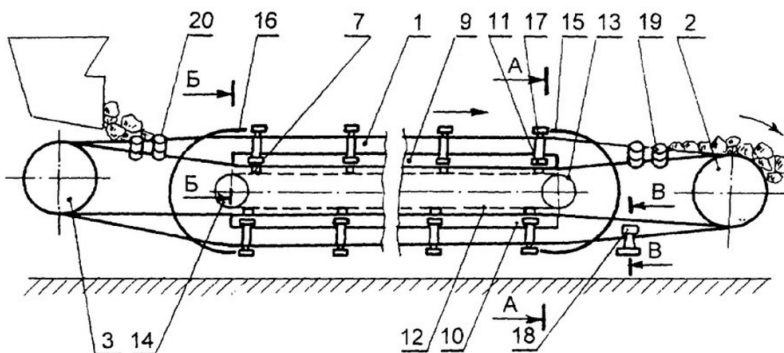


Рис. 2.23

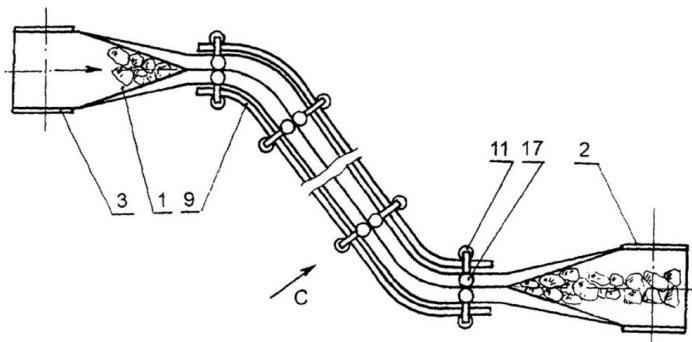
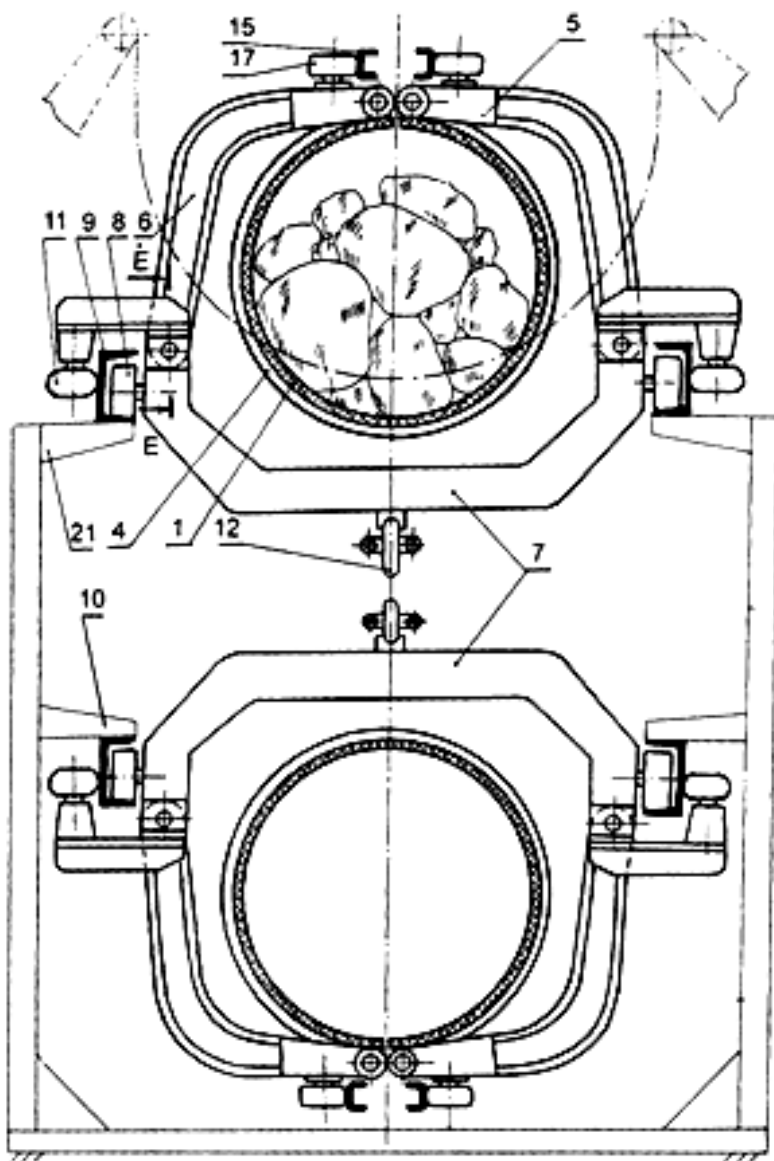


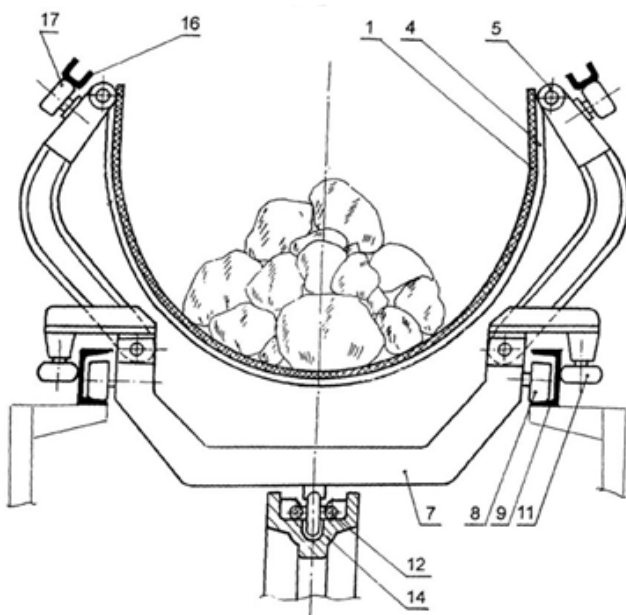
Рис. 2.24

A-A
(Puc. 2.23)



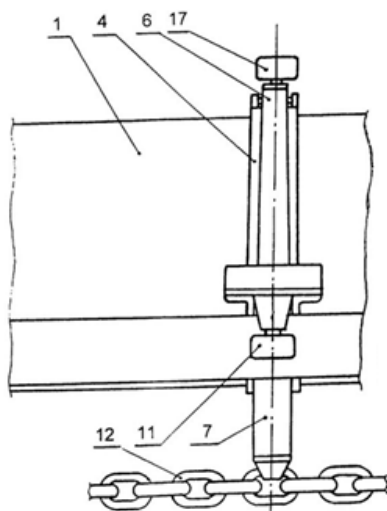
Puc. 2.25

Б-Б
(Puc. 2.23)



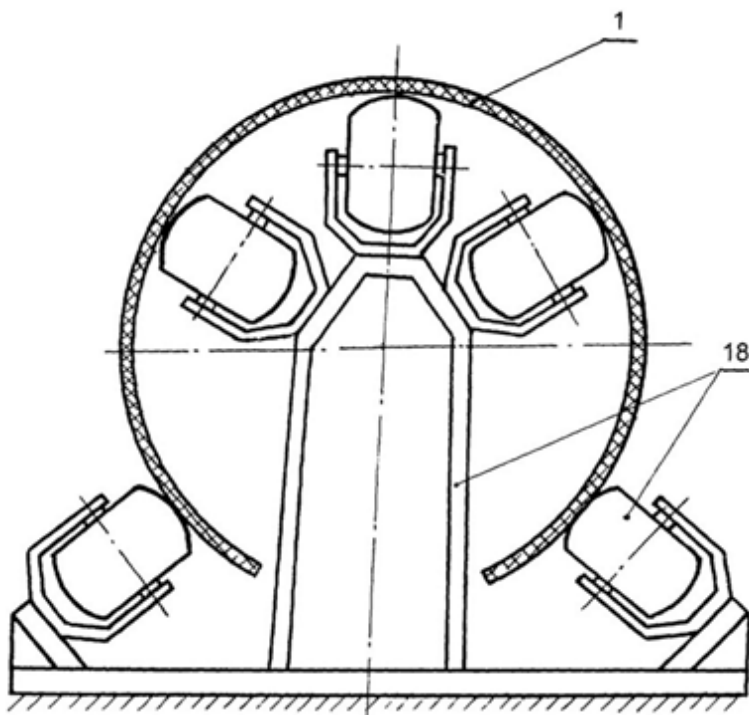
Puc. 2.26

Вуд С
(Puc. 2.24)

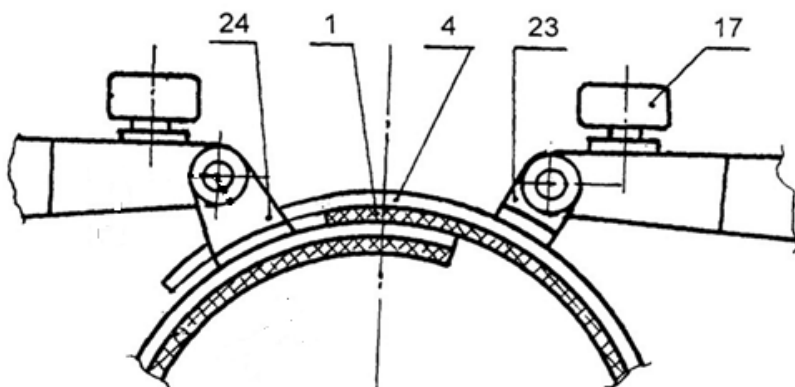


Puc. 2.27

B-B
(Puc. 2.23)



Puc. 2.28



Puc. 2. 29

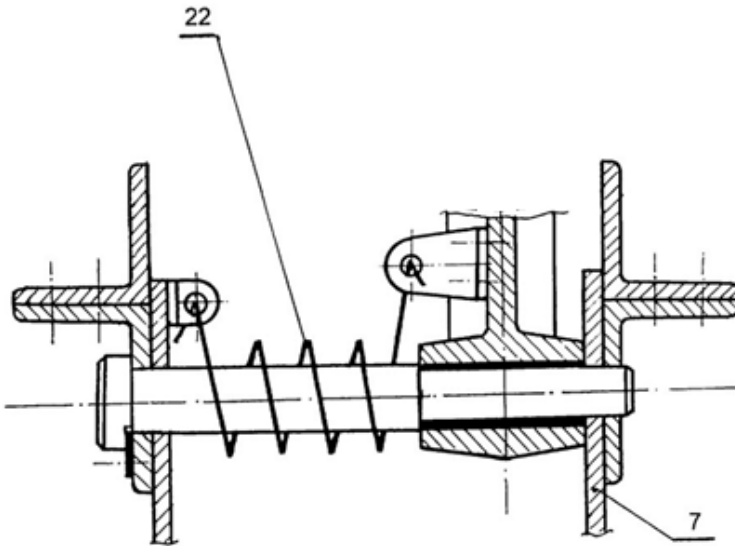


Рис. 2.30

Такой комбинированный изгибающийся крутонаклонный ленточно-колесный конвейер обеспечивает возможность бесперегрузочного транспортирования горных грузов по пространственно изгибающейся трассе, включающей также участки крутых подъемов или спусков. Эксплуатация таких конвейеров может принести значительный экономический эффект за счет исключения перегрузочных устройств и износа конвейерной ленты при перегрузках, а также за счет сокращения объемов горно-капитальных и строительных работ.

Ленточный конвейер состоит из грузонесущей ленты 1, огибающей концевые барабаны 2 и 3. На рабочей ветви лента с грузом опирается на гибкие полосы 4, которые имеют изначально кольцеобразную форму и прикреплены к поворотным одноплечим рычагам 5 и 6. Гибкие полосы 4 выполнены в виде плоских однолистовых пружин. Поворотные рычаги 5, 6 шарнирно установлены по краям ходовых опор, состоящих из траверс 7 и катков с горизонтальными осями 8, опирающихся на груженой ветви по верхним ходовым путям 9, а на холостой ветви – по нижним ходовым направляющим 10. По краям траверс 7 установлены дополнительные катки 11 с вертикальными осями, взаимодействующие с вертикальными полками ходовых направляю-

щих 9 и 10. Траверсы 7 соединены между собой замкнутым тяговым органом 12, в качестве которого может быть использована кольцевая калиброванная тяговая цепь или цепи, применяемые на подвесных конвейерах, такие как: тяговая разборная цепь или специальные двухшарнирные цепи [17]. Тяговый орган 12 огибает концевые звездочки 13 и 14. На концевых участках тягового органа 12 смонтированы копирные направляющие 15 и 16, взаимодействующие с копирными роликами 17, установленными на поворотных рычагах 5 и 6. На обратной ветви ленты 1 между головным барабаном 2 и головной концевой звездочкой 13 установлена роликоопора с выпуклостью вверх 18, придающая ленте 1 трубчатую конфигурацию перед захватом ее гибкими полосами 4.

