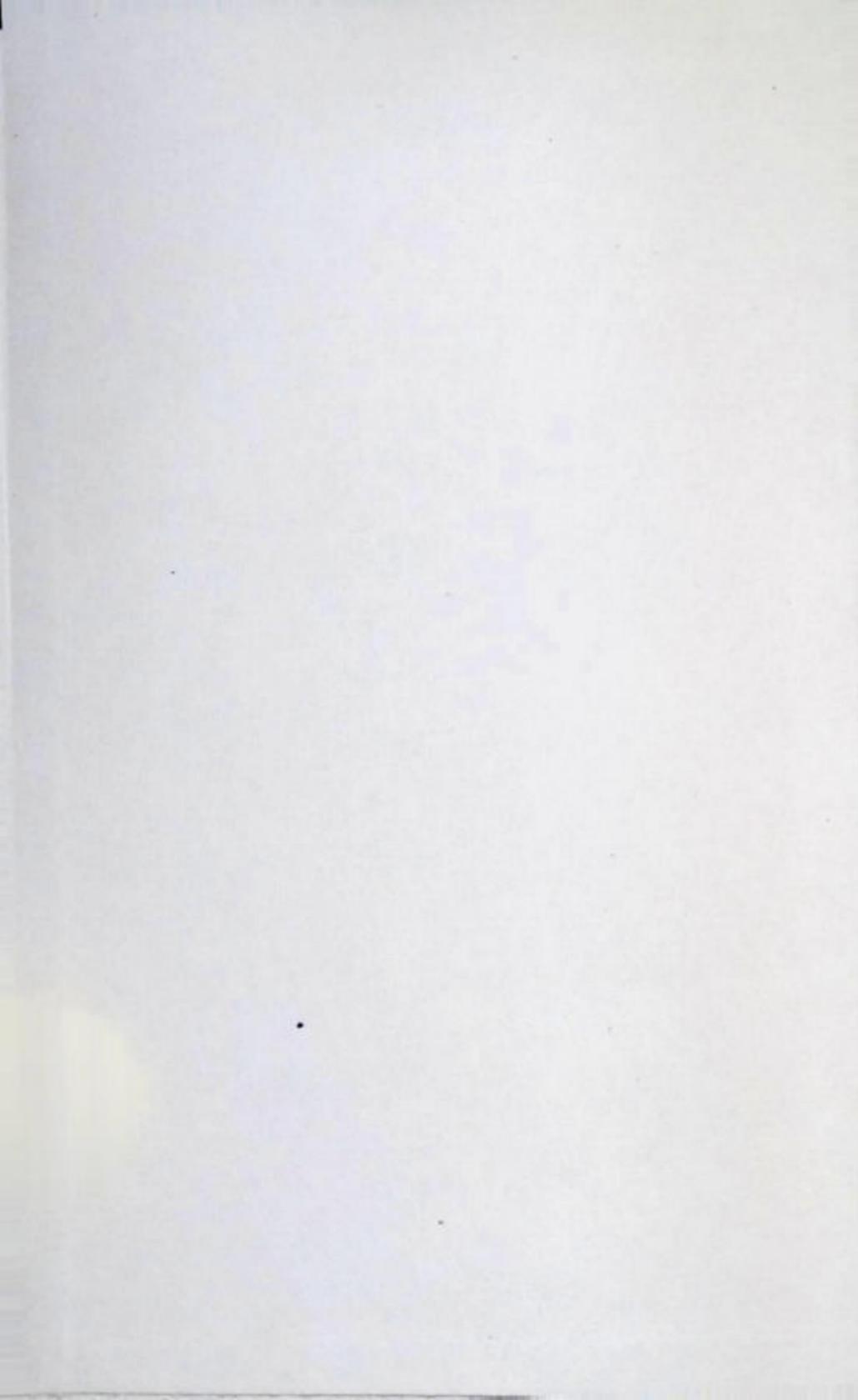


А. О. СПИВАКОВСКИЙ, И. Ф. ГОНЧАРЕВИЧ

ВИБРАЦИОННЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «НАУКА»

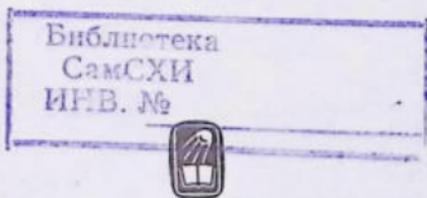


АКАДЕМИЯ НАУК СССР
ОТДЕЛЕНИЕ ГЕОЛОГИИ, ГЕОФИЗИКИ И ГЕОХИМИИ

А.О. СПИВАКОВСКИЙ, И. Ф. ГОНЧАРЕВИЧ

ББК
30.6
с-720

ВИБРАЦИОННЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ



ИЗДАТЕЛЬСТВО "НАУКА"
Москва 1983

Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины. — М.: Наука, 1983.

В книге изложены новейшие достижения в области применения вибрационных и волновых машин и вспомогательного оборудования, методы многокритериального оптимального их проектирования и эксплуатации. В аспекте прогноза и анализа перспектив развития рассмотрены волновые, вибрационно-импульсные, комбинированные и другие новые вибрационные транспортирующие устройства, вибрационные дробилки и другое вспомогательное оборудование.

Содержатся справочный материал и примеры расчета вибрационных транспортирующих машин.

Книга рассчитана на специалистов по вибрационной технике, аспирантов и студентов вузов.

Табл. 6. Ил. 60. Библиогр. 35 назв.

Ответственный редактор
член-корреспондент АН СССР А.В. ДОКУКИН

Александр Онисимович Спиваковский,
Игорь Фомич Гончаревич

ВИБРАЦИОННЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

*Утверждено к печати Отделением геологии, геофизики
и геохимии Академии наук СССР*

Редактор издательства Л.Ф. Данкова
Художник О.В. Камасв. Художественный редактор С.А. Лигвак
Технические редакторы И.М. Бурова, И.И. Джюева
Корректор Е.Н. Сафронникова

ИБ № 27634

Подписано к печати 18.11.83. Т — 17796. Формат 60 х 90 1/16
Бумага для глубокой печати. Печать офсетная. Усл.печл. 18,0. Усл.кр.-отт. 18,0
Уч.-издл. 20,8. Тираж 1450 экз. Тип. зак. 841. Цена 3 р. 60 к.

Издательство "Наука", 117864 ГСП-7, Москва В-485, Профсоюзная ул., д. 90
Ордена Трудового Красного Знамени 1-я типография издательства "Наука",
199034, Ленинград, В-34, 9-я линия, 12

ОТ РЕДАКТОРА

За последние годы наблюдается стремительное развитие транспортной и вспомогательной вибрационной техники. Наряду с традиционными вибрационными транспортирующими установками, работающими при небольших нагрузках, получили широкое распространение в промышленности устройства, которые эксплуатируются под завалом: вибрационные установки для выпуска руды, мощные вибрационные питатели для подачи насыпных грузов из бункеров и др.

Принцип вибрационного перемещения находит самое широкое применение в разнообразных устройствах, разрабатываются все более эффективные режимы работы вибрационных транспортирующих машин, появляются комбинированные машины, объединяющие вибрационные и невибрационные принципы транспортирования. Созданы машины с волновыми движениями рабочего органа.

Немалую роль в расширенном внедрении принципов вибрационного и волнового транспортирования в самые разнообразные машины, установки и приборы сыграли работы авторов, глубоко вскрывшие физические основы процессов вибрационного и волнового транспортирования, и разработанная ими теория и методы расчета процессов вибрационного транспортирования на базе инерционных упруговязкопластичных феноменологических моделей перемещаемой среды и объектов.

В настоящей книге дальнейшее развитие получила теория вибрационного и волнового транспортирования, подъема, выпуска и перемещения насыпных грузов, многофазных сред и элементов механизмов. Впервые излагаются методы оптимального многокритериального проектирования транспортирующих машин и вспомогательных устройств вибрационного принципа действия.

Излагаемый материал отличается широкими аспектами приложения — это системы нагрузка-вибромашина-двигатель, волновые транспортирующие установки, виброимпульсные самоходные машины, вибрационные и волновые двигатели, вибродробилки, виброподъемники многофазных сред и т.д. Причем для всего этого многообразия вибрационных и волновых устройств авторы выявили общие физические основы работы, разработали обобщенную теорию и методы расчета конкретных объектов.

В связи с изложенным монография представляет непосредственный интерес практически для всех специалистов в области вибрационной техники независимо от узкой их специальности.

Вибрационные транспортирующие машины находят применение в различных отраслях и сферах горного производства: в рудной и угольной промышленности, при добыче нерудных материалов, на карьерах, в шахтах и на обогатительных фабриках. Должно обратить внимание на особенности внедрения вибротехники в рудную и угольную промышленности. Если внедрение вибротехники в рудную промышленность осуществляется сравнительно просто и идет достаточно высокими темпами, так как при существующих недостатках современные средства механизации оказываются неконкурентноспособными с новой вибрационной техникой (или ею вообще заменялся ручной труд), то применение вибротранспортной техники в угольной промышленности, оснащенной высокоэффективными комплексами и доставочными механизмами, происходит в более ограниченных масштабах, не считая обогатительных фабрик.