В пункте загрузки конвейера и на участке перед головным барабаном 3 используются стационарные роликоопоры 19 и 20. Ходовые направляющие 9, 10 и копирные направляющие 15, 16 закреплены на раме конвейера 21. При необходимости усиления захвата ленты 1 гибкими полосами 4 в шарнирных узлах крепления поворотных рычагов 5 и 6 на траверсах 7 установлены дополнительно пружины кручения 22 (рис. 2.30). Для сохранения необходимого усилия обжатия лентой 1 слоя транспортируемого груза при переменной загрузке конвейера одно из креплений 23, 24 гибкой полосы 4 к рычагам 5, 6 имеет прорезь. Концевые участки полосы 4 выполнены с различной шириной и возможностью относительного перемещения, обеспечивающего сворачивание ленты 1 в поперечном сечении и соответствующее изменение площади поперечного сечения внутри ленты 1 (рис. 2.29).

Конвейер работает следующим образом. Грузопоток перемещается на участке загрузки по стационарным роликоопорам 20 (рис. 2.23). При подходе к концевой звездочке 14 грузонесущая лента 1 с грузом опускается на гибкие полосы 4, разведенные в стороны соответственно ленте за счет воздействия копирных направляющих 16 на копирные ролики 17 поворотных рычагов 5 и 6. Затем копирные ролики 17 постепенно выводятся из копирных направляющих 16, и осуществляется сведение поворотных рычагов 5, 6 за счет совместного действия сил упругости гибких полос 4 и собственных сил тяжести груза и ленты 1, после чего грузонесущая лента 1 принимает трубчатую конфигурацию. На груженой ветви лента 1 с грузом перемещается совместно с траверсами 7, соединенными тяговой цепью 12, при перекачивании ходовых катков 8 по верхним ходовым направляющим 9. На участках перегиба трассы конвейера

горизонтальной плоскости, нагрузки от ленты 1 воспринимаются дополнительными катками 11 при перекачивании их по вертикальным полкам ходовых направляющих 9. При подходе траверс 7 с лентой 1 к головной концевой звездочке 13 копирные направляющие 15 воздействуют на копирные ролики 17, что вызывает принудительное разведение в стороны поворотных рычагов 5, 6. Траверсы 7 с разведенными рычагами 5 и 6 огибают концевую звездочку 13 и на обратной ветви захватывают холостую ветвь ленты 1 при постепенном сведении поворотных рычагов 5 и 6, управляемом копирными направляющими 15 (рис. 2.23 и 2.28). При этом ленте 1 предварительно придается трубчатая форма за счет прохождения стационарной роликоопоры с выпуклостью вверх 18.

На нижней ветви ходовые опоры вместе с лентой 1 перемещаются на катках 8 по ходовым направляющим 10. При подходе к задней концевой звездочке 14 копирные направляющие 16 воздействуют на копирные ролики 7, что вызывает разведение в стороны поворотных рычагов 5, 6. Лента 1 освобождается от захвата и поступает на хвостовой (натяжной) барабан 3, а ходовые опоры с разведенными гибкими полосами 4 выводятся на верхнюю ветвь конвейера и охватывают грузонесущую ленту 1, при выведении роликов 17 из копирных направляющих 16.

Разгрузка конвейера осуществляется обычным путем с головного барабана 2 (рис. 2.23, 2.24).

Сравнивая конструкции крутонаклонного (глава 2.1.2) и изгибающегося (глава 2.3) ленточно-колесных конвейеров, можно заметить, что при некоторых конструктивных изменениях крутонаклонный конвейер может выполнять также и функции изгибающегося конвейера. На рис. 2.31 представлена конструкция такого гибридного конвейера (приведен только один рисунок 2.2 –разрез А-А на рис. 2.1). Внесены следующие изменения в конструкции:

1. Взамен двух тяговых пластинчатых цепей (поз. 11) используется одна цепь, допускающая изгиб как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях;

2. На ходовых опорах с обеих сторон дополнительно установлены катки с вертикальными осями (поз. 30) для восприятия нагрузок на поворотных в горизонтальной плоскости участках;

3. Ходовые направляющие как на грузовой, так и на холостой ветвях (поз. 9, 10) представлены швеллерами, стенки которых на поворотных участках взаимодействуют с дополнительными катками (поз. 30).

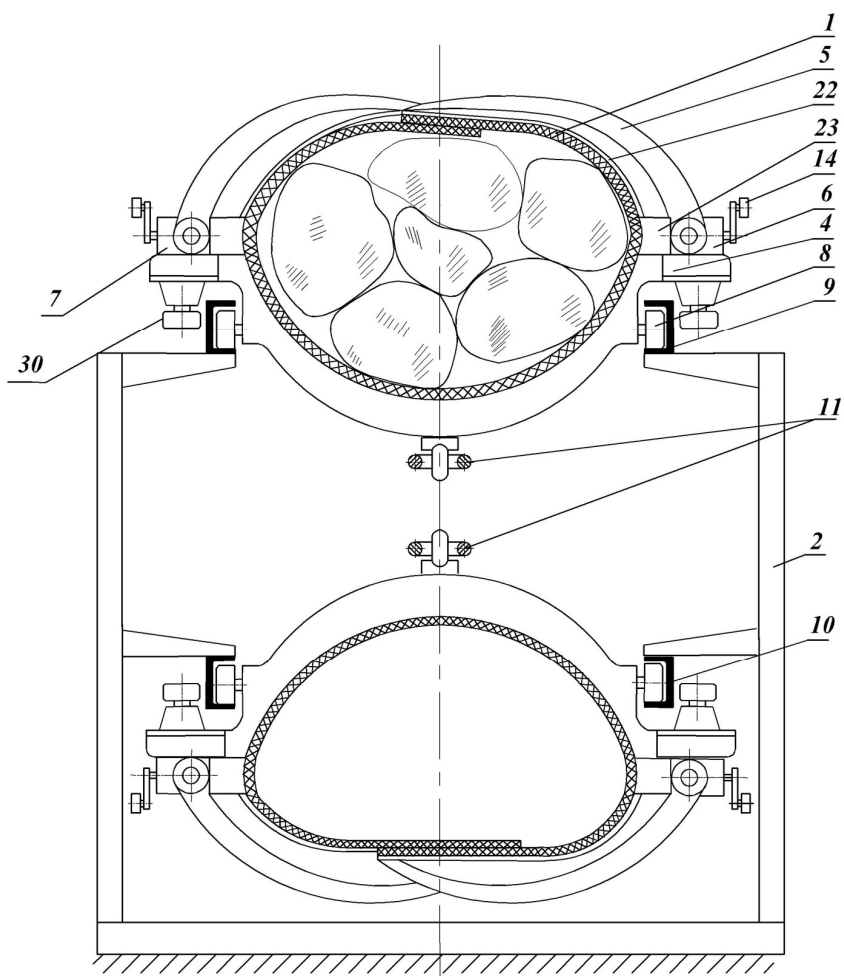


Рис. 2.31. Изгибающийся крутонаклонный ленточно-колесный конвейер

Глава 3. ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

3.1. Основные требования, предъявляемые к загрузочным устройствам

Одной из наиболее трудных проблем, связанных с промышленным освоением ленточно-колесных конвейеров, является проблема создания эффективных загрузочных устройств, способных подавать крупнокусковую горную массу на ленту конвейера с минимально возможной высоты и со скоростью, близкой к скорости движения конвейера.

На бункерных перегрузочных пунктах геометрические размеры бункера определяются обычно длиной его периметра поверху, необходимой для одновременной установки под разгрузку требуемого количества автосамосвалов или погрузчиков, т. е. необходимой длиной разгрузочного фронта. При глубине бункера, составляющей несколько метров, этим определяются размеры площади дна бункера, в основном его длины, так как ширина его устанавливается в зависимости от требуемой ширины питателя, связанной с величиной производительности, а также с шириной ленты.

Указанными условиями определяется длина той части питателя, которая располагается снизу под бункером и служит как бы его дном. На практике эта длина обычно равна нескольким метрам. Другую часть питателя составляет отрезок его, находящийся вне бункера; длина его принимается в зависимости от местных условий и обычно не превышает 3 м.

Одним из основных требований, предъявляемых к типу и конструкции питателя, расположенного по дну бункера, является его высокая прочность, возможность восприятия не только значительного статического давления от лежащей на нем толщи насыпного груза, но и динамических воздействий от падающих из разгружаемого автосамосвала с высоты, равной глубине бункера в сумме с высотой разгрузки самосвала, крупных кусков груза, масса которых может достигать и даже превосходить 1,5–2 т. Чтобы уменьшить, по возможности, силу удара, рекомендуется оставлять в бункере слой породы толщиной не меньше 1,5–2 м.

Еще одним предъявляемым к питателю требованием является его "активность", т. е. захватная сила, способная передать достаточно толстому слою находящейся в бункере горной массы движение по направлению к выпускному отверстию, что при определенной сообщаемой потоку груза скорости обеспечивает требуемую производительность.

3.2. Питатели для крупнокусковых скальных пород и руд

В условиях работы под бункером, крупнокусковатости горной массы и требующейся высокой производительности основное применение получили пластинчатые, скребковые и вибрационные питатели.

Наибольшее применение в условиях извлечения из бункера крупнокусковых грузов и создания равномерного грузопотока имеют пластинчатые питатели, характеризующиеся высокой прочностью и, если требуется, большой длиной.

Пластинчатые питатели тяжелого типа для транспортирования материала плотностью до 2500 кг/м^3 с крупностью кусков не более 0,6 ширины полотна должны изготавливаться для ширины полотна (т. е. расстояния между бортами) 1600, 1800 и 2400 мм длиной, в зависимости от ширины полотна от 4,5 до 18 м и со скоростью при ширине полотна 1800 и 2400 мм – 0,02–0,06 м/с. Для питателя этой серии с шириной полотна 2500 мм допускается по согласованию сторон изготовление питателя со скоростью полотна 0,16 м/с.

По этим стандартам выпускает питатели тяжелого типа Электростальский завод тяжелого машиностроения. При скорости 0,06 м/с и ширине пластинчатого полотна между бортами 1800 мм производительность питателя – $350 \text{ м}^3/\text{ч}$ и максимальная крупность горной массы составляет 1200 мм, а при ширине 2400 мм соответственно – $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ и 1500 мм. Такая производительность питателя получается при определении ее по формуле [18]:

$$V = 3600(B - 0,1) h v \psi, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где B – ширина пластинчатого полотна, м;

0,1 – величина сужения грузопотока неподвижными бортами, м;

h – высота выпускного отверстия, м;

v – скорость полотна, м/с;

$\psi = 0,8$ – коэффициент неравномерности грузопотока.

Если под примененным в стандарте термином "плотность материала" понимать не плотность вещества, а насыпную массу γ , т/м^3 (так как иначе отпало бы применение пластинчатых питателей почти для всех металлических руд), то, например, при $B = 2500 \text{ мм}$, $v = 0,06 \text{ м/с}$ и $\gamma = 2,5 \text{ т/м}^3$ наибольшая производительность питателя составляет 1500 т/ч , а при особо оговоренной в стандарте максимальной допустимой скорости $v = 0,16 \text{ м/с}$ – 4000 т/ч [18].

Таким образом, при максимальных параметрах пластинчатый питатель может обеспечить довольно высокую производительность.

К недостаткам пластинчатых питателей надо отнести их большую массу, высокую стоимость и большое количество вращающихся частей (расположенных с малым шагом роlikоопор). Так, например, питатель с полотном шириной 2400 мм и длиной между осями валов звездочек 9 м имеет массу без электрооборудования 76 т и соответственно весьма высокую стоимость.

Характерно, что пластинчатые питатели, выпускаемые некоторыми иностранными фирмами, имеют еще значительно большую массу, увеличение которой обусловлено стремлением повысить их прочность и долговечность в тяжелых условиях эксплуатации. Так, на питателе фирмы "Стефенс-Адамсон" (США, Канада) при ширине пластинчатого полотна 2500 мм, длине 9 м и толщине пластин из марганцовистой стали 37 мм масса одного только движущегося пластинчатого полотна составляет примерно 38 т.

Опорные ролики на этих питателях, устанавливаемые в два или три ряда, имеют тоже усиленную конструкцию, их изготовляют из кованой стали. На роliках применяют обычно подшипники скольжения с бронзовыми втулками и автоматической смазкой, так как подшипники качения не выдерживают ударных нагрузок, передаваемых на них при разгрузке самосвалов.