В соответствии с производственным назначением различают транспортирующие и подъемные, погрузочные, бункерующие и транспортно-технологические вибрационные машины, а также вспомогательное вибрационное оборудование.

К первому типу машин относятся вибрационные конвейеры с прямолинейным и винтовым грузонесущим органом, а также виброподъемники других конструкций, которые наряду с насыпными грузами могут осуществлять подъем шламов и жидкостей. Вибрационные конвейеры в универсальном исполнении для перемещения насыпных и штучных грузов — наиболее распространенный тип вибрационных транспортирующих машин. Они характеризуются большим разнообразием принципиального и конструктивного устройства, выпускаются на различную производительность.

Для подъема грузов используются вибрационные конвейеры с винтовым грузонесущим органом; разработаны виброподъемники с прямолинейным грузонесущим органом. При оборудовании их клапанами они эффективно поднимают жидкости и шламы. При подъеме таких трудно-транспортируемых сред, как шламы, виброподъемники чрезвычайно эффективны, так как подвергаются незначительному износу. Они могут успешно использоваться для подъема шламовых и шахтных вод на ограниченную высоту на обогатительных фабриках и в шахтах.

Специальные типы тяжелых вибрационных конвейеров являются составной частью погрузочно-доставочных комплексов для транспортировки руды от блоков к рудоспускам и перегрузочным пунктам. Перспективно применение вибрационных конвейеров при транспортировании угля по бремсбергам и коротким выработкам, для доставки складочного материала на небольшие расстояния.

Кроме того, в угольной промышленности существует область применения вибрационных конвейеров специального исполнения, в частности самозагружающихся с торца, для механизации погрузки и транспорта при проходке выработок и загружающихся с борта — для механизированных комплексов, легких переносных конвейеров для горноспасательной службы и т.д. Вибрационные конвейеры с винтовым грузонесущим органом тяжелого типа могут использоваться на железорудных горно-обогатительных комбинатах для возврата циркуляционной нагрузки в дробилки.

К числу вибрационных погрузочных машин относятся вибрационные питатели, питатели-грохоты, установки для выпуска и погрузки руды

из блоков и рудоспусков; самоходные машины для погрузки насыпных грузов из штабеля, включающие устройства с рабочим органом чисто вибрационного действия, а также комбинированного — с виброковшом, вибрирующим основанием и нагребающими лапами или гребком. В ковшевых погрузочных машинах колебания сообщаются всему ковшу или только его передней кромке. В погрузочных машинах с нагребающими рычагами-лапами колебания передаются носку опорной плиты, на которую производится нагребание материала. В гребковых машинах с верхним захватом вибрирующим органом является гребок.

В рассмотренных комбинированных погрузочных машинах вибрация способствует снижению усилий захвата и перемещения груза и повышению производительности. Однако наличие в комбинированных машинах приводов и рабочих элементов механической и вибрационной систем существенно усложняет конструкцию и не всегда целесообразно. В некоторых условиях эксплуатации нужны, например, очень простые, легкие и мобильные погрузочные машины; в рудной промышленности, где разрабатываются высокоабразивные руды, желательно иметь погрузочные машины, рабочие органы которых были бы в малой степени подвержены износу. Для этих условий эксплуатации и подобных им создаются чисто вибрационные погрузочные машины простой конструкции, рабочий орган которых выполнен в виде вибрирующего желоба, загружающегося с торца.

Особенностью вибрационных питателей является то, что они работают в условиях давления на них столба материала, находящегося в бункере (дучке). Вибрационные питатели-грохоты при выгрузке насыпных грузов из бункеров и промежуточных емкостей производят разделение их по крупности. Питатели и питатели-грохоты имеют широкое применение на обогащательных фабриках, в перегрузочных и дробильно-погрузочных пунктах.

Одним из основных звеньев циклично-поточной и поточной технологии открытого способа разработки является непрерывный транспорт полезного ископаемого и вскрыши. Для обеспечения бесперебойной работы транспортных комплексов на открытых работах необходимы высокопроизводительные погрузочные и перегрузочные устройства, обеспечивающие оптимальные условия пересыпки грузов с одной транспортирующей установки на другую. Весьма успешно эта задача может быть решена с использованием быстроходных вибрационных питателей-грохотов. Эффективная работа, а в ряде случаев и просто возможность применения конвейерного транспорта предусматривают получение кондиционного с точки зрения условий транспортирования куска транспортируемого груза. Отсюда возникает необходимость в создании передвижных дробильно-погрузочных комплексов для карьеров с вибрационными дробилками и питателями-грохотами.

При подземной разработке рудных месторождений вибротранспортирующие машины используются для механизации таких основных работ, как выпуск, доставка и погрузка руды. При этом существенно повышается производительность этих процессов, возрастает безопасность работ, улучшается качество выпущенной руды, облегчается разделка негабарита. Ведутся работы по созданию и внедрению виброустановок для выпуска

заснеженной руды из карьерных рудоспусков. Вибрационные установки для выпуска и погрузки руды в настоящее время насчитывают десятки типоразмеров и находят широкое применение на многих рудниках страны, перерабатывая в год десятки миллионов тонн руды. Используются установки с жестким и упругим рабочим органом, так называемые виброленты, совершающие волновые колебания. Ведутся работы по применению подобных установок в угольных шахтах.

К вибробункерующим машинам относятся погрузочно-бункерующие машины, бункер-конвейеры и бункерные поезда. Машины этого типа были опробованы в виде опытно-промышленных образцов и пока промышленного внедрения не имеют.

Вибрационные транспортно-технологические машины создаются на базе вибрационных конвейеров с прямолинейным или винтовым грузонесущим органом. В процессе транспортирования они осуществляют технологическую обработку перемещаемого продукта, такую, как сушка, обеспыливание, рассев по крупности, смещение, гранулирование и многие другие технологические операции.

Наиболее разнообразными являются вспомогательные вибрационные устройства. В число вспомогательных вибрационных устройств входят дозаторы (весовые, объемные) для регулируемой подачи насыпных грузов, бункерные питатели для подачи и ориентирования штучных грузов (находят применение на машиностроительных заводах для подачи заготовок к обрабатывающим станкам), уплотнители насыпных грузов, разгрузчики думпкаров и рудничных вагонеток, рыхлители смерзшихся и слежавшихся грузов, вибрационные дробилки для подготовки горной массы к транспортировке ленточными конвейерами и пневмозакладочными установками, очистители грузовых емкостей и рудничных вагонеток от налипших грузов, побудители и выпускные устройства для бункеров и течек, устройства для очистки конвейерной ленты, загрузочные устройства для пневматических закладочных машин, заборные устройства для гидротранспортных установок.

Применение вспомогательного вибрационного оборудования приносит предприятиям значительные экономические выгоды. Например, дробление негабарита вибрационными дробилками в комплексах циклично-поточной технологии открытых горных работ и подготовка горной массы к транспортированию ленточными конвейерами обеспечивают повышение производительности транспортирующих установок за счет увеличения поточной погрузки и снижают износ дорогостоящей конвейерной ленты.

Интенсификация процессов разгрузки и очистки подвижного состава локомотивного транспорта и кузовов автосамосвалов, а также уплотнение загружаемых в них грузов способствуют увеличению пропускной способности транспорта. Так, при уплотнении некоторых перевозимых насыпных грузов в процессе погрузки и последующей после разгрузки вибрационной очистки транспортных средств возможно увеличение полезной емкости подвижного состава (до 15–20%). Виброразгрузочные устройства ускоряют процесс разгрузки и тем самым способствуют повышению оборачиваемости транспортных средств.

Виброразгрузочные, виброочистительные и виброуплотнительные установки имеют много общего по своему принципиальному устройству.

Виброразгрузчики и виброочистители, как правило, выполняются в одном агрегате. Вибрационный способ интенсификации разгрузки насыпных грузов заключается в том, что при помощи специального вибровозбудителя кузову вагона (вагонетки) сообщается вибрация.

Специальными виброустройствами колебания могут сообщаться также непосредственно насыпному грузу, минуя кузов вагона. При этом под воздействием вибрации силы сцепления между налипшим материалом и стенками кузова, а также внутреннее трение и сцепление отдельных частиц насыпного материала значительно ослабевают. Сыпучий материал, находящийся в вагоне, при достаточно интенсивных колебаниях становится более текучим и быстро разгружается самотеком. Увеличению скорости разгрузки способствуют также силы инерции, возникающие при вибрации кузова.