Для распределения действующих усилий на возможно большее количество роliков, а также уменьшения изгибающих моментов на пластинах создана конструкция пластинчатых конвейеров для тяжелых условий работы с двойной системой роliков, а именно сочетание ходовых роliков по краям пластин и стационарных (по два парных в одну линию) под пластинами (рис. 3.1). При этом как под стационарными роliкоопорами, так и под рельсами ходовых роliков укладывают амортизирующие удары резиновые подкладки, служащие одновременно и в качестве компенсирующих рассогласование нагрузки на роliки того и другого типа при деформациях пластин и опорных конструкций. Натяжение тяговых цепей на питателе осуществляется грузовым натяжным устройством.

Параметрические данные этого питателя, служащего для подачи известняка из бункера к дробилке, следующие: ширина полотна 2000 мм; длина 10 м; угол подъема 15 °; максимальная скорость движения полотна 0,165 м/с; мощность привода 85 кВт; максимальный кусок транспортируемой горной массы 1000 мм; производительность 800 т/ч (т. е., несмотря на большие размеры и большую скорость, от-

носителю невелика). Высота питателя от поверхности рабочего полотна до низа опорной рамы превышает 1,5 м*.

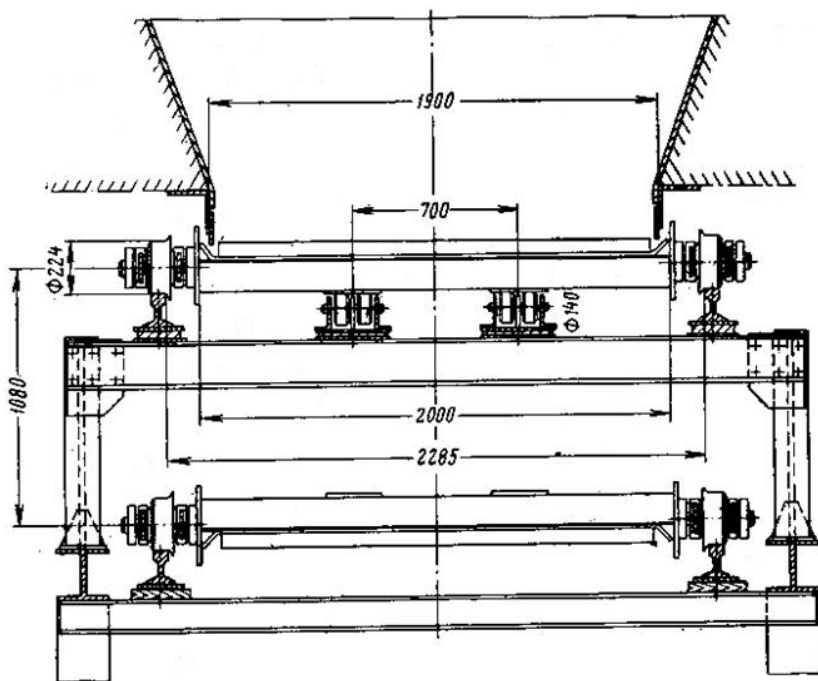


Рис. 3.1. Пластиновый питатель тяжелого типа

Из приведенных характеристик пластинчатых питателей для тяжелых условий эксплуатации, а также из рассмотрения их конструкций нетрудно заключить, что питатели этого типа отличаются значительной конструктивной сложностью, большим количеством требующих ухода и смазки деталей, значительным собственным весом и обусловленной длиннотой тяговых цепей большой строительной высотой, что при особо крупнокусковых грузах усложняет условия их применения для питания ленточных конвейеров.

Питатели другого типа — скребковые — в качестве подбункерных для тяжелых условий работы в отечественной практике не получили распространения и, насколько известно, не закладываются в проекты новых горных предприятий.

* Высота пластинчатых питателей тяжелого типа Stephens-Adamson (США), имеющих цепи с шагом 457 мм, превышает 2200 мм.

Между тем по сравнению с рассмотренными они имеют не только специфические недостатки, но и довольно существенные достоинства. К их недостаткам относится в первую очередь (как и к скребковым конвейерам) способ передвижения груза волочением, вызывающий повышенный износ дна и нижней части боковых стенок бункера. Кроме того, как известно из практики, при применении скребковых питателей для выпуска руды из дучек рудных шахт, а также конвейеров для доставки руды по выработкам иногда наблюдается явление "всплывания" цепей со скребками над дном, а также затягивание мелких кусков цепями на зубцы звездочек. При крепких рудах эти куски не раздавливаются и могут вызывать сбрасывание цепей со звездочек. Достоинствами скребковых питателей по сравнению с пластинчатыми являются: значительно более простая конструкция, во много раз меньшая масса движущихся частей, меньшая строительная высота (так как диаметр звездочки короткозвенных кольцевых цепей намного меньше, чем диаметр звездочек длиннозвенных пластинчатых цепей пластинчатых питателей) и, благодаря возможности расположения обратной ветви питателя под опорными балками, совмещение их высоты с высотой питателя. По степени "активности" скребковые питатели не уступают пластинчатым, так как хотя на них больше сопротивление движения груза, но больше и "захватная" способность скребков по сравнению с ребристой поверхностью пластин.

Благодаря всем этим свойствам и, главное, простоте и невысокой стоимости конструкции, а также возможности использования некоторых узлов типовых скребковых конвейеров угольных шахт короткие скребковые питатели наряду с вибрационными применяются на выпуске руды из блоков рудных шахт.

По величине допускаемых рабочих скоростей и производительности, достигаемой при той же ширине рабочего органа, скребковые питатели имеют такие же или несколько более высокие показатели, чем пластинчатые, так как процесс формирования грузопотока через выпускное отверстие бункера на питателях того и другого типа примерно одинаков. Как показывают стендовые и натурные наблюдения за работой расположенных по дну бункера скребковых питателей, на них при не крупнокусковых грузах образуются по длине три разные зоны, характеризующиеся разным состоянием горной массы: в первой зоне, начиная от задней стенки бункера, происходит прорезание скребками горной массы слоем, равным их высоте, а расположенная над этой частью питателя горная масса остается в покое; в следующей, второй зоне, занимающей по длине питателя участок до выпускного отвер-

ствия бункера, горная масса, расположенная непосредственно над питателем, приходит в движение, причем с приближением к выпускному отверстию бункера постепенно возрастает как толщина, так и скорость образующегося "тела волочения"; в третьей зоне, вне бункера, т. е. по другую сторону от выпускного отверстия, питатель работает как скребковый конвейер, и слой груза на этом участке движется со скоростью, равной или близкой к скорости цепей со скребками.

Характерно, что при кусковых грузах более или менее закономерное образование "тела волочения" высотой, равной высоте выпускного отверстия бункера, возможно только при весьма малых скоростях скребкового (а также и пластинчатого) рабочего органа. Превышение скорости сверх определенного предела влечет интенсивное шевеление кусков внутри горной массы, их перекатывание и взаимное расклинивание, а также повышенные расход энергии и износ. Чтобы избежать этого, на типовых скребковых, как и на пластинчатых питателях для крупнокусовых грузов, рабочие скорости назначаются обычно до 0,1 м/с и только в отдельных случаях несколько больше.

Указанные нормы подтверждаются практикой применения скребковых питателей на рудных шахтах, например, в Криворожском бассейне. Примером применением высокопроизводительных донных скребковых питателей в иностранной практике могут служить типовые скребковые питатели, выпускаемые фирмой "Вестфалия" (Германия). На (рис. 3.2) показан питатель этой фирмы. Питатель снабжен пятью тяговыми цепями, на которых в четыре ряда в шахматном порядке укреплены скребки. На головном валу установлено пять приводных звездочек, а на хвостовом (натяжном) — две звездочки для крайних цепей и три гладких блока для средних.

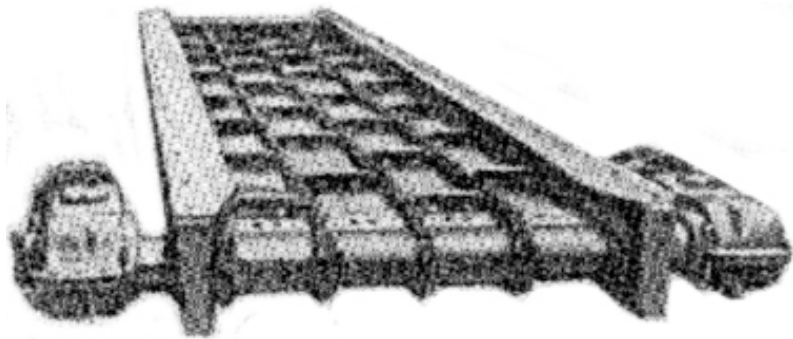


Рис. 3.2. Пятицепной скребковый подбункерный питатель

Нижняя ветвь питателя движется в закрытом желобе. Осыпавшиеся с нее мелкие частицы груза в хвостовой части снова подаются скребками на рабочую ветвь. В табл. 3.1 приведены данные о нескольких питателях этой фирмы. Как видно из таблицы, расход энергии на скребковых питателях относительно невелик.

По роду перемещаемых грузов отмечается свойство универсальности питателей данного типа, по кусковатости – возможность перемещения горной массы, содержащей куски объемом порядка 1 м³, по производительности мощных питателей – производительность 4000–10000 т/ч (однако не указывается, как достигается столь высокая производительность при рекомендованных нормах скорости, по-видимому, при легкосыпучих грузах и высоких скоростях).

Основываясь на данных как отечественного, так и зарубежного опыта эксплуатации скребковых питателей, следует признать за ними немаловажные приведенные выше преимущества при использовании их в качестве донных (подбункерных) в различных условиях работы, включая и наиболее тяжелые (крупнокусковые скальные породы).

Главный недостаток таких питателей – повышенный износ – может быть смягчен облицовкой дна и стенок в нижней части бункера плитами из специальной (марганцовистой) стали достаточной толщины, что значительно повысило бы долговечность*.

Таблица 3.1

Питатели фирмы "Вестфалия"

Длина, м		Ширина, мм	Производительность, т/ч	Скорость цепей, м/с	Установленная мощность, кВт	Количество цепей
общая	подбункерная					
20,0		1000	500	0,23	18,6	3
8,0		1530	1500	0,1	22,5	4
8,0	2,0	2000	2000	0,1	18,8	5
8,0	2,0	2620	2500	0,1	22,5	3 или 2
	2,2					
25,0	2,2	1530	1500	0,1	20,2	4
15,0		2000	2000	0,1	20,2	5
12,0		2620	2500	0,1	20,2	3 или 2

* По данным института Гипроникель, на скребковых питателях, работающих на выпуске железной руды из дучек, днище из "обычной" листовой стали толщиной 10 мм пропускает 500–700 тыс. т руды.

Количество тяговых цепей на скребковом питателе рекомендуется принимать 3–5 в зависимости от его ширины. Этим достигается возможность не только снижения тяговой силы отдельной цепи, а следовательно, соответственного уменьшения калибра и длины звена, диаметра звездочек и строительной высоты питателя, но и длины скребков, подверженных изгибающим усилиям. Вместе с тем, учитывая возможность возникновения в цепях экстренных нагрузок (особенно при прохождении через выпускное отверстие бункера наиболее крупных кусков), при расчете цепей и скребков запас прочности в них и коэффициент неравномерности распределения нагрузок следует принимать повышенными.

Еще одна важная особенность скребкового питателя рекомендуемой конструкции – отсутствие для цепей и скребков направляющих (на трех-пятицепном питателе они могли бы быть установлены при сдваивании средних цепей), чем исключается износ, вызываемый заклиниванием в направляющих кусков перемещаемого сыпного груза. Возникающее иногда "всплывание" над дном цепей со скребками на имеющих большую длину скребковых конвейерах на коротких многоцепных питателях практически почти не представляет опасности. К тому же с "всплыванием" можно эффективно бороться, применив так называемые "самопогружающиеся" скребки.

Все изложенное дает основание рекомендовать применение скребковых питателей в качестве донных (подбункерных) в горной и некоторых других отраслях промышленности.

Промышленное применение высокопроизводительных скребковых питателей следует начать с использования их на породах, не превышающих коэффициента крепости 6 по шкале проф. М. М. Протодьяконова (обыкновенный песчаник, железные руды, песчаные сланцы и др.).

Вместе с тем надо продолжить работы по изысканию способов избежания подклинивания кусочков груза на зубах приводных звездочек, что откроет возможности расширения области эффективного применения мощных скребковых питателей и на наиболее крепких горных породах (граниты, кремнистый сланец и др.).

С точки зрения достижения минимума высоты погрузки преимущество имеют питатели вибрационного типа. Примером высокопроизводительного вибрационного питателя усиленной конструкции может служить питатель ПВРА-4,5/1,4 длиной около 4,5 м и производительностью 1000 т/ч. Такой питатель применен для погрузки из рудоспуска на ленточно-колесный конвейер апатитовой руды, содержа-

шей куски размером до 1,5 м. Однако та часть питателя, которая находится под непосредственным давлением столба взорванной руды, не превосходит $1/3$ его длины, т. е. примерно 1,5 м.