При действии виброрыхлителей смерзшийся монолитный груз разрушается по плоскостям смерзания. Разгрузка смерзшихся материалов, как правило, требует значительно более мощного виброоборудования и более интенсивных колебаний. Наиболее эффективными оказываются виброударные устройства.

В транспортных средствах насыпные грузы уплотняются вследствие уменьшения сил трения между отдельными частицами материала при вибрировании и действии на них силы тяжести. Большое значение имеет равномерность размещения насыпных материалов в кузове железнодорожных вагонов, думпкаров и рудничных вагонеток. В связи с наличием неодинаковых по крупности и форме кусков в перевозимом грузе и при произвольном их размещении объем кузова используется неполностью.

При применении виброуплотнителей груз располагается более равномерно, уплотняется и, таким образом, полезная емкость кузова увеличивается, создается возможность сократить подвижной состав или повысить пропускную способность рельсового транспорта. В настоящее время виброуплотнители довольно широко применяются на подземных погрузочных пунктах шахт, однако нет принципиальных трудностей для их внедрения и на железнодорожном транспорте.

1.2. ПРОЦЕССЫ И РЕЖИМЫ ВИБРАЦИОННОГО И ВОЛНОВОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

В практике горного производства осуществляется вибрационное перемещение как штучных, так и массовых грузов, которые в общем случае могут представлять собой многофазные среды: твердое—газ (ТГ), твердое—жидкость—газ (ТЖГ). Физические основы вибрационного перемещения всех грузов в основе своей одинаковы, однако на транспортирование массовых грузов, особенно представляющих собой многофазные среды, действует много специфических факторов, которые существенно усложняют явление.

В настоящее время реализованы следующие процессы, связанные с вибрационным перемещением грузов: вибрационное транспортирование, вибрационный подъем, вибрационная погрузка, вибрационный выпуск из емкостей и вибрационное бункерование; примыкает к вибрационному перемещению волновое транспортирование (рис. 1).

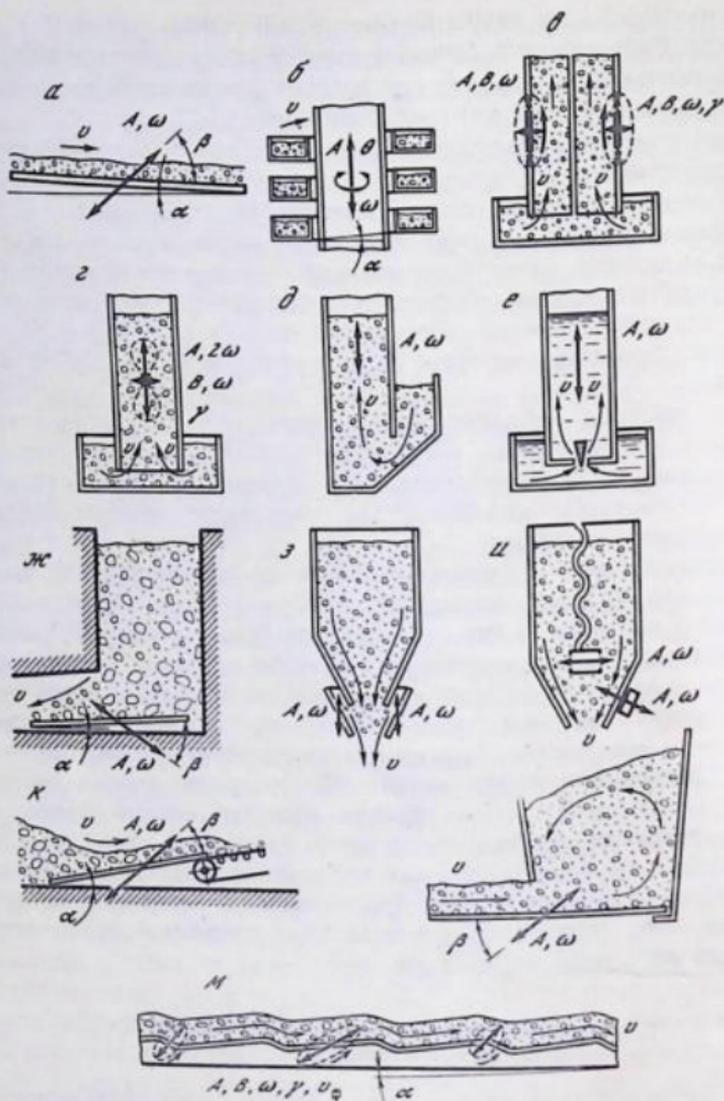


Рис. 1. Процессы, основанные на вибрационном и волновом перемещении
 а – вибрационное транспортирование; б – вибрационный подъем по винтовому грузонесущему органу; в–г – вибрационный подъем по прямолинейному грузонесущему органу; ж–и – вибрационный выпуск; к – вибрационная погрузка; л – вибрационное бункерование; м – волновое транспортирование

На рис. 1 приняты следующие обозначения: A и B – амплитуды линейных составляющих колебаний грузонесущего органа; θ – амплитуда угловых колебаний грузонесущего органа; ω – угловая частота колебаний; β – угол вибрации; α – угол наклона грузонесущего органа.

Вибрационное транспортирование (рис. 1, а), осуществляющееся за счет продольно-поперечных колебаний грузонесущего органа, составляет основу всех прочих процессов, и его закономерности в значительной степени опре-

деляют характер их протекания. Вибрационный подъем по винтовому грузонесущему органу (рис. 1, б) тождествен процессу вибрационного транспортирования по наклонному грузонесущему органу, однако достигается за счет вертикальных прямолинейных и крутильных колебаний вокруг центральной оси грузонесущего органа. Вибрационный подъем по прямолинейному грузонесущему органу при тех же физических основах процесса отличается лишь особенностями воздействия силы тяжести и режимом работы.

В установке, выполненной по схеме рис. 1, в, грузонесущий орган состоит из двух половин, совершающих эллиптические колебания, и обегающих траекторий в противоположные стороны. В установке по схеме рис. 1, г грузонесущий орган совершает колебания по траектории в виде восьмерки, причем на закруглениях он всегда движется вверх. Грузонесущий орган установки по схеме рис. 1, д совершает вертикальные колебания, и транспортирование груза достигается за счет подпора из загрузочной емкости. Для транспортирования жидкостей и многофазных сред ТЖ грузонесущий орган, совершающий вертикальные колебания, на загрузочном конце оборудуется клапаном (рис. 1, е).

Вибрационная погрузка (рис. 1, ж) и вибрационный выпуск (рис. 1, з) имеют ту особенность, что грузонесущий орган взаимодействует в первом случае со штабелем груза в свободной насыпке и во втором — с массой груза, находящегося в замкнутой емкости. Колебания рабочего органа в обоих случаях осуществляются так же, как и при вибротранспортировании. Процесс вибрационного бункерования (рис. 1, и), связанный с накоплением и подъемом массы транспортируемого груза в емкости у преграды, установленной на его пути, осуществляется при поперечно-продольных колебаниях днища емкости.

Волновое транспортирование достигается за счет продольных и поперечных стоячих или бегущих волн на транспортирующей поверхности (рис. 1, к). При этом имеют значение конфигурация волны и соотношение скорости транспортирования и скорости распространения бегущих волн. Кроме перечисленных, находят применение также комбинированные процессы транспортирования: вибрационно-тяговый, вибропневматический, вибромагнитный, а также волновой гидравлический.

Принимая во внимание, что физические основы рассматриваемых процессов имеют много общего и различаются лишь в деталях, рассмотрим подробно закономерности процесса вибрационного транспортирования, как основного, и остановимся на отличительных особенностях вибрационного подъема, погрузки, выпуска и бункерования, а также процесса волнового транспортирования.

Грузонесущий орган вибрационной транспортирующей машины в процессе работы совершает колебания того или иного вида. При этом он периодически изменяет направление своего движения, перемещаясь то в направлении транспортирования, то в противоположном. Транспортирование по колеблющемуся органу (вибрационное транспортирование) осуществляется за счет использования сил инерции груза и сил его трения о транспортирующую поверхность¹.

¹ Ниже будут рассмотрены специальные и комбинированные транспортирующие установки, в которых на груз, кроме указанных, действуют дополнительные силы.

Для обеспечения направленного перемещения по колеблющемуся грузонесущему органу необходимо наличие асимметрии сил инерции и сил трения, действующих на транспортируемый груз в процессе возвратно-поступательных движений грузонесущего органа. Асимметрия периодических сил обуславливает появление направленной результирующей движущей силы и обеспечивает направленное (в среднем) транспортирование груза, включающее возвратно-поступательные его перемещения совместно с грузонесущим органом.