Из наиболее высокопроизводительных зарубежных вибрационных питателей известен приводимый в действие четырьмя мощными электромагнитными вибраторами питатель фирмы "Ведаг" (Германия), имеющий желоб шириной 2000 мм и длиной 7200 мм. Он может, по данным фирмы, при грузе с кусками размером до 1500 мм обеспечивать производительность 1500 т/ч. Этот питатель устанавливается вне бункера. Данные о вибропитателях, заглубленных в бункер, заполненный крупнокусовой горной массой, и имеющих более высокую производительность, не встречаются. Таким образом, несмотря на имеющийся общий значительный прогресс в последнее время в вибротехнике и, в частности, в создании высокопроизводительных вибропитателей, они не могут пока быть использованы в качестве донных, имеющих большую длину заглубления и подверженных весьма значительным динамическим нагрузкам, а также дающих производительность выше указанных значений.

Наличие знакопеременных динамических нагрузок предъявляет повышенные требования к прочности и особенно долговечности деталей и узлов вибропитателя. Существенным недостатком одномассных вибропитателей является передача значительных динамических нагрузок на фундамент. Поэтому для передвижных загрузочных устройств и для стационарных высокопроизводительных загрузочных устройств, в тех случаях, когда строительство весьма прочного и имеющего большую массу фундамента затруднительно, должны применяться двухмассные уравновешенные вибрационные питатели [19]. При разгрузке ковша экскаватора или кузова автосамосвала на вибропитатель передаются большие ударные нагрузки, что предъявляет повышенные требования к прочности рабочего органа и упругих опор. Для уменьшения величины этих нагрузок следует применять отбойные плиты, устанавливаемые над приемным отверстием бункера (рис. 3.3), а также необходимо исключить прямое попадание груза из ковша экскаватора на питатель путем разгрузки ковша на стенки бункера. В практике находит применение разгрузка ковша на слой груза на питателе, смягчающий ударные нагрузки. Скорость вибрационного перемещения грузов в регулярных режимах (угол наклона рабочего органа меньше угла трения скольжения груза) не превышает 0,4 – 0,6 м/с.

Между тем, скорость движения ленточно-колесных конвейеров может быть выше указанных величин.

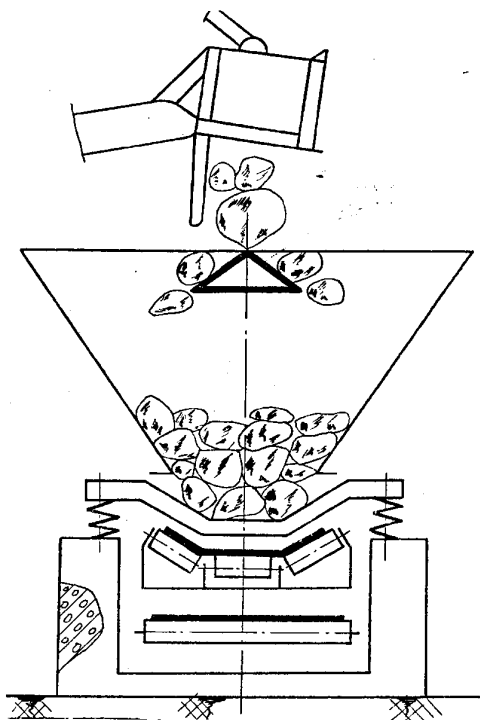


Рис. 3.3. Схема установки отбойной плиты в бункере

Высокие скорости движения груза можно получить, используя ускоренные режимы виброперемещения. При безотрывном вибротранспортировании груза условием ускоренного безостановочного движения является установка рабочего органа с углом наклона вниз, превышающим угол трения груза в движении.

Для осуществления ускоренного движения груза рабочий орган вибропитателя в нижней части может быть выполнен в виде ускорительного лотка [20, 21]. Груз должен поступать на ускорительный лоток с определенной начальной скоростью из условия обеспечения стабильной скорости груза на выходе. В движении от выпускного отверстия бункера до разгрузочной кромки лотка можно выделить три зоны (рис. 3.4):

- I – зона выпуска груза из бункера;
- II – зона движения груза с определенной скоростью;
- III – зона ускорения движения груза до заданной скорости подачи груза на конвейер.

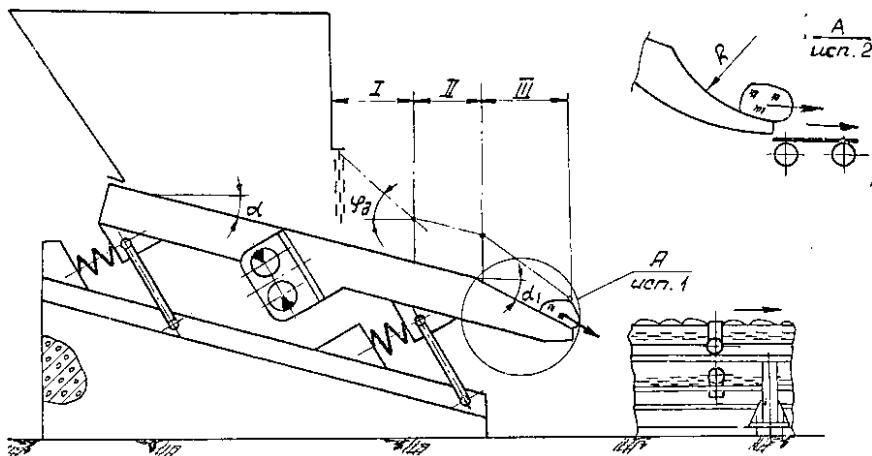


Рис. 3.4. Схема одномассового вибрационного питателя

Наличие зоны II обеспечивает подачу груза на ускорительный лоток с определенной начальной скоростью, что обуславливает стабильную скорость груза на выходе. Длина зоны II должна определяться с учетом изменения угла откоса груза в движении – φ_d . Приблизительно принимают $\varphi_d = 0,7 \varphi_0$, где φ_0 – угол естественного откоса груза в состоянии покоя. Для ограничения возможных изменений угла откоса груза при выпуске из бункера и самопроизвольного выпадения отдельных кусков рекомендуется устанавливать на выпускном отверстии бункера завесу из тяжелых цепей.

Кроме указанных выше недостатков, вибропитатели не могут быть использованы при наличии липких фракций в перемещаемом грузе. Таким образом, основными типами подбункерных питателей будут служить пластинчатые или скребковые питатели. Пластинчатые и скребковые питатели осуществляют выпуск груза из бункера со скоростью, значительно меньшей, чем скорость движения конвейерной ленты, и, кроме того, высота разгрузки непосредственно с питателя на конвейерную ленту оказывается недопустимо большой. Для подачи груза с минимально возможной высоты, ускорения движения груза до скорости, близкой к скорости ленты, необходимо применение перегрузочных лотков, устанавливаемых между питателем и конвейером. Перегрузочный лоток в поперечном сечении также имеет желобчатую форму, что позволяет максимально приблизить разгрузочную кромку к ленте конвейера и обеспечивает формирование потока груза при поступлении его на ленту.

Вследствие неопределенного характера движения кусковых грузов по лотку (качение или скольжение), неопределенности коэффициента трения скольжения груза по лотку, непостоянства начальной скорости поступления груза на лоток – скорость груза на выходе лотка не остается постоянной. Для настройки лотков, с целью обеспечения требуемой скорости груза на выходе, следует предусматривать возможность изменения параметров лотка. Так, в рекомендуемом лотке [22], состоящем из прямолинейной и криволинейной частей, регулирование скорости осуществляется изменением угла наклона прямолинейной части лотка, соединенной шарнирно с криволинейной частью.

Для стабилизации скорости движения груза лоток может приводиться в колебательные движения. В отдельных случаях колебания упруго установленного лотка могут осуществляться за счет ударного воздействия грузопотока.

Применение ленточных питателей-ускорителей между подбункерным питателем и ленточно-колесным конвейером является неоправданным при транспортировании скальных пород и руд из-за быстрого износа ленты и трудности ее замены. Так, например, на Сардобском карьере при транспортировании горной массы с кусками крупностью до 250 мм лента питателя-ускорителя длиной 9 м выходила из строя в течение 1–2 недель [23].

При наличии в горной массе липких фракций, что встречается в практике при разработке вскрышных пород, использование неприводных лотков оказывается невозможным. Перегрузочные лотки могут быть нецелесообразными также при повышенных скоростях движения конвейера, когда абсолютные значения разности скоростей груза и конвейера (вследствие нестабильности скорости груза на выходе с лотка) становятся значительными и вызывают раздиры рабочей обкладки ленты. Поэтому наряду с совершенствованием конструкций неприводных лотков разрабатываются загрузочные устройства, осуществляющие принудительное перемещение груза по лотку с заданной скоростью [24–27].

3.3. Расчет криволинейных перегрузочных лотков

Эффективность использования лотков для ленточных конвейеров, соблюдение предъявляемых к ним требований, включая сохранение сортности транспортируемого насыпного груза и уменьшение его измельчения, в значительной степени зависят от правильности выбора оптимальных конструктивных параметров лотков.

В общем случае загрузочный лоток может включать три участка (рис. 3.5): прямолинейный начальный участок 1–2, на котором происходит формирование и частичное ускорение подаваемого на лоток грузопотока; криволинейный участок 2–3, очерченный, например, по дуге окружности радиуса r , на котором происходит изменение скорости движения груза как во величине, так и по направлению; короткий прямолинейный горизонтальный участок 3–4, с которого грузопоток поступает на ленту. Участки 1–2 и 3–4 должны быть касательными к криволинейному участку 2–3 в точках 2 и 3. Длина участка 3–4 не должна превышать половины наибольшего размера куска груза.

Определение скорости движения груза рассмотрим как скольжение материальной точки по лотку. Скорость груза v_2 (м/с) в конце прямолинейного наклонного участка 1–2 при равноускоренном движении составит:

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2gh(1 - f \operatorname{ctg} \alpha_0)}, \quad (3.1)$$

где v_1 – начальная скорость движения груза при поступлении на лоток, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

h – высота перепада на участке 1–2, м;

α_0 – угол наклона прямолинейного участка 1–2, градус.

Уравнение движения точки М на участке 2–3 имеет вид:

$$\overline{m\alpha} = \overline{P} + \overline{R} + \overline{F}_{\text{тр}}, \quad (3.2)$$

где m – масса точки;

α – ускорение движения точки;

P – вес точки;

R – нормальная реакция со стороны лотка;

$F_{\text{тр}}$ – сила трения скольжения.

Спроектировав векторное равенство (3.2) на оси τ , n , получим:

$$m\alpha_\tau = P \cos \alpha - fR, \quad (3.3)$$

$$m\alpha_n = R - P \sin \alpha,$$

где α – угол, образованный осью n с горизонталью.

При подстановке:

$$a_{\tau} = \frac{dv_{\tau}}{dt} = r\ddot{\alpha},$$

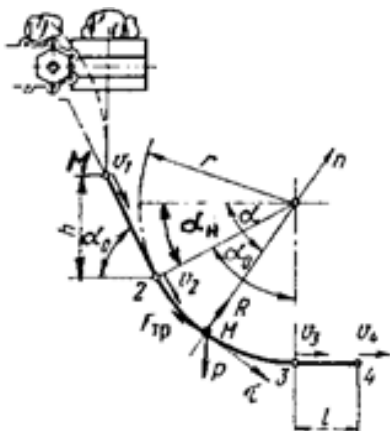
$$a_n = \frac{v^2}{r} = r\dot{\alpha}^2,$$

где r – радиус криволинейного лотка, уравнения (3.3) принимают вид:

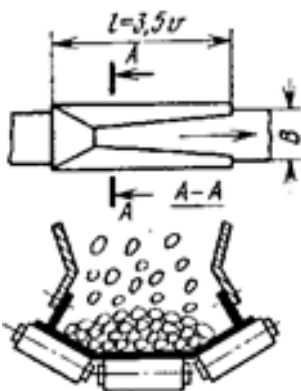
$$mr\ddot{\alpha} = mg \cos \alpha - fR,$$

$$mr\dot{\alpha}^2 = -mg \sin \alpha + R. \quad (3.4)$$

a



б



в)

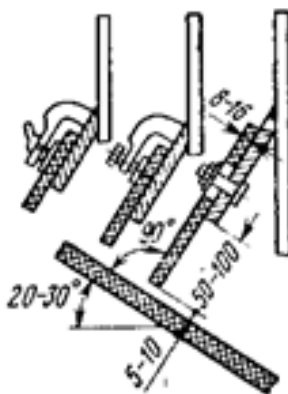


Рис. 3.5. Конструкция загрузочного лотка: *a* – профиль лотка; *б* – направляющие борты; *в* – варианты установки нижней кромки бортов

Исключая из системы уравнений R и сокращая на m , получим:

$$\ddot{\alpha} + f\dot{\alpha}^2 = \frac{g}{r} (\cos \alpha - f \sin \alpha) . \quad (3.5)$$

Начальные условия движения имеют вид:

$$t = 0, \alpha = \alpha_H, \dot{\alpha} = \frac{V_2}{r} . \quad (3.6)$$

Введем в уравнение (3.5) обозначение $f = \operatorname{tg} \varphi$, где φ – угол трения:

$$\ddot{\alpha} + f\dot{\alpha}^2 = \frac{g}{r} \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} , \quad (3.7)$$

Для интегрирования этого нелинейного уравнения воспользуемся подстановкой:

$$\dot{\alpha}^2 = \beta , \quad (3.8)$$

где β – функция угла α .