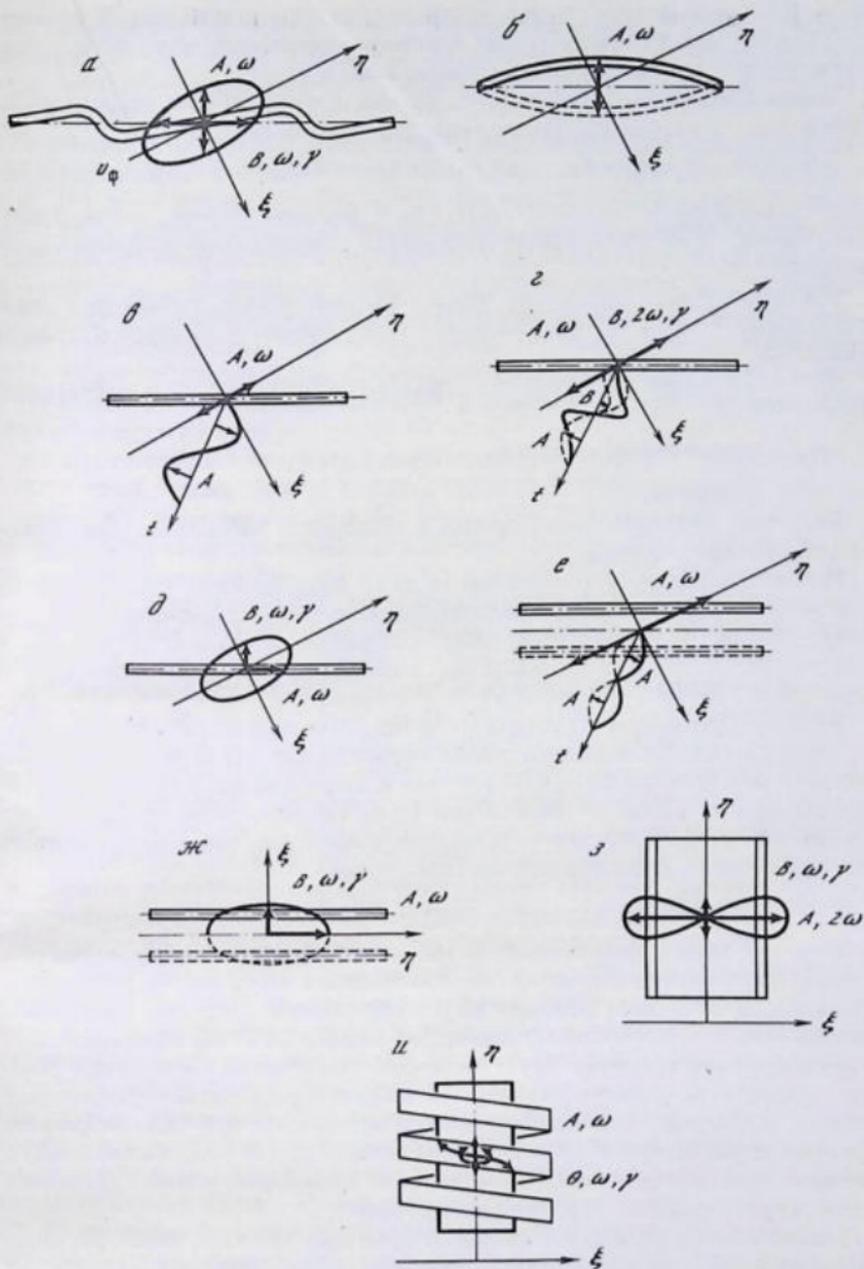
В целом перемещение груза носит пульсирующий характер. При этом, чем больше степень асимметрии, тем меньше периодическая составляющая перемещения груза и тем выше эффективность процесса транспортирования. Желательным является такой режим вибротранспортирования, в котором исключается обратное движение груза и последний перемещается лишь в направлении транспортирования. Это достигается в том случае, когда амплитудная скорость периодической составляющей не превышает скорости транспортирования (скорость постоянной составляющей).

Вибрационное перемещение может осуществляться при асимметрии сил инерции, асимметрии сил трения и асимметрии тех и других. Известно несколько способов создания асимметричного воздействия грузонесущего органа на перемещаемый груз.

Асимметрия сил сухого трения достигается путем изменения тем или иным способом нормальной реакции груза на грузонесущий орган или коэффициента трения при движении его в прямом и обратном направлениях. Асимметрия сил вязкого трения обеспечивается применением несимметричных скоростных диаграмм перемещения грузонесущего органа или изменением коэффициента трения на различных этапах движения: асимметрия инерционных воздействий — сообщением грузонесущему органу движения с разными ускорениями на различных этапах движения груза. На практике в целях достижения наибольшей эффективности процесса транспортирования зачастую используются различные комбинации рассмотренных методов. Таким образом, разнообразие режимов вибротранспортирования обуславливается в основном применением различных способов достижения указанной цели — создания асимметрии движущих сил.

В последнее время получают применение транспортирующие установки, в которых перемещение груза осуществляется по грузонесущему органу, совершающему волновые колебания. Могут возбуждаться стоячие и бегущие волны, вдоль, поперек транспортирующей поверхности или в обоих направлениях одновременно. Волновое перемещение является более общим случаем транспортирования, чем вибрационное. С позиций волнового транспортирования вибрационное представляет частный случай, когда длина грузонесущего органа мала по отношению к длине волны.

В существующих в настоящее время установках преимущественно используются те же принципы транспортирования, что и в вибрационных. Однако возможности волновых установок в части разнообразия режимов транспортирования во много раз превышают то, что используется в вибрационных установках. Основными особенностями транспортирования волновыми установками являются зависимость режима взаимодействия груза с транспортирующей поверхностью от отношения скорости его движения к скорости распространения волны, наличие продольных деформаций слоя



Р и с. 2. Режимы вибрационного и волнового транспортирования

Волны: а – бегущие продольно-поперечные; б – поперечные стоячие. Колебания: в – прямолинейные гармонические; г – прямолинейные полигармонические; д – эллиптические; е – полуволновые прямолинейные гармонические; ж – полуволновые эллиптические; з – двухкомпонентные полигармонические; и – прямолинейно-крутильные

груза и влияние конфигурации волны на процесс перемещения. В установках, реализующих стояние волны, амплитуда колебаний меняется по длине грузонесущего органа, становясь равной нулю в узлах.

Закон движения грузонесущего органа, совершающего продольные и поперечные волновые движения, имеет вид (рис. 2, а)

$$y = A_y \sin(\omega t - kx + \gamma), \quad x = A_x \sin(\omega t - kx),$$

где k — волновое число, $k = \omega/v_\phi$; v_ϕ — фазовая скорость распространения волны; γ — угол сдвига фаз между продольными и поперечными волнами.

Из приведенных выражений видно, что фаза волны зависит не только от времени t , но и от координаты x и определяется фазовой функцией $(\omega t - kx)$.

Закон движения грузонесущего органа со стоячими волнами имеет вид (рис. 2, б)

$$y = A_y \sin \omega t \cos(\alpha^* - kx),$$

где α^* — константа.

Волновые движения используются в установках виброленты, применяющихся для выпуска руды.

Наиболее широкое применение находят вибрационные транспортирующие машины, работающие в режиме прямолинейных гармонических колебаний. На них грузонесущий орган совершает колебания, направленные под углом $(\beta \pm \alpha)$ к продольной оси, с амплитудой A и круговой частотой ω ($\omega = 2\pi n$) по закону (рис. 2, в) $\eta = A \sin \omega t$.

Угол β , образуемый горизонталью и направлением колебаний, называется углом вибрации. В общем случае грузонесущий орган может быть расположен не горизонтально, а с некоторым наклоном или подъемом, характеризующимся углом α . Вследствие того, что колебания грузонесущего органа происходят под углом к его предельной оси, последний совершает как продольные, так и поперечные перемещения:

$$x = A \cos(\alpha + \beta) \sin \omega t, \quad y = A \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t.$$

Функции этих составляющих в процессе вибротранспортирования различные. Продольная составляющая обеспечивает перемещение груза вдоль грузонесущего органа, сообщая ему необходимую скорость, поперечная, увлекая его в колебательные движения, меняет характер взаимодействия с грузонесущим органом. Груз, постоянно находящийся в поле сил тяжести, оказывается подверженным также действию поля сил инерции, создающемуся вследствие колебаний грузонесущего органа. При этом вибрационное поле существует в пространстве, ометаемом транспортирующей поверхностью в процессе колебаний и действует на транспортируемый груз только при наличии контакта с грузонесущим органом.

В простейшем случае безотрывного движения действия полей сил инерции и сил тяжести суммируются, вследствие чего груз оказывается под пульсирующей нагрузкой, результатом которой является периодическое изменение его нормальной реакции на грузонесущий орган. Сила трения груза о грузонесущий орган, пропорциональная величине нормальной реакции и являющаяся движущей силой, также оказывается переменной.

При наличии отрыва груза от транспортирующей поверхности картина усложняется: на участке свободного движения на груз действуют только силы тяжести, при падении на грузонесущий орган — силы соударения и силы инерции.

Возможен безотрывный режим вибротранспортирования груза¹ и режим с подбрасыванием. Режимы второго типа могут реализоваться вследствие того, что связь груза с грузонесущим органом является "неудерживающей", т.е. грузонесущий орган препятствует перемещению груза перпендикулярно к его поверхности лишь навстречу ему, движению груза в противоположном направлении препятствуют только силы тяжести и силы инерции. При колебаниях груза совместно с грузонесущим органом на него в направлении транспортирования, кроме сил трения о транспортирующую поверхность, действуют также пульсирующие силы инерции. Перемещение груза по грузонесущему органу формируется в результате совместного воздействия сил инерции и трения.

При движении грузонесущего органа из нейтрального положения вперед и вверх сила трения между транспортирующей поверхностью и грузом увлекает его в движение совместно с грузонесущим органом. При этом перпендикулярная составляющая сил инерции направлена против сил тяжести, что уменьшает нормальную реакцию груза на грузонесущий орган. В то же время продольная составляющая сил инерции стремится преодолеть силы трения груза о транспортирующую поверхность и сдвинуть его относительно грузонесущего органа.

При движении грузонесущего органа из нейтрального положения вперед и вверх преобладают тенденции уменьшения силы трения и увеличения сдвигающих груз сил. Как только сдвигающие силы превысят силы трения, груз начнет перемещаться относительно грузонесущего органа. С этого момента сила трения, являющаяся на участке совместного перемещения движущейся, превращается в тормозящую. Груз будет двигаться относительно грузонесущего органа до тех пор, пока он не расходует на преодоление сил трения о поверхность грузонесущего органа всю свою энергию. Затем начнется его совместное движение с грузонесущим органом.

При движении грузонесущего органа от нейтрального положения назад и вниз нормальная реакция груза превышает статическую, и силы инерции, действующие в плоскости транспортирования, при правильном подборе значений угла вибрации, частоты и амплитуды колебаний оазываются недостаточными для преодоления сил трения о транспортирующую поверхность. Груз движется совместно с грузонесущим органом.

В данном случае была рассмотрена простейшая схема безотрывного движения груза. На практике реализуются более сложные режимы вибротранспортирования с частичным скольжением груза в обратном направлении, периодическими его остановками и т.д. Целью рассмотренного примера было лишь пояснение физической сущности процесса вибротранспортирования в безотрывных режимах при прямолинейных гармонических колебаниях грузонесущего органа.

¹ В данном случае под безотрывным понимается такой режим, когда груз не теряет контакта с транспортирующей поверхностью, в режимах с подбрасыванием груз периодически теряет контакт с транспортирующей поверхностью.

В тех случаях, когда амплитудное значение вертикальной составляющей ускорения грузонесущего органа превышает ускорение силы тяжести, могут устанавливаться режимы транспортирования с периодическими подбрасываниями груза и потерей контакта с транспортирующей поверхностью. В режимах с подбрасыванием стремятся обеспечить такой характер транспортирования, чтобы при движении грузонесущего органа в направлении, противоположном направлению транспортирования, груз находился во взвешенном состоянии. При этом отсутствует сила трения, которая могла бы препятствовать его перемещению в направлении транспортирования.

При полигармонических колебаниях (в простейшем случае бигармонических) за счет надлежащего подбора угла сдвига фаз гармоник можно обеспечить асимметричное ускорение грузонесущего органа. В связи с этим в режиме прямолинейных полигармонических колебаний вибротранспортирование может осуществляться при постоянных силах трения лишь за счет асимметрии инерционных воздействий. Примером могут служить вибрационные транспортирующие машины с продольными бигармоническими колебаниями грузонесущего органа.

Хотя полигармонические режимы с продольными колебаниями и обеспечивают транспортирование груза, тем не менее эти режимы нельзя признать достаточно эффективными. Вследствие отсутствия поперечных колебаний не обеспечивается уменьшение сил трения, поэтому велики непроизводительные затраты энергии в процессе вибротранспортирования. Полигармонические колебания могут сообщаться грузонесущему органу и под некоторым углом, как в машинах с гармоническими колебаниями. При этом создается пульсация сил трения, что позволяет достичь большей степени асимметрии действующих усилий и повысить эффективность процесса вибротранспортирования.

Вследствие того что при полигармонических колебаниях транспортирование может осуществляться при неизменных силах трения, эти режимы эффективны при перемещении грузов, у которых вязкое трение преобладает над сухим. В установках, в которых перемещение осуществляется лишь изменением сил трения за счет нормальной реакции, транспортирование указанных грузов затруднено или вообще невозможно, так как силы вязкого трения не зависят от величины нормальной реакции.

В установках с асимметричными скоростными диаграммами возможно перемещать такие среды, взаимодействие которых с грузонесущим органом происходит только посредством сил вязкого трения.

Грузонесущий орган полигармонической (n гармонических составляющих) вибрационной транспортирующей машины совершает продольные или направленные под углом колебания по закону (рис. 2, z)

$$\eta = A \left[\sin \omega t + \frac{1}{\xi_2} \sin(2\omega t + \gamma_2) + \dots + \frac{1}{\xi_n} \sin(n\omega t + \gamma_n) \right],$$

где ξ_2, \dots, ξ_n — соотношения между амплитудами первой и высших гармоник, $\xi_2 = A_2/A, \dots, \xi_n = A_n/A$; $\gamma_2, \dots, \gamma_n$ — углы сдвига фаз гармоник.

Из рассматриваемого класса вибрационных транспортирующих машин наибольшее применение находят установки, работающие в режиме бигармонических колебаний. Продольные и поперечные составляющие колебаний

грузонесущего органа в бигармоническом режиме соответственно равны

$$x = A \cos(\alpha + \beta) \left[\sin \omega t + \frac{1}{\xi_2} \sin(2\omega t + \gamma_2) \right],$$

$$y = A \sin(\alpha + \beta) \left[\sin \omega t + \frac{1}{\xi_2} \sin(2\omega t + \gamma_2) \right].$$

Полигармонические колебания грузонесущего органа вибрационных транспортирующих машин реализуются при ударных режимах. В этом случае первая гармоника колебаний грузонесущего органа создается обычным гармоническим приводом, а высшие гармоники возбуждаются при ударах грузонесущего органа о жесткие упругие элементы, называемые буферами.

Грузонесущие органы обычных вибрационных транспортирующих машин, предназначенных для перемещения труднотранспортируемых грузов (налипающих, плохо пропускающих воздух), оборудуются ударными устройствами, приводимыми в действие колебаниями самой машины. Поличастотные колебания грузонесущего органа могут быть получены и при помощи специального поличастотного привода эксцентрикового, гидравлического, электромагнитного или инерционного. Экспериментальные исследования показывают, что полигармонические режимы колебаний улучшают перемещение некоторых труднотранспортируемых грузов. Следует учитывать, однако, что вибрационные транспортирующие машины в режиме полигармонических колебаний работают при повышенном уровне динамических нагрузок.

В вибрационных транспортирующих машинах с эллиптическими колебаниями траектория движения грузонесущего органа формируется как результат сложения двух взаимно перпендикулярных прямолинейных гармонических колебаний с одной частотой и некоторым сдвигом фаз. При этом конфигурация эллипса, направление его обегания, длины и наклон осей определяются амплитудами A и B составляющих колебаний и углом сдвига фаз между ними (рис. 2, δ):

$$x = A \sin \omega t, \quad y = B \sin(\omega t + \gamma).$$

Траекторией грузонесущего органа будет эллипс, конфигурация которого существенно зависит от угла сдвига фаз между составляющими и может меняться от прямолинейной до круговой. Таким образом, прямолинейные колебания являются лишь частным случаем эллиптических. При этом угол наклона оси эллипса к горизонту и соотношение осей эллипса определяются выражениями

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{2AB}{A^2 - B^2} \cos \gamma, \quad \frac{a}{b} = \left\{ \frac{A^2 + B^2 + [(A^2 + B^2) - 4A^2 B^2 \sin^2 \gamma]^{1/2}}{A^2 + B^2 - [(A^2 + B^2) - 4A^2 B^2 \sin^2 \gamma]^{1/2}} \right\}^{1/2}.$$

Направление обегания эллипса без изменения его конфигурации достигается изменением угла сдвига фаз с $+\gamma$ на $-\gamma$.

Как уже отмечалось выше, процесс вибротранспортирования формируется под воздействием продольной и поперечной составляющих колебаний грузонесущего органа. Вследствие наличия двух независимых состав-

ляющих при эллиптических колебаниях грузонесущего органа расширяются возможности получения разнообразных режимов вибротранспортирования и повышения их эффективности. В ряде случаев колебания грузонесущего органа в эллиптических режимах обеспечивают более высокие скорости транспортирования, чем достигаемые при прямолинейных режимах. Вибрационные транспортирующие машины, работающие в режиме эллиптических колебаний, допускают реверсирование направления транспортирования путем изменения фазы одной из составляющих или изменением направления вращения привода. В последнем случае большая ось эллипса должна быть совмещена с плоскостью грузонесущего органа.