Продифференцируем обе части последнего равенства:

$$2\dot{\alpha}\ddot{\alpha} = \frac{d\beta}{d\alpha} \dot{\alpha} ,$$

откуда получим:

$$\ddot{\alpha} = \frac{1}{2} \frac{d\beta}{d\alpha} . \quad (3.9)$$

Подставляя (3.8) и (3.9) в (3.7), имеем:

$$\frac{d\beta}{d\alpha} + 2f\beta = \frac{g}{r} \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} . \quad (3.10)$$

Для решения этого линейного дифференциального уравнения первого порядка относительно β , умножим обе части его на $e^{2f\alpha}$:

$$\frac{d\beta}{d\alpha} e^{2f\alpha} + 2f\beta e^{2f\alpha} = 2 \frac{g}{r} \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} e^{2f\alpha}. \quad (3.11)$$

Учитывая, что:

$$\frac{d\beta}{d\alpha} e^{2f\alpha} + 2f\beta e^{2f\alpha} = \frac{d}{d\alpha} (\beta e^{2f\alpha}),$$

уравнение (3.11) можно представить в виде:

$$d(\beta e^{2f\alpha}) = \frac{2g}{r \cos \varphi} e^{2f\alpha} \cos(\alpha + \varphi) d\alpha. \quad (3.12)$$

Интегрируя уравнение (3.12), получим:

$$\dot{\alpha}^2 = \frac{2g}{r(1+4f^2) \cos \varphi} [2f \cos(\alpha + \varphi) + \sin(\alpha + \varphi)] + C e^{-2f\alpha}, \quad (3.13)$$

где C – постоянная интегрирования.

Из уравнения (3.13) при начальных условиях (3.6), определим значение C :

$$C = e^{2f\alpha_H} \left\{ \frac{v_2^2}{r^2} - \frac{2g[2f \cos(\alpha_H + \varphi) + \sin(\alpha_H + \varphi)]}{r(1+4f^2) \cos \varphi} \right\}. \quad (3.14)$$

Так как $\dot{\alpha} = \frac{v}{r}$, из уравнения (3.13) находим значение скорости

движения v_3 при $\alpha = \frac{\pi}{2}$:

$$v_3 = \sqrt{v_2^2 e^{-2f\alpha_0} + \frac{2gr}{1+4f^2} [e^{-2f\alpha_0} [(2f^2 - 1) \cos \alpha_0 - 3f \sin \alpha_0] + 1 - 2f^2]}, \quad (3.15)$$

где $\alpha_0 = \frac{\pi}{2} - \alpha_H$ (рис. 3.5).

На участке 3–4 происходит замедление скорости движения груза до величины v_4 (м/с):

$$v_4 = \sqrt{v_3^2 - 2gfl}, \quad (3.16)$$

где l – длина участка 3–4, м.

Расчет параметров лотка можно проводить в такой последовательности: по скорости v_4 , равной скорости движения конвейера, задаваясь длиной участка 3–4 (как было отмечено, длина l не должна превышать половины наибольшего размера куска), из формулы (3.15) находим v_3 ; затем по формуле (3.15), задаваясь a_0 и r , определяем v_2 ; по формуле (3.16) при известных v_1 и a_0 устанавливаем требуемую высоту перепада h .

Для формирования грузопотока на ленте и исключения просыпи при скорости погрузки, на участках погрузки на конвейере устанавливают направляющие борта. Длину бортов рекомендуется принимать равной $l_l = 3,5v$, где v – скорость движения ленты, м/с. Нижняя кромка бортов, соприкасающаяся с лентой, выполняется из негорючей резины и должна быть расположена перпендикулярно к поверхности ленты (рис. 3.5в). Не рекомендуется применение нижних кромок бортов, выполненных из отрезков конвейерной ленты, так как в прокладках ленты застревают мелкие кусочки транспортируемого груза, истирающего рабочую обкладку ленты. Расстояние между бортами в нижней части принимается равным $2/3$ ширины ленты.

Для уменьшения ударных нагрузок в местах подачи груза под лентой устанавливают различные амортизирующие устройства, конструкция которых выбирается в зависимости от физико-механических свойств груза и величины кинетической энергии падения груза на ленту.

Наибольшее распространение получили роликоопоры, футерованные резиновыми кольцами толщиной 30–50 мм. Эффективность снижения ударных нагрузок зависит от правильного выбора характеристик футеровочной резины. Так, например, рекомендуется при значительной высоте падения груза использовать футеровочные резины с малой вязкостью, а при небольшой высоте погрузки – с небольшой упругостью по сравнению с вязкостью и упругостью конвейерной ленты. Установлено также, что чем меньше приведенная масса роликоопоры, тем меньше динамические ударные нагрузки, воспринимаемые лентой.

На подземных ленточных конвейерах в пунктах погрузки иногда применяют подвесные шарнирные роликоопоры, покрытые резиновыми кольцами. Роликоопоры подвешивают на амортизаторах с нелинейной характеристикой, обеспечивающих значительное поглощение

энергии удара. Наибольшее распространение получили резиновые амортизаторы.

Амортизирующие ролики в местах погрузки угля рекомендуется устанавливать с шагом 0,4–0,6 м и с таким расположением погрузочного лотка, чтобы поступление горной массы на ленту происходило между двумя роликоопорами. При загрузке скальной горной массы для лент шириной 1000–1200 мм оптимальное расстояние между роликоопорами в пункте погрузки рекомендуется 0,8–1,2 м.

При погрузке крупнокусковых скальных грузов под лентой иногда устанавливают специальные пневматические ролики или пневмошины, например, от мотороллера с давлением воздуха в камере около 0,15 МПа.

Для предотвращения прогиба и порывов ленты под действием больших ударных нагрузок, например, при транспорте крупнокусковых скальных грузов и большой высоте погрузки, иногда под лентой в месте погрузки устанавливают дополнительное бесконечное полотно (подкладную ленту). Эта лента приводится в движение силами трения от основной конвейерной ленты.

3.4. Специальный лопастный перегружатель для безударной загрузки конвейеров крупнокусковыми грузами

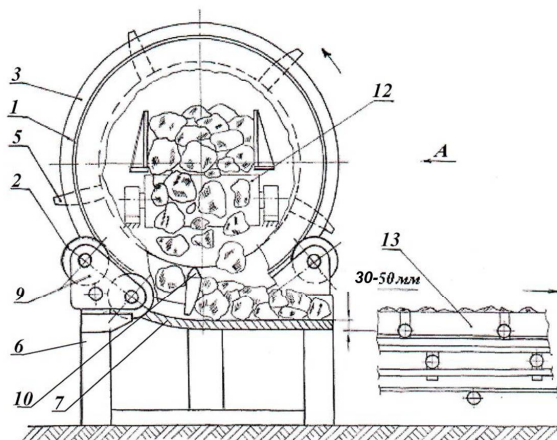
3.4.1. Общее устройство перегружателя

В наибольшей степени поставленным выше требованиям к загрузочным устройствам отвечают лопастные перегружатели (питатели).

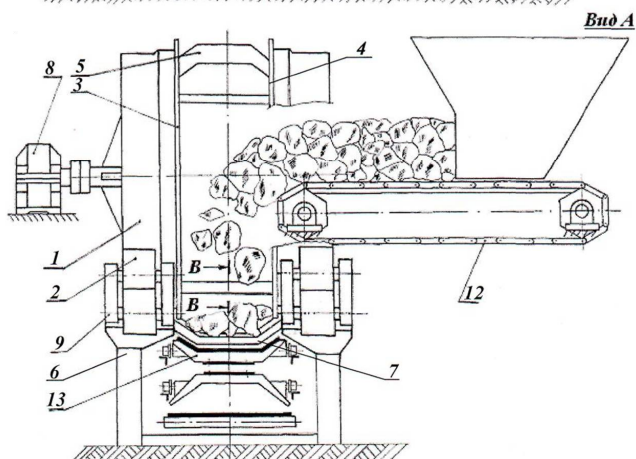
Известные лопастные перегружатели имеют тот существенный недостаток, что лопасти при своем вращении внедряются в грузопоток. При загрузке крупнокусковых скальных грузов это неизбежно влечет заклинивание отдельных кусков между лопастями и направляющим лотком. С целью исключения этого недостатка был предложен специальный лопастный перегружатель. Устройство предлагаемого усовершенствованного лопастного питателя поясняется на рис. 3.6, а, б, в, [28, 29].

Лопастный питатель конвейера содержит два обода 1, расположенные на опорных катках 2. С внутренней стороны к ободам (рис. 3.6) 1 прикреплены диски 3 и 4, на которых установлены радиальные лопасти 5. На раме питателя 6 смонтированы: лоток 7 и привод 8. Катки 2 парно установлены на балансирах 9, которые шарнирно соединены с рамой 6. Над лопастями 5 размещены отбойные балки 10.

a



б



в

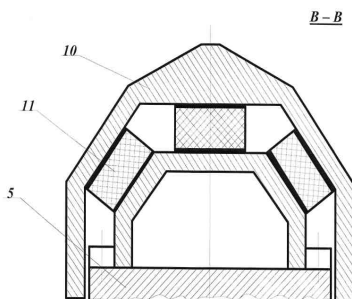


Рис. 3.6. Лопастный питатель для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокусковыми грузами: *a* – общий вид питателя; *б* – вид А на питатель; *в* – схема установки амортизирующих отбойных плит над лопастями

Между балками 10 и лопастями 5 установлены упругие элементы 11. Лопастный питатель работает следующим образом. Груз подбункерным питателем 12 подается сверху на лоток 7 и лопастями 5 перемещается на загружаемый конвейер 13. Балансирная подвеска катков 2 обеспечивает равномерное распределение нагрузки между соответствующими катками. Грузопоток поступает на отбойные балки 10. При этом ударная нагрузка на лопасти 5 уменьшается за счет деформаций упругих элементов 11. При повышенных ударных нагрузках более эффективными могут быть стальные цилиндрические пружины сжатия.

Так как кромка лотка 7 установлена непосредственно над лентой конвейера 13, груз подается на нее с минимально возможной высоты (30–50 мм) и со скоростью, близкой к скорости движения ленты конвейера 13. Это исключает преждевременный выход из строя дорогостоящей конвейерной ленты.

Использование предлагаемого устройства, по сравнению с ранее предложенной конструкцией, обеспечивает уменьшение нагрузок на элементы питателя, что позволит сократить их размеры и массу, а также повысить долговечность работы.

В ряде случаев, при разработке месторождений и последующей рекультивации карьеров, возникает необходимость в двусторонней загрузке ленточного конвейера (с обеих сторон от продольной оси конвейера). Предлагаемый питатель обеспечивает такую возможность (рис. 3.7). В отличие от предыдущей схемы (рис. 3.6) в привод включена цепная передача, при этом ведомые звездочки крепятся к ободьям лопастного колеса (на рис. 3.7. цепная передача условно не показана). Аналогичная схема привода используется в мощных вагоноопрокидывателях и передвижных бетономешалках.

Мощность привода затрачивается на сообщение поступающему на лоток грузопотоку кинетической энергии, соответствующей заданной скорости поступления груза на конвейер, на скольжение груза по лотку, на преодоление сопротивления вращению лопастного барабана на опорных катках.

Высота лопастей устанавливается по требуемой площади поперечного сечения подаваемого на конвейер грузопотока. При этом линейная скорость движения лопастей по окружности среднего диаметра приравнивается к скорости конвейера. Величина среднего диаметра (рис. 3.8) определяем по формуле:

$$D_c = D_H - 2C, \quad (5.17)$$

где D_n – наружный диаметр лопастей;

C – расстояние от лотка до центра тяжести поперечного сечения загружаемого грузопотока.