Находят применение вибрационные транспортирующие машины, работающие в режиме полуволновых прямолинейных и эллиптических колебаний. В вибрационных транспортирующих машинах с полуволновыми прямолинейными колебаниями вследствие наличия двух совмещенных (колосниковых) грузонесущих органов, движущихся в противофазе, рабочей частью траектории является положительная часть гармоники, имеющая удвоенную частоту.

Закон рабочего движения грузонесущего органа следующий (рис. 2, е):

$$\eta = \text{sign}(\sin \omega t) A \sin \omega t,$$

где

$$\text{sign}(\sin \omega t) = \begin{cases} +1 & \text{при } \sin \omega t > 0, \\ -1 & \text{при } \sin \omega t < 0. \end{cases}$$

При этом продольная и поперечная составляющие рабочего перемещения грузонесущего органа будут равны

$$x = \text{sign}(\sin \omega t) A \cos(\alpha + \beta), \quad y = \text{sign}(\sin \omega t) A \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t.$$

Вибрационные транспортирующие машины, работающие в режиме полуволновых прямолинейных гармонических колебаний, имея динамические достоинства конструкции, более эффективны при перемещении кусковых грузов толстым слоем. В вибрационных транспортирующих машинах, работающих в режиме прямолинейных гармонических колебаний, максимальная эффективность процесса вибротранспортирования достигается при углах полета груза в пределах 270–300°. В вибрационных транспортирующих машинах с полуволновыми прямолинейными гармоническими колебаниями та же эффективность может быть достигнута при углах полета груза, вдвое меньших. Вследствие этого создается возможность эффективного перемещения труднотранспортируемых грузов при меньших ускорениях грузонесущего органа. Следует отметить также, что вследствие воздухопроницаемости грузонесущего органа таких вибротранспортирующих машин в них отсутствуют нежелательные аэродинамические сопротивления, снижающие скорость транспортирования.

Вибрационные транспортирующие машины с полуволновыми эллиптическими колебаниями грузонесущего органа по принципиальному устройству подобны уже рассмотренным. Отличие их состоит лишь в том, что грузонесущие органы совершают не прямолинейные, а эллиптические колебания. При этом рабочей частью траектории является верхняя часть эллипса.

Закон рабочего движения грузонесущего органа следующий (рис. 2, ж):

$$x = \text{sign}(\sin \omega t) A \sin \omega t, \quad y = \text{sign}(\sin \omega t) B \sin(\omega t + \gamma),$$

где

$$\text{sign}(\sin \omega t + \gamma) = \begin{cases} +1 & \text{при } 2k\pi \leq \omega t + \gamma \leq (2k+1)\pi, \\ -1 & \text{при } (2k+1)\pi \leq \omega t + \gamma \leq 2k\pi \quad (k - \text{целое число}). \end{cases}$$

В вибрационных транспортирующих машинах, работающих в режиме полуволновых эллиптических колебаний, грузонесущий орган на рабочем участке траектории движется только в направлении транспортирования. Это пока единственный тип вибрационных транспортирующих машин, у которых отсутствует (на рабочем участке траектории) периодическое движение грузонесущего органа в сторону, противоположную направлению транспортирования. Вследствие однонаправленного движения грузонесущего органа на рабочем участке траектории может быть повышена скорость вибротранспортирования. Создается также возможность транспортирования груза без интенсивного подбрасывания или без подбрасывания вообще, при достаточно высокой эффективности перемещения.

Указанная особенность вибрационных транспортирующих машин с полуволновыми эллиптическими колебаниями грузонесущего органа делает их применение весьма желательным, так как в отсутствие подбрасывания снижаются динамические нагрузки и увеличивается долговечность конструкции. Вибрационные транспортирующие машины рассматриваемого типа являются, по существу, единственным типом машин этого класса, пригодным для перемещения очень крупнокусовых грузов (кубометр и более).

Разработаны вибрационные транспортирующие машины с двухкомпонентными колебаниями, она из составляющих которых изменяется по бигармоническому закону. При таких колебаниях конфигурация траектории грузонесущего органа может быть весьма сложной и определяется составляющими колебаний и углом сдвига фаз между ними (рис. 2, з):

$$y = A \sin(2\omega t + \gamma), \quad x = B \sin \omega t.$$

Машины, работающие в таком режиме, могут осуществлять вертикальный подъем грузов на небольшую высоту. Грузонесущий орган вертикального виброподъемника, представляющий собой прямую трубу, совершает поперечные колебания на низкой частоте и продольные — с удвоенной частотой. Нижний конец грузонесущего органа опущен в емкость, в которой находится груз. При колебаниях груз, находящийся в грузонесущем органе, совершает сложные перемещения. Поперечные колебания обеспечивают периодическое прижатие транспортируемого груза то к одной, то к другой стенке грузонесущего органа. При этом создается сила трения, необходимая для осуществления процесса транспортирования. Перемещение груза осуществляется за счет продольных колебаний грузонесущего органа.

Особенность работы виброподъемника по сравнению с обычной вибрационной транспортирующей машиной заключается в том, что за один цикл колебаний груз дважды входит в контакт с грузонесущим органом. Поэтому принимается удвоенная частота продольных колебаний.

Сдвиг фаз между составляющими колебаний грузонесущего органа выбирается таким образом, чтобы в те моменты, когда груз прижат к стенке грузонесущего органа, последний перемещался вверх. Обратный ход грузонесущего органа происходит в моменты свободного движения груза. Зазор между столбом груза и стенками грузонесущего органа, являющийся необходимым условием для обеспечения свободного движения груза, образуется вследствие уплотнения груза при соударении с транспортирующей поверхностью. Препятствует образованию этого зазора подпор вышележащих слоев груза. В связи с этим при достижении определенной высоты подъема прекращается образование зазора. Видимо, это и является одной из причин, ограничивающих высоту подъема груза в таких виброподъемниках. При наличии зазора груз, заполняющий грузонесущий орган, поднимается вверх, а освободившееся место заполняют новые порции.

Отличие рассмотренного способа транспортирования от применяющегося в горизонтальных вибрационных конвейерах обуславливается различной ориентацией поля силы тяжести по отношению к грузонесущему органу. Если в вибрационных конвейерах груз прижимается к транспортирующей поверхности силами тяжести и вибрационное поле лишь регулирует степень этого прижатия, то в вибрационных подъемниках периодически прижатие груза к транспортирующей поверхности достигается направлено вдоль грузонесущего органа. Подобные двухкомпонентные бигармонические колебания могут применяться и в обычных вибрационных конвейерах.

В некоторых вибрационных машинах наряду с рассмотренными видами колебаний находят применение также крутильные колебания. Винтовой грузонесущий орган виброподъемника совершает вертикальные прямолинейные колебания вдоль своей оси и крутильные колебания вокруг нее. В результате траектории движения транспортирующих поверхностей весьма близки к винтовым или эллиптическим. Особенностью режима колебаний участков грузонесущего органа, находящихся на разном удалении от центральной оси. С учетом изложенного движения точки грузонесущего органа, находящейся на расстоянии R от центральной оси, описываются следующими зависимостями (рис. 2, u):

$$y = B \sin \omega t, \quad x_R = R \theta \sin(\omega t + \gamma),$$

где B — амплитуда колебаний грузонесущего органа вдоль оси y ; θ — амплитуда угловых колебаний вокруг центральной оси; γ — угол сдвига фаз между перемещениями y и x_R . Траекторией точек грузонесущего органа служит эллипс, уравнение которого имеет вид

$$\frac{y^2}{B^2} + \frac{x_R^2}{(\theta R)^2} - 2 \frac{yx_R}{B(\theta R)} \cos \gamma = \sin^2 \gamma.$$

Из приведенного уравнения видно, что конфигурация и величина эллипса, а также его расположение существенно зависят не только от угла сдвига фаз между составляющими, как в обычных вибрационных конвейерах, но и от расстояния рассматриваемой точки до центральной оси. Так, напри-

мер, при удалении точки от центральной оси траектория ее колебаний приобретает форму более крупного эллипса, по-иному расположенного в пространстве.

Длины полуосей и угол наклона эллипса определяются выражениями

$$\operatorname{tg} 2\beta = (2y\theta R \cos \gamma) / [-y^2 + (\theta R)^2],$$

$$a_R = \frac{\sqrt{2}y\theta R |\sin \gamma|}{\left[y^2 + (\theta R)^2 + \sqrt{[y^2 + (\theta R)^2]^2 - 4y^2(\theta R)^2 \sin^2 \gamma} \right]^{1/2}},$$

$$b_R = \frac{\sqrt{2}y\theta R |\sin \gamma|}{\left\{ y^2 + (\theta R)^2 - \sqrt{[y^2 + (\theta R)^2]^2 - 4y^2(\theta R)^2 \sin^2 \gamma} \right\}^{1/2}}.$$

В некоторых случаях оказывается, что даже применение специальных режимов колебаний грузонесущих органов вибрационных транспортирующих машин и дополнительных устройств не обеспечивает необходимых параметров транспортирования. Для решения этих особых транспортных задач создаются специальные комбинированные транспортирующие машины, в которых вибрационный принцип транспортирования сочетается с каким-либо другим.

Из числа комбинированных в настоящее время разрабатываются: вибрационно-тяговые, вибропневматические, виброгидравлические и вибромагнитные. В комбинированных транспортирующих машинах вибрация играет роль средства, снижающего сопротивление транспортированию, а перемещение груза осуществляется тяговым органом, аэродинамическим или гидравлическим напором, магнитным полем (в последнем случае груз должен быть магнитным или токопроводящим).

Разновидностью вибропневмотранспортных установок являются такие, в грузонесущем органе которых устанавливается второе перфорированное днище с пленочным покрытием. В пространство между днищами подается пульсирующая струя воздуха, обуславливающая колебания покрытия. Такие установки предназначены для транспортирования мелкодисперсных грузов, обладающих большим аэродинамическим сопротивлением. Во всех случаях вследствие возможности создания значительных движущих сил и большой скорости их приложения открываются возможности существенного повышения производительного транспортирования, во много раз большего, чем это достижимо при чисто вибрационном транспортировании.

Вибрационно-тяговый способ транспортирования как составная часть основного рабочего процесса находит применение в погрузочных машинах — ковшевых, с нагребными лапами и гребковых. Вибрация в них сообщается либо поверхности, по которой производится перемещение груза, либо самому рабочему органу, внедряющемуся в штабель насыпного груза. Разрабатываются также и вибрационно-тяговые конвейеры — виброскреповый и виброренточные. В первом случае вибрация сообщается решатакам, по которым тяговый орган перемещает груз, во втором — опорам ленты. Разработан ряд конструкций вибропневматических, виброгидравлических и вибромагнитных конвейеров.

Особенностью вибропневматического способа транспортирования является зависимость аэродинамического напора воздушной струи от квадрата относительной скорости движения груза. В случае вибромагнитного транспортирования движущая сила определяется положением груза относительно тягового электромагнита и режимом работы последнего.

Во всех комбинированных транспортирующих машинах для обеспечения эффективного процесса приложение тяговых усилий должно быть пульсирующим.

Создание комбинированных транспортирующих машин является одним из направлений в развитии современной вибротранспортной техники, так как в комбинированных вибротранспортирующих машинах достигается эффективное сочетание каждого из воздействий с использованием вибрации как средства снижения сопротивлений транспортированию.

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН И ПОДЪЕМНИКОВ

Классификация вибрационных транспортирующих машин и виброподъемников является наиболее общей, так как машины этого вида характеризуются наибольшим разнообразием типов и конструкций. Вибрационные машины другого назначения повторяют в той или иной степени схемы вибрационных транспортирующих машин или представляют их комбинацию.

Вибрационная транспортирующая машина состоит из колебательной системы, включающей некоторое число масс и упругих связей, а также вибропривод того или иного вида. Общим признаком вибрационных транспортирующих устройств, позволяющим отнести их к одному разряду машин, является колебательный характер движения грузонесущего органа, параметры которого определяются динамическими свойствами системы. К числу факторов, обуславливающих параметры движения машины, относятся: внешние нагрузки; устройство колебательной системы, зависящее от величины, числа и расположения колеблющихся масс, характеристики и жесткости соединяющих их упругих связей; внутренние сопротивления, а также кинематические и динамические характеристики вибропривода и источника энергии (двигателя).

Таким образом, вибрационная машина в эксплуатационных условиях представляет собой систему нагрузки — исполнительный орган — вибропривод — упругие связи — двигатель. Движение такой системы сопровождается сильными взаимодействиями между составляющими ее элементами. Так, перемещения грузонесущего органа определяет режим движения транспортируемого груза; в свою очередь, характер движения груза формирует нагрузки на грузонесущий орган и тем самым влияет на закономерности его движения.

Двигатель, с одной стороны, сообщает энергию виброприводу для поддержания колебаний грузонесущего органа на определенной частоте, а с другой — сам подвержен воздействию вибромашины, так как скорость его вращения устанавливается в соответствии с действующими сопротивлениями. Таким образом, режим работы зависит от свойств транспортируемого груза и величины нагрузки, а также мощности и характеристики источника энергии.

В связи с изложенным классификация вибрационных транспортирующих машин строится с учетом характера выполняемой работы и определяющихся ею внешних нагрузок на грузонесущий орган, устройства колебательной системы машины, типа вибропривода и создаваемой им возмущающей силы, а также вида упругих связей и характеристики двигателя.

Рассмотрим закономерности взаимодействия элементов системы на примере простой вибрационной системы. Вибрационная транспортирующая машина состоит из колебательной системы, включающей одну или несколько масс и соединяющие их упругие связи, характеризующиеся машиной или нелинейной жесткостью и вязкостью, а также из вибропривода, приводимого во вращение двигателем.

На колеблющуюся массу, являющуюся в данном случае грузонесущим органом машины, действуют нагрузки от транспортируемого груза, которые можно разложить на нормальную и тангенциальную. Кроме того, перемещению грузонесущего органа препятствуют внутренние сопротивления в упругих связях и элементах конструкции (конструкционное демпфирование). На грузонесущий орган действуют нагрузки от транспортируемого груза, определяющиеся массой груза и законом движения грузонесущего органа.

В общем случае груз может представлять собой самостоятельную колебательную систему (обычно систему с распределенными параметрами, которая, однако, в некоторых частных случаях может быть заменена эквивалентной дискретной системой); тогда нагрузки должны определяться как силы взаимодействия системы "груз" с системой "вибромашина". Кроме того, действуют восстанавливающие силы и силы сопротивления упругих связей, которые пропорциональны деформациям и скоростям их деформации, силы инерции, пропорциональные ускорению движения грузонесущего органа, и возмущающая сила, генерируемая виброприводом.

Привод вибрационной транспортирующей машины в установившемся режиме сообщает колебательное движение ее грузонесущему органу, создавая возмущающую силу, преодолевающую нагрузки перемещаемого груза и внутренние сопротивления, а также силы инерции колеблющихся масс или восстанавливающие силы упругих связей (в зависимости от настройки системы). Привод обеспечивает также предварительный разгон колеблющихся масс машины, сообщая им начальный запас кинетической энергии.

Колебательная система характеризуется рядом собственных частот, количество которых равно числу колеблющихся масс. Собственные частоты являются своего рода характеристикой индивидуальных свойств колебательной системы. Это значит, что если колебательную систему вывести из состояния равновесия, то она начнет совершать колебательные движения на собственных частотах.

Величина собственных частот колебательной системы определяется величиной ее масс и жесткостью упругих связей. При этом чем больше жесткость упругих связей и чем меньше колеблющиеся массы, тем выше частота собственных колебаний. Свободные колебания динамической системы сравнительно быстро затухают под воздействием внутренних сопротивлений (в данном случае рассматриваются колебания незагружен-

ной системы). Скорость затуханий свободных колебаний зависит от величины действующих сопротивлений, характеризующихся коэффициентами вязких сопротивлений упругой системы, и сопротивлений нагрузки.

Привод может вызвать в динамической системе колебательное движение с частотой, отличной от ее собственных частот. При этом, если вынужденная частота (частота, создаваемая приводом) ниже собственной частоты системы, такой режим работы машины называется дорезонансным, приводу, помимо сил сопротивления, приходится преодолевать восстанавливающие силы упругих связей. В том случае, когда вынужденная частота выше собственной, этот режим называется зарезонансным, привод преодолевает силы сопротивления и силы инерции колеблющихся масс.

Только при равенстве частот вынужденных и собственных колебаний в резонансном режиме восстанавливающие силы и силы инерции уравновешивают друг друга и привод преодолевает лишь действующие сопротивления. Таким образом, когда колебательная система возбуждается с частотой, отличной от ее собственной, приводу приходится преодолевать дополнительные нагрузки.

Следует иметь в виду, что собственная частота вибрационной машины (колебательная система плюс привод) в общем случае может не совпадать с собственной частотой колебательной системы. Собственная частота колебаний вибрационной машины зависит не только от величины масс и жесткости упругих связей колебательной системы, но и от динамических свойств привода. Влияние динамических свойств привода на собственную частоту вибрационной машины будет рассмотрено в последующих разделах книги.