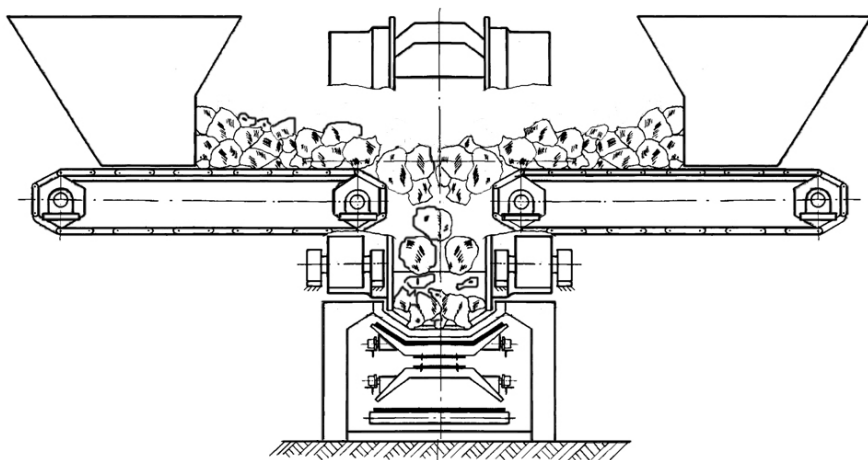


Рис. 3.7. Лопастный питатель при двусторонней загрузке конвейера

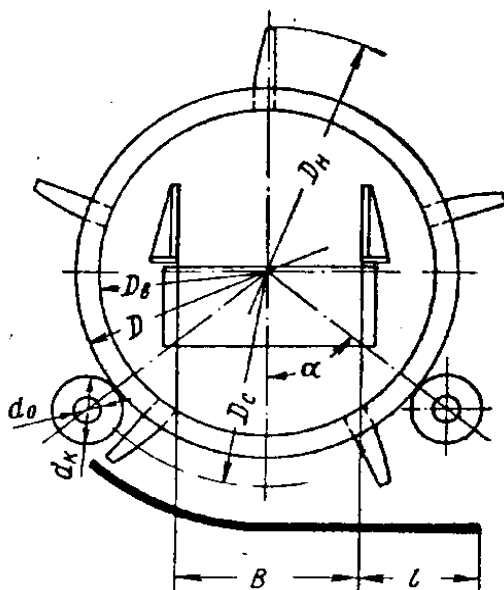


Рис. 3.8. Расчетная схема

3.4.2. Определение мощности привода

По условию равномерной и непрерывной загрузки конвейера минимальное число лопастей должно быть таким, чтобы расстояние между лопастями по внутреннему диаметру D_v не превышало ширины поступающего грузопотока B . С другой стороны, увеличение числа лопастей и соответствующее уменьшение расстояния между ними ограничивается возможностью застревания кусков груза между лопастями.

Рабочую поверхность направляющего лотка целесообразно футеровать сменными износоустойчивыми накладками. Перегрузка крупнукусковой горной массы характеризуется значительными ударными нагрузками, что предъявляет повышенные требования к прочности элементов перегружателя.

Сообщение грузопотоку кинетической энергии происходит из-за динамического воздействия лопастей. Учитывая то, что груз поступает в пространство между лопастями и скорость соударения относительно невысока, время сообщения грузу заданной скорости принимаем равным времени прохождения лопасти под поступающим на лоток грузопотоком. Тогда усредненное значение мощности, идущей на сообщение грузу кинетической энергии, можно представить в виде:

$$P_1 = \frac{4,9F\gamma v^3}{g} = \frac{F\gamma v^3}{2}, \text{ кВт}, \quad (3.17)$$

где F – площадь сечения груза, поступающего на конвейер, м^2 ;

γ – насыпной вес груза, $\text{тс}/\text{м}^3$;

v – скорость движения конвейера, $\text{м}/\text{с}$;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Мощность, расходуемая на трения скольжения груза по лотку, (рис. 3.8):

$$P_2 = 0,5F\gamma \left(l + \frac{B}{2} \right) f D_c n, \text{ кВт}, \quad (3.18)$$

где f – коэффициент трения скольжения по лотку;

l – расстояние от разгрузочной кромки лотка до зоны поступающего грузопотока (рис. 3.8);

n – частота вращения лопастного барабана, $\text{об}/\text{мин}$.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления вращению лопастного барабана на опорных катках:

$$P_3 = \frac{G}{2 \cos \alpha} (2\mu + d_0 \nu) \frac{D}{d_k} n, \text{ кВт}, \quad (3.19)$$

где G – вес лопастного барабана, воспринимаемый катками, тс;

μ – коэффициент трения качения катка по кольцу лопастного барабана;

d_0 – диаметр цапфы подшипника катка, м;

ν – коэффициент трения в подшипнике скольжения или приведенный коэффициент трения подшипника качения в опорном катке;

D – диаметр лопастного барабана в зоне качения катков, м;

α – угол между вертикальной осью лопастного барабана и прямой, соединяющей центр тяжести барабана и катка (рис. 3.8);

d_k – диаметр катка, м.

Суммарная затрачиваемая мощность:

$$P_\Sigma = P_1 + P_2 + P_3. \quad (3.20)$$

Требуемая мощность электродвигателя привода составит:

$$P_{\text{пр}} = \frac{K P_\Sigma}{\eta_{\text{пр}}}, \quad (3.21)$$

где K – коэффициент запаса мощности привода;

$\eta_{\text{пр}}$ – к. п. д. привода.

Учитывая тяжелые условия эксплуатации и неравномерность технологической нагрузки на перегружатель, коэффициент запаса мощности следует принимать не менее 1,25.

3.4.3. Расчеты на прочность основных элементов перегружателя

Лопастный перегружатель работает в очень тяжелых динамических условиях. Падение кусков груза, масса которых может достигать 1 т и более с высоты 0,5–1,0 м вызывает большие ударные нагрузки (рис. 3.9).

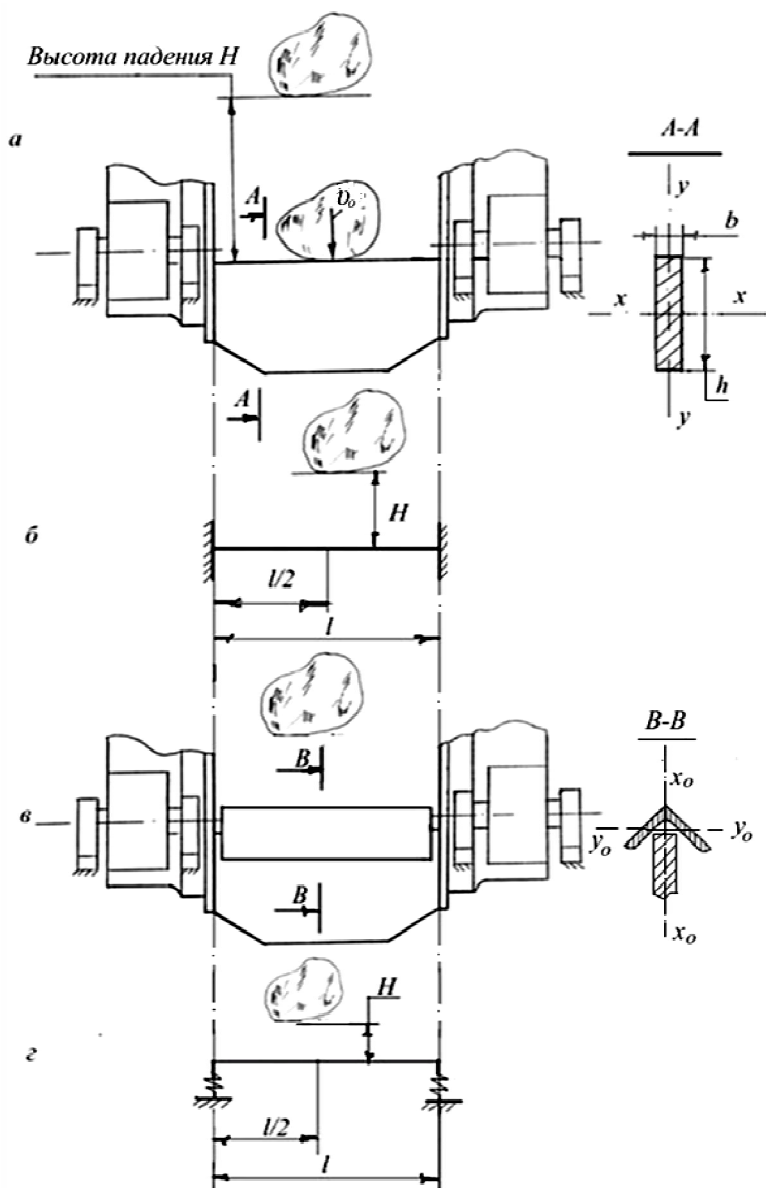


Рис. 3.9. Конструктивные и расчетные схемы лопасти и лопасти с амортизирующей отбойной балкой: а, б – конструктивная и расчетная схемы лопасти; в, г – конструктивная и расчетная схемы лопасти с амортизирующей отбойной балкой

Точный расчет упругих систем и в особенности систем с распределенной массой на ударную нагрузку весьма сложен. Кроме того, часто сами соударяющиеся детали имеют настолько сложную конфигурацию, что схематизация их в виде бруса является приближенной. В практике применяют упрощенные методы расчета на ударную нагрузку.

Для проведения сравнительной оценки эффективности введения в конструкцию амортизирующей отбойной балки над лопастью рассмотрим конструктивные и расчетные схемы для обоих вариантов рис. 3.9а, б, в, г. Значение динамического коэффициента существенно зависит от способа крепления ударяемого тела.

Крепления лопастей к дискам следует делать разъемными посредством болтов, поставленных без зазора, работающих на срез и смятие. Граничные условия опирания лопастей являются при этом защемлением с обеих сторон.

Определение напряжений и деформаций при ударе – одна из наиболее сложных задач сопротивления материалов и смежных наук. В практике расчетов используют следующие основные допущения [30]:

1. Кинетическая энергия ударяющего тела полностью переходит в потенциальную энергию ударяемого тела;
2. Закон распределения деформаций и напряжений остается таким же, как и при статическом действии;
3. Удар считается неупругим и после соударения оба тела (кусоч груза и лопасть питателя) движутся совместно, при этом энергией пластической деформации груза пренебрегают.

С учетом собственной массы лопасти и отбойной балки, а также, рассматривая удар сосредоточенным посередине лопасти или отбойной балки, выражения для динамического коэффициента в обоих случаях имеют вид:

$$\kappa_d = \sqrt{\frac{2H}{\left(1 + 0,45 \cdot \frac{Q_l}{P}\right) \cdot \frac{Pl^3}{192EJ_x}}}, \quad (3.22)$$

$$\kappa'_d = \sqrt{\frac{2H}{\left(1 + 0,45 \cdot \frac{Q_6}{P}\right) \cdot \left(\frac{Pl^3}{192EJ_{y_0}} + \frac{P + Q_6}{2} \delta\right)}}, \quad (3.23)$$

где H – высота падения груза, мм;

P – вес наибольшего по массе куска груза, Н;

$Q_{\text{л}}$ – собственный вес лопасти, Н;

$Q_{\text{б}}$ – собственный вес отбойной балки, Н;

l – длина пролета, мм;

E – модуль продольной упругости материала, МПа;

J_x – моменты инерции сечения лопасти относительно оси x , мм⁴;

J_y – момент инерции сечения отбойной балки относительно оси y_o , мм⁴;

δ – чувствительность (податливость) упругого элемента, установленного в опоре отбойной балки, мм/Н.

Напряжения, деформации и силы при ударной нагрузке определяются по формулам [30].

$$\sigma_{\text{д}} = \sigma_{\text{ст}} \cdot \kappa_{\text{д}}; \quad \tau_{\text{д}} = \tau_{\text{ст}} \cdot \kappa_{\text{д}}; \quad f_{\text{д}} = f_{\text{ст}} \cdot \kappa_{\text{д}}; \quad F_{\text{д}} = P \cdot \kappa_{\text{д}}, \quad (3.24)$$

где $\sigma_{\text{ст}}$, $\tau_{\text{ст}}$, $f_{\text{ст}}$, $F_{\text{д}}$ – соответственно нормальные, касательные напряжения, деформации и силы при статическом приложении нагрузки от куска груза весом P .

$\sigma_{\text{д}}$, $\tau_{\text{д}}$, $f_{\text{д}}$, $F_{\text{д}}$ – соответственно нормальные, касательные напряжения, деформации и силы с учетом ударного характера нагрузки.

Особенностью работы лопастного питателя является также и то, что лопасть испытывает удар и при перемещении груза по направляющей после падения (рис. 3). При этом уже лопасть ударяет по куску груза, доводя его скорость от нулевого значения до скорости движения грузонесущей ленты конвейера. Полученные формулы для динамического коэффициента (3.22), (3.23) применимы и в данном случае, с учетом того, что удар происходит в другой плоскости, перпендикулярной плоскости при ударе лопасти сверху. Значение H следует определять по скорости соударения, равной скорости конвейера.

Рассмотрим численный пример сравнительного расчета.

Исходные данные:

- вес наибольшего куска груза – $P = 10$ кН (масса куска – 1 т);

- высота падения куска – $H = 500$ мм;

- длина пролета – $l = 1400$ мм (ширина ленты конвейера – 2000 мм);

- вес лопасти – $Q_{\text{л}} = 5$ кН (задаемся предварительно);

- вес отбойной балки – $Q_{\text{б}} = 2$ кН (задаемся предварительно);

- высота лопасти – $h = 1200$ мм;

- модуль продольной упругости материала лопасти и балки – $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

- допускаемое нормальное напряжение для лопасти и отбойной балки $[\sigma] = 300$ МПа (примем в качестве материала сталь Ст6,
- $\sigma_b = 600 \div 720$ МПа, при коэффициенте запаса прочности $[\gamma] = 2 \div 2,5$);
- чувствительность (податливость) отдельного упругого элемента – $\delta = 2 \cdot 10^{-6}$ м/Н (назначается предварительно из условия статической осадки, равной 12 мм).

Определение численных значений динамических коэффициентов возможно при известных размерах поперечного сечения лопасти, которые могут оказаться не соответствующими последующему расчету по допускаемым напряжениям. Поэтому, вначале следует выразить динамические коэффициенты в зависимости от толщины лопасти (размер b) и, проведя расчет по допускаемым напряжениям, найти величину b , а затем значения самих коэффициентов.

Приняв в первом варианте расчета ширину лопасти $b = 100$ мм (размер H определяется конструктивно, исходя из наибольшего размера куска, а для отбойной балки – уголок равнобокий с номером профиля 25 и толщиной полки 30 мм), получим следующие значения динамических коэффициентов для обоих случаев (3.23), (3.24):

$$k_d = 4150 ; k'_d = 17,3.$$

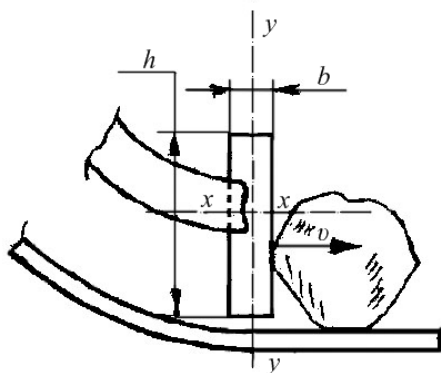


Рис. 3.10. Расчетная схема лопасти при боковом ударе по куску груза

Налицо многократное уменьшение динамического коэффициента при введении отбойной балки на упругих опорах. Однако это еще не означает возможности для существенного снижения размеров и массы лопастей, так как необходимо провести дополнительно расчет лопасти на «боковой» удар по куску при ускорении движения куска по направляющей (рис. 3.10).

Лопасть питателя испытывает ударную нагрузку в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Расчет на боковой удар (рис. 3.10) аналогичен расчету на удар при падении груза с той разницей, что высота падения должна соответствовать конечной скорости движения куска, равной

скорости конвейера. Выражение для динамического коэффициента в этом случае приобретает вид:

$$\kappa''_д = \sqrt{\frac{v^2}{g \cdot \left(1 + 0,45 \cdot \frac{Q_k}{P}\right) \cdot \frac{Pl^3}{192EJ_y}}}, \quad (3.25)$$

где v – скорость движения конвейера, м/с;

g – ускорение свободного падения, $9,8 \text{ м/с}^2$;

J_y – момент инерции сечения относительно оси y , мм^4 .

Численный расчет для указанных выше исходных данных и скорости конвейера $v = 1 \text{ м/с}$ показывает, что потребная толщина лопасти остается примерно такой же, как и при падении куска с высоты $0,5 \text{ м}$. Это объясняется резким уменьшением момента сопротивления сечения изгибу при переходе от оси x (удар сверху) к оси y (боковой удар). Выигрыш в снижении массы лопастей может быть при скорости движения конвейера менее $0,8\text{--}1,0 \text{ м/с}$. Однако это не означает того, что введение амортизирующей отбойной плиты не дает эффекта.

Резкое уменьшение динамической нагрузки при ударе лопасти сверху приводит к пропорциональному уменьшению нагрузки на опорные катки и ободья лопастного колеса, а также на болты крепления лопастей к колесу. Расчетная схема для определения контактных напряжений в зоне контакта опорного катка с ободом колеса приведена на рис. 3.11.

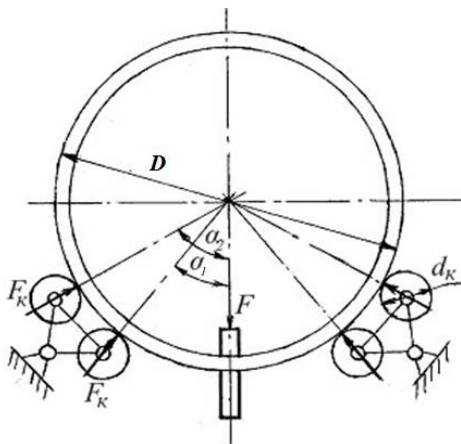


Рис. 3.11. Расчетная схема взаимодействия лопастного колеса с опорными катками

Контактные напряжения, возникающие в зоне контакта опорного катка с ободом лопастного колеса, рассчитываются по известной формуле Герца для случая перекатывания двух цилиндров (рис. 3.11):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (3.26)$$

где $q = \frac{F_k}{b_k}$ – удельная нагрузка н/мм;

b_k – ширина катка (по контактной линии, мм);

F_k – нагрузка, приходящаяся на один каток, Н;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны ($\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2}{d_k} + \frac{2}{D}$).

Величина нагрузки на отдельный каток определяется с учетом динамических коэффициентов (3.22, 3.23).

Принимая расчетные напряжения σ_H за допускаемые, можно определить потребную ширину катков. Понижение нагрузки на катки за счет введения амортизирующей отбойной балки позволяет существенно сократить ширину катков и обода лопастного колеса. При этом соответственно уменьшаются размеры и собственная масса питателя.

Структурная схема лопастного питателя с восьмью опорными катками и независимой установкой характеризуется неравномерностью распределения нагрузки на катки и большой концентрацией напряжений, что обусловлено наличием избыточных связей. Устранение этого недостатка возможно за счет использования балансирной парной установки катков (см. рис. 3.11). Такая схема, например, находит применение в конструкциях тяжелых и мощных вагоноопрокидывателей. Некоторое усложнение конструкции оправдывает себя тем, что механизм удовлетворяет требованию приспособляемости к деформациям звеньев.

Опорные катки следует выполнять одноребордными и с небольшой конусностью (или бочкообразностью) для устойчивого движения лопастного колеса.

Таким образом, в результате проведенного динамического анализа и синтеза предлагаемого лопастного питателя можно сделать следующие выводы:

1. Размеры основных элементов питателя должны рассчитываться с учетом ударного характера нагрузки по формулам (3.22–3.25).

2. Установка амортизирующих отбойных балок над лопастями значительно уменьшает нагрузки и напряжения в деталях питателя и позволяет существенно сократить собственную массу питателя;

3. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки и уменьшения концентрации напряжений опорные катки следует парно устанавливать на балансирах.

3.4.4. Обеспечение равномерности вращения лопастного колеса

Работа лопастного питателя характеризуется значительными изменениями момента сопротивления вращению лопастного колеса, что обусловлено не только изменениями величины грузопотока, но и изменениями гранулометрического состава и свойств груза. Несоответствие между приведенными к начальному звену моментами движущих сил и сил сопротивления и изменение приведенного момента инерции механизма вызывают при установившемся движении машины периодическое изменение угловой скорости. Для одних машин это изменение не имеет никакого значения, и колебания угловой скорости могут быть значительными, для других машин требуется высокая равномерность вращения, при которой отклонения угловой скорости от среднего значения ее невелики.

Отличие скорости поступления грузопотока на конвейерную ленту от скорости движения конвейера при работе с крупнокусковыми скальными породами и рудами приводит не только к истиранию верхней рабочей обкладки ленты, но и вызывает продольные раздиры и вырывы обкладки ленты. При этом срок службы конвейерной ленты резко сокращается и в наиболее тяжелых условиях эксплуатации может не превышать 1–3 месяцев.

В рассматриваемом случае основным критерием для установления значения коэффициента неравномерности вращения лопастного колеса является износ грузонесущей ленты ленточно-колесного конвейера, вызываемый разностью скоростей поступающего с перегружателя грузопотока и конвейера. Продольные раздиры и вырывы участков рабочей обкладки ленты особенно опасны при транспортировании острогранных крепких скальных и полускальных пород и руд. Для крупнокусковых скальных грузов и при скорости движения конвейера $0,6\text{--}1,2\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ значения коэффициента неравномерности вращения можно принимать в диапазоне $0,1\text{--}0,2$. Оценка равномерности вращения начального звена механизма может быть произведена при помощи отношения:

$$\frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} = \delta, \quad (3.27)$$

где δ – коэффициент неравномерности вращения;

$\omega_{\text{ср}}$ – средняя угловая скорость вращения лопастного колеса;

$\omega_{\max}, \omega_{\min}$ – максимальная и минимальная угловые скорости вращения лопастного колеса.

Вследствие трудности определения истинной средней скорости, последняя в большинстве технических расчетов заменяется средней арифметической угловой скоростью, определяемой равенством:

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}. \quad (3.28)$$

В приводе лопастного питателя имеются две муфты. Для привода такого крупного агрегата, как лопастное колесо, с учетом его установки на опорных катках, выходной вал редуктора должен быть соединен с лопастным колесом с помощью компенсирующей муфты, способной компенсировать как поперечную, так и продольную несоосность. Для таких значительных и переменных в виде ударов нагрузок могут быть пригодными зубчатые или кулачково-дисковые муфты. Кроме того, первая в приводе муфта, соединяющая электродвигатель с быстроходным валом редуктора, должна обладать упругими свойствами.

Динамическая расчетная схема с упругой муфтой имеет две степени свободы и для ее исследования следует принимать две обобщенные координаты и соответственно составлять систему из двух уравнений движения. Исходные уравнения для такой двухмассовой системы с двумя степенями свободы, описывающие крутильные колебания, имеют вид:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= T_1; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -T_2, \end{aligned} \quad (3.29)$$

где J_1 – момент инерции электродвигателя;

J_2 – момент инерции лопастного колеса и редуктора;

φ_1 – угол поворота вала электродвигателя;

φ_2 – угол поворота лопастного колеса;

c – коэффициент жесткости муфты;

T_1 – момент, развиваемый валом электродвигателя;

T_2 – момент сопротивления вращению лопастного колеса и редуктора.

Решение системы уравнений (3.29), с учетом характеристики асинхронного электродвигателя привода и момента сопротивления вращению лопастного колеса, позволило получить следующее выражение для определения коэффициента неравномерности вращения лопастного колеса [31]:

$$\delta_2 = \frac{2T_A}{u^2 \omega_{\text{ср}}^2 (J_1 + J_2)} \left(1 + \frac{J_1}{J_2} \right) - \delta_1 \frac{J_1}{J_2}, \quad (3.30)$$

где $u = 2k$;

k – число лопастей;

T_A – переменная часть момента сопротивления вращению лопастного колеса;

δ_1 – степень неравномерности вращения электродвигателя.

Сравнительная оценка параметров, входящих в выражение (3.30), дает возможность преобразовывать полученное уравнение к формуле для практического расчета потребного момента инерции лопастного колеса (J_2) из условия обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения (δ_2) [31]:

$$J_2 = \frac{2T_A}{u^2 \omega_{\text{ср}}^2 \delta_2}, \quad (3.31)$$

где $u = 2\kappa$;

κ – число лопастей.

Для расчета переменной части момента сопротивления вращению (T_A) следует определить ударную нагрузку на лопасть при боковом ударе, рассматривая удар по наибольшему куску в транспортируемом грузе.

Таким образом, введение амортизирующей отбойной балки над лопастью позволяет существенно уменьшить собственную массу лопасти по условию прочности, однако по условию обеспечения допустимого коэффициента неравномерности вращению, масса лопасти может быть существенно увеличена (3.31).

Заключение

По нормам проектирования ленточных конвейеров наибольший размер кусков пород и руд не должен превышать 300 мм, что существенно ограничивает их область применения. Это связано с тем, что при перекачивании ленты конвейера с грузом по стационарным роликоопорам, на ленту и роликоопоры передаются большие ударные нагрузки, вызывающие их разрушение.

Перекачивание груженой ленты по роликоопорам полностью исключается в ленточно-колесном конвейере, который впервые был разработан по предложению проф. А. О. Спиваковского. Опытная эксплуатация первых образцов ленточно-колесных конвейеров подтвердила их высокую эффективность. Использование таких конвейеров позволит перейти на наиболее эффективную циклично-поточную и поточную технологию разработки месторождений со скальными и полускальными породами и рудами.

При этом исключается необходимость дорогостоящего вторичного дробления грузов в дробильных агрегатах. Высокая производительность, малая энергоемкость и экологическая чистота делают этот вид транспорта наиболее эффективным для горных предприятий с большим грузооборотом.

Одной из наиболее актуальных проблем в развитии конвейерного транспорта является создание крутонаклонных подъемных конвейеров, способных транспортировать грузы под углами наклона, соответствующими углам откоса бортов карьера, которые могут изменяться от 25° до 60° . Особенно важной эта проблема становится для глубоких карьеров.

Разработана конструкция крутонаклонного ленточно-колесного конвейера, в котором удержание груза на ленте на участках крутого подъема осуществляется за счет прижатия слоя груза боковыми частями самой грузонесущей ленты под воздействием подпружиненных прижимных рычагов и лямок, закрепленных по краям ходовых опор. Принцип действия лямок с регуляторами натяжения аналогичен ремням безопасности, которые используются в автомобилях.

Рассмотрены особенности расчета и проектирования предложенного крутонаклонного конвейера. Приведена методика синтеза механизма управления прижимными рычагами на концевых участках конвейера.

Ленточно-колесный конвейер, по существу, является сочетанием признаков ленточных конвейеров и эскалаторов и поэтому обладает

высокой степенью конструктивной приемственности. При проектировании конвейера нового типа следует максимально использовать стандартные и унифицированные узлы и детали современных эскалаторов и ленточных конвейеров (тяговые цепи, цевочный реечный промежуточный привод, тяговые и натяжные звездочки, натяжные устройства для тяговых цепей и конвейерной ленты, устройства для безопасной эксплуатации эскалаторов и другие узлы).

Использование промежуточного цевочного реечного привода современных эскалаторов на наклонном участке конвейера взамен привода на головных концевых звездочках снимает основную нагрузку на тяговые цепи и катки ходовых опор. При этом также сокращается потребная ширина рабочей площадки уступа на карьере и соответственно объем горно-капитальных и строительно-монтажных работ.

При необходимости установки нескольких промежуточных приводов на подъемном конвейере следует определить их оптимальное число и параметры. Для этого предлагается алгоритм решения такой задачи.

Как показали опытно-промышленные испытания ленточно-колесных конвейеров, скорость движения их не может превышать $0,8-1,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. Но и при этих предельно допустимых значениях скорости движения работа конвейера сопровождается значительными динамическими нагрузками и шумом.

Скорость движения ограничивается действием динамической центробежной силы инерции ходовых опор на соединительный орган при огибании концевых станций. Кроме того, при переходе с верхних ходовых путей на нижние и наоборот направление вращения ходовых катков изменяется на противоположное, что вызывает износ катков и начальных участков ходовых путей, а также дополнительные динамические нагрузки в узлах крепления траверс к соединительному органу. Указанные обстоятельства резко ограничивают допустимую скорость движения конвейера. Некоторое снижение динамических нагрузок возможно за счет уменьшения веса ходовых опор при использовании для них в качестве материала легких сплавов, конструкционных пластмасс или композитных материалов. Есть и другие предложения, такие как: установка контрнаправляющих на концевых участках, взаимодействующих с катками, установка резиновых накладок на концевых участках направляющих и другие.

Применение для этих же целей электромагнитных устройств или постоянных магнитов для переходных участков направляющих или катков не будет оправдывать себя, т. к. в настоящее время это очень

дорого. Указанные мероприятия не смогут обеспечить существенного увеличения скорости движения, что делает затруднительным применение ленточно-колесных конвейеров для отвалообразователей и передвижных перегружателей.

Ленточные конвейеры, устанавливаемые на отвалообразователях, передвижных перегружателях и транспортно-отвальных мостах, должны обеспечивать определенную производительность при минимально возможной погонной нагрузке. Это требует как увеличения скорости движения конвейера (до 2–4 м/с), так и снижения собственной массы ходовых опор. В предложенном высокоскоростном ленточно-колесном конвейере скорость движения может быть существенно повышена. Для уменьшения массы ходовой опоры следует использовать высококачественные материалы и проводить уточненный расчет на прочность траверс ходовых опор.

Разработана конструкция изгибающегося ленточно-колесного конвейера.

В последние годы все большее распространение получают изгибающиеся ленточные трубчатые конвейеры. Основным преимуществом таких конвейеров является возможность бесперегрузочного транспортирования грузов по пространственно криволинейной трассе с перегибами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Кроме того, герметичность транспортируемых грузов обеспечивает отсутствие вредных воздействий на окружающую среду пылевидных и экологически вредных веществ, а также защиту самого груза от вредных веществ.

Трубчатая конфигурация грузонесущей ленте в таких конвейерах создается при прохождении ленты через стационарные роликпоры с замкнутым расположением роликов в поперечном сечении. Помимо того, что ленточные трубчатые конвейеры не приспособлены для перемещения крупнокусовых грузов, они характеризуются повышенным энергопотреблением, что обусловлено значительным увеличением коэффициента сопротивления движению ленты.

Совместное движение конвейерной ленты и ходовых опор создает условия для формирования трубчатой формы ленте на самой ходовой опоре с помощью поворотных рычагов, установленных по краям траверс ходовых опор.

Рассмотренный ранее крутонаклонный ленточно-колесный конвейер может также быть и изгибающимся при внесении некоторых конструктивных изменений.

Такой комбинированный изгибающийся крутонаклонный ленточно-колесный конвейер обеспечивает возможность бесперегрузочного

транспортирования горных грузов по пространственно изгибающейся трассе, включающей также участки крутых подъемов или спусков. Эксплуатация таких конвейеров может принести значительный экономический эффект за счет исключения перегрузочных устройств, вызывающих износ конвейерной ленты при перегрузках, а также за счет сокращения объемов горно-капитальных и строительных работ.

Одной из наиболее трудных проблем, связанных с промышленным освоением ленточно-колесных конвейеров, является проблема создания эффективных загрузочных устройств, способных подавать крупнокузовую горную массу на ленту конвейера с минимально возможной высоты и со скоростью, близкой к скорости движения конвейера.

В наибольшей степени поставленным выше требованиям к загрузочным устройствам отвечают лопастные перегружатели.

Известные лопастные питатели имеют тот существенный недостаток, что лопасти при своем вращении внедряются в грузопоток. При загрузке крупнокузовых скальных грузов это неизбежно ведет к заклиниванию отдельных кусков между лопастями и направляющим лотком. С целью исключения этого недостатка был предложен специальный лопастный перегружатель.

Рассмотрены методы расчета основных элементов перегружателя с учетом ударного действия грузопотока, а также потребной мощности привода и момента инерции лопастного колеса с целью обеспечения заданной равномерности вращения лопастного колеса. Для уменьшения динамических нагрузок и концентрации напряжений рекомендуется установка отбойных амортизирующих плит над лопастями и попарная установка опорных катков на балансирах.

Таким образом, предложенные конструкции ленточно-колесных конвейеров, такие как: крутонаклонный подъемный; высокоскоростной для отвалообразователей и транспортно-отвальных мостов; изгибающийся для бесперегрузочного транспортирования грузов по пространственно изгибающейся трассе; комбинированный изгибающийся крутонаклонный в комплекте со специальным лопастным перегружателем для безударной загрузки конвейеров – могут стать основой для освоения наиболее прогрессивных циклично-поточной и поточной технологий разработки месторождений со скальными и полускальными породами и рудами.

Литература

1. *Спиваковский А. О.* Ленточный конвейер: А.с. 166272, СССР, Б.И. № 21, 1964.
2. *Пухов Ю. С. и др.* Экспериментальные исследования опытного образца ленточного конвейера на ходовых опорах на руднике "Аксай" / В кн. Развитие и совершенствование шахтного и карьерного и транспорта. М.: Недра, 1973. С. 93–99.
3. *Спиваковский А. О.* Ленточные конвейеры в горной промышленности. М.: Недра, 1982.
4. *Мулухов К. К.* Ленточно-колесные конвейеры. Владикавказ: СКГМИ, 2000.
5. *Спиваковский А. О. и др.* Поточная технология открытой разработки скальных горных пород. М.: Недра, 1970.
6. *Андреев А. В.* Передача трением. М.: Машиностроение, 1978.
7. *Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.* Крутонаклонный конвейерный подъемник для крупнокусковых грузов и глубоких карьеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГТУ, 2009. № 3. С. 249–257.
8. *Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.* Крутонаклонный ленточный конвейер: Патент на изобретение РФ № 2455216 от 10. 07.2012 г.
9. *Мулухов К.К., Беслекоева З. Н.* Конструкция и расчет крутонаклонного ленточно-колесного конвейера для крупнокусковых грузов и глубоких карьеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГТУ, 2012. № 5. С. 253–258.
10. *Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.* Крутонаклонный ленточный конвейер: Патент на полезную модель РФ № 157034 от 24.03.2015.
11. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин [и др.]. М.: МГТУ, 2005.
12. *Мулухов К. К.* Основы динамики и разработка конструкции и методов расчета ленточно-колесных конвейеров для крупнокусковых грузов. Автореф. ... доктора технических наук. Владикавказ: СКГМИ.
13. *Мулухов К. К.* Ленточный конвейер: А.с. 516583, СССР, Б.И. № 21, 1976.
14. *Mulukhov K.K.* High efficiency Soviet belt conveyor handles bulky run-of-mine ores // Engineering and Mining Journal. P. 106–108, October, 1977, USA.
15. *Мулухов К. К.* Ленточно-тележечный конвейер: А.с. 602429. Б.И. №14, СССР, 1978.
16. *Феодосьев В. И.* Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986.

17. *Плавинский В. И.* Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1969.
18. *Спиваковский А. О.* О типе питателя для выгрузки из бункеров крупнокузовых скальных грузов / В кн.: Шахтный и карьерный транспорт. В. 3. М.: Недра, 1977. С. 151–161.
19. *Мулухов К. К.* Определение опорных реакций двухмассных вибрационных питателей / В кн.: Развитие и совершенствование штатного и карьерного транспорта. М.: Недра, 1973. С. 310–315.
20. *Мулухов К. К.* Динамический анализ внешней неуравновешенности вибрационных питателей. В кн.: Шахтный и карьерный транспорт. В. 1. М.: Недра, 1974. С. 277–285.
21. *Гончаревич И. Ф., Мулухов К. К.* Особенности расчета и проектирования мощных вибропитателей / В кн.: Шахтный и карьерный транспорт. В. 1. М.: Недра, 1974. С. 267–277.
22. *Спиваковский А. О. и др.* Реконструкция загрузочных узлов ленточных конвейеров для кусковых абразивных грузов // Горный журнал. № 6. 1968.
23. *Васильев М. В. и др.* Конвейеры большой протяженности на открытых разработках. М.: Недра, 1977.
24. *Мулухов К. К.* Сравнение различных типов питателей для загрузки ленточных конвейеров крупнокузовыми грузами // Научные труды МГИ. М., МГИ. 1975. С. 129–134.
25. *Мулухов К. К.* Устройство для загрузки ленточного конвейера: А.с. 440492, СССР, Б.И. № 31, 1974.
26. *Мулухов К. К.* Загрузочное устройство для конвейеров: А.с. 490939, СССР, Б.И. № 141, 1975.
27. *Мулухов К. К.* Способ загрузки ленточного конвейера: А.с. 779197, СССР, Б.И. № 42, 1980.
28. *Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.* Лопастный питатель конвейера. Патент на изобретение № 2383742. РФ. Бюл. № 7, 2010.
29. *Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.* Исследование и установление рациональных параметров лопастного питателя для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокузовыми грузами // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГТУ, 2012. № 5. С. 246–252.
30. *Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.* Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова Думка, 1988.
31. *Мулухов К. К., Беслекоева З. Н.* Совершенствование конструкции лопастного питателя для безударной загрузки ленточных конвейеров крупнокузовыми грузами // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГТУ, 2014. № 8. С. 154–158.

Научное издание

Мулухов Казбек Казгериевич
Беслекоева Залина Николаевна

**Ленточно-колесные конвейеры
для крупнокусковых горных грузов**

Монография

Редактор: *Иванченко Н. К.*

Компьютерная верстка: *Кравчук Т. А.*

Подписано в печать 13.12.16. Формат бумаги 60х84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Печать на ризографе. Усл. п.л. 5,81. Уч.-изд.л. 4,89. Тираж 50 экз. Заказ № _____.
Северо-Кавказский горно-металлургический институт
(государственный технологический университет). Изд-во «Терек».
Отпечатано в отделе оперативной полиграфии СКГМИ (ГТУ).
362021. Владикавказ, ул. Николаева, 44.