Для правильного расчета вибрационных транспортирующих машин в условиях эксплуатации чрезвычайно важно учитывать характер нагрузок от перемещаемого груза на грузонесущий орган. Большинство вибрационных транспортирующих машин колебания сообщаются штучным или массовым насыпным грузом, находящимся в свободном состоянии. Исключение составляют только вибрационные установки, работающие под высоким слоем насыпного груза (установки для выпуска руды, подбункерные питатели), оказывающего постоянное статическое давление на их рабочий орган.

Однако и в этом случае рабочий орган входит во взаимодействие с ограниченной массой насыпного груза, определяющейся областью распространения колебаний в массиве. Протекающие при этом процессы и действующие сопротивления оказываются качественно сходными с процессами и сопротивлениями в вибрационных транспортирующих машинах, перемещающих груз в свободной насыпке. Это дает основания все рассматриваемые в настоящей работе вибрационные транспортирующие машины отнести к одному разряду.

Как показывают проведенные экспериментальные и аналитические исследования, грузонесущий орган вибрационных транспортирующих машин в процессе работы под нагрузкой испытывает ощутимые резко переменные периодические сопротивления. Наибольшей величины сопротивления достигают в момент падения груза на грузонесущий орган, наименьшей — в моменты свободного движения груза. В вибрационных

транспортирующих машинах, работающих под большими нагрузками, сопротивления от перемещаемого груза весьма значительны и оказывают определяющее влияние на закономерности работы машины.

Однотипные по физической сущности внешние сопротивления обуславливают общность принципиального устройства вибрационных транспортирующих машин и ставят их в отношении испытываемых сопротивлений в равнозначные условия работы. Устройство и основные особенности колебательной системы вибрационных транспортирующих машин и вибропривода, приводящего ее в колебательное движение, достаточно полно представляются ее структурной схемой. При рассмотрении основных структурных схем вибрационных транспортирующих машин в качестве характеристических признаков имеются в виду: степень свободы (подвижности) динамической системы, тип привода машины и свойства упругих связей. Так как вибрационные транспортирующие машины представляют собой механические системы, у которых число степеней подвижности больше заданных движений ведущих звеньев, то для систематизации и удобства изложения будем рассматривать структурные схемы машин в соответствии с числом степеней их свободы, классом вибрационной машины.

Класс вибрационной машины может быть определен по структурной формуле, при пользовании которой упругие связи заменяют парами соответствующего класса или силами, могущими быть в зависимости от их положения внешними и внутренними.

Используя в качестве структурного признака число степеней свободы системы, делаем достаточно строгое для многих случаев допущение, что вибрационная машина состоит из конечного числа масс, в которых сосредоточены все инерционные свойства, а упругие связи представляют только деформационные свойства. Такое допущение позволяет также классифицировать вибрационные машины по числу колеблющихся масс как одномассные, двухмассные и т.д. и определять степень их подвижности как сумму степеней подвижности отдельных масс. Во многих случаях такое допущение оказывается вполне оправданным (в основном при рассмотрении одноприводных машин, имеющих жесткий рабочий орган).

При рассмотрении многоприводных вибрационных машин, в которых на одном рабочем органе установлено два или несколько вибраторов, или машин с рабочим органом, обладающим заметной упругостью, например типа "вибролента", они должны идентифицироваться схемами с распределенными параметрами. В этих случаях считают рабочий орган вибрационной машины носителем деформационных и инерционных свойств. При этом число степеней свободы вибрационной машины стремится к бесконечности.

Математический анализ вибрационных машин с распределенными параметрами значительно усложняется. Особенностью математического исследования таких машин является то, что вместо обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих процессы в системах с конечным числом степеней подвижности, в этом случае используются дифференциальные уравнения в частных производных. При этом, кроме начальных условий, определяющих начальные смещения и скорости, учитыва-

ются граничные условия, характеризующие концевые закрепления или загрузки и т.д.

Следует принимать во внимание, что структурная формула дает степень подвижности вибрационной машины с учетом всех геометрически возможных перемещений ее звеньев. Однако в реальной вибрационной машине в процессе работы осуществляются не все эти движения, а лишь некоторая их часть. Вибрационные транспортирующие машины совершают, например, только плоскопараллельные движения, поэтому три из всех возможных степеней подвижности практически не используются. Кроме того, в отдельных случаях в силу динамических причин, например отсутствия возмущающих сил в некоторых направлениях, не совершаются и некоторые перемещения плоскопараллельного движения.

В зависимости от характера привода все вибрационные транспортирующие машины можно подразделить на три группы.

К первой группе отнесены вибрационные машины с силовым приводом, т.е. такие машины, в которых к ведущему звену прикладывается сила, изменяющаяся по определенному закону, в зависимости от положения этого звена или от скорости его движения. Отличительной особенностью машин этой группы является то, что даже при наличии только одной степени подвижности закон движения грузонесущего органа не может быть задан кинетически и будет определяться динамическими свойствами системы. То есть при использовании силового привода могут быть созданы вибрационные машины с одной степенью подвижности.

Вторая группа представлена вибрационными машинами с кинематическим приводом, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма.

Третья группа включает вибрационные машины с ударным приводом, т.е. такие машины, в которых ведущее звено сообщает вибрации ведомому ударом. В практике встречаются случаи, когда применяют комбинированный привод, например кинематический и ударный или силовой и ударный.

Каждая группа вибрационных машин подразделяется на ряд подгрупп в соответствии с типом привода. Так, к первой группе относятся вибрационные машины с электромагнитным и пневматическим приводом; вторая группа представлена инерционными, эксцентриковыми и гидравлическими вибромашинами; третья группа — вибромашинами с ударными кулачковыми, ударными инерционными и ударными электромагнитными вибраторами.

В зависимости от характера возмущающей силы вибрационные транспортирующие машины подразделяются на установки с однокомпонентными (прямолинейными) гармоническими, бигармоническими и полигармоническими¹, а также с двухкомпонентными (эллиптическими) гармоническими и бигармоническими составляющими колебаний рабочего органа (режимы колебаний вибрационных транспортирующих машин рассмотрены в разделе 1.2.).

¹ Полигармонические колебания возбуждаются также в вибрационных транспортирующих машинах при гармонической возмущающей силе в случае применения упругих связей с нелинейной характеристикой.

В соответствии с характеристикой упругих связей все вибрационные машины можно подразделить на машины с линейной и нелинейной характеристикой жесткости. Вибрационные машины этих двух категорий имеют весьма существенные различия по принципиальному устройству и режиму работы.

Характеристика упругих связей имеет большое значение для резонансных вибрационных машин. В резонансных вибрационных машинах в результате полного уравновешивания сил инерции удается разгрузить привод от действия динамических усилий. Вследствие этого уменьшаются конструктивные размеры привода, увеличивается его долговечность и снижаются затраты энергии на преодоление вредных сопротивлений.

Кроме того, в резонансных вибрационных машинах действуют меньшие возмущающие усилия, в связи с чем удается создавать одноприводные установки значительной длины, в которых не возникают паразитные поперечные колебания рабочего органа. Этому способствует то, что при резонансной настройке силы инерции колеблющихся масс вибрационной машины уравновешиваются восстанавливающими силами упругих связей (особенно эффективно уравновешивание осуществляется, когда упругие связи равномерно распределены по длине рабочего органа), и при этом нужна незначительная возмущающая сила (только на преодоление диссипативных сил) для обеспечения передачи колебаний на значительные расстояния.

Однако работа вибрационных машин с упругими связями, имеющими линейную характеристику, на резонансных режимах при переменных нагрузках или непостоянной частоте возмущающей силы является весьма неустойчивой (резко меняется амплитуда колебаний), и при некоторых типах привода мощность, которая может быть передана рабочему органу, уменьшается. В связи с изложенным для работы на резонансных режимах конструируются лишь тяжелые вибромашины, эксплуатирующиеся при наличии небольших диссипативных сил. Для стабилизации режимов работы в резонансных и околорезонансных режимах применяют упругие связи с нелинейной характеристикой жесткости.

Основные структурные схемы вибрационных транспортирующих машин приведены на рис. 3. Структурные схемы расположены в последовательности, определяющейся количеством реально используемых степеней свободы.

Структурные схемы вибрационных транспортирующих машин с эксцентриковым приводом приведены на рис. 3, а. Эксцентриковые транспортирующие машины имеют в приводе упругий элемент для сообщения необходимой подвижности динамической системе. По конструктивному оформлению вибрационные транспортирующие машины с эксцентриковым приводом подразделяются на установки с последовательным, параллельным и комбинированным (последовательно-параллельным) расположением колеблющихся масс. Структурные схемы вибрационных транспортирующих машин с гидравлическим приводом аналогичны по принципиальному устройству машинам с эксцентриковым приводом.

Одномассные вибрационные транспортирующие машины состоят (схема 1) из грузонесущего органа 1, установленного на фундаменте 2 при помощи упругих связей 3; колебания грузонесущему органу сообщают-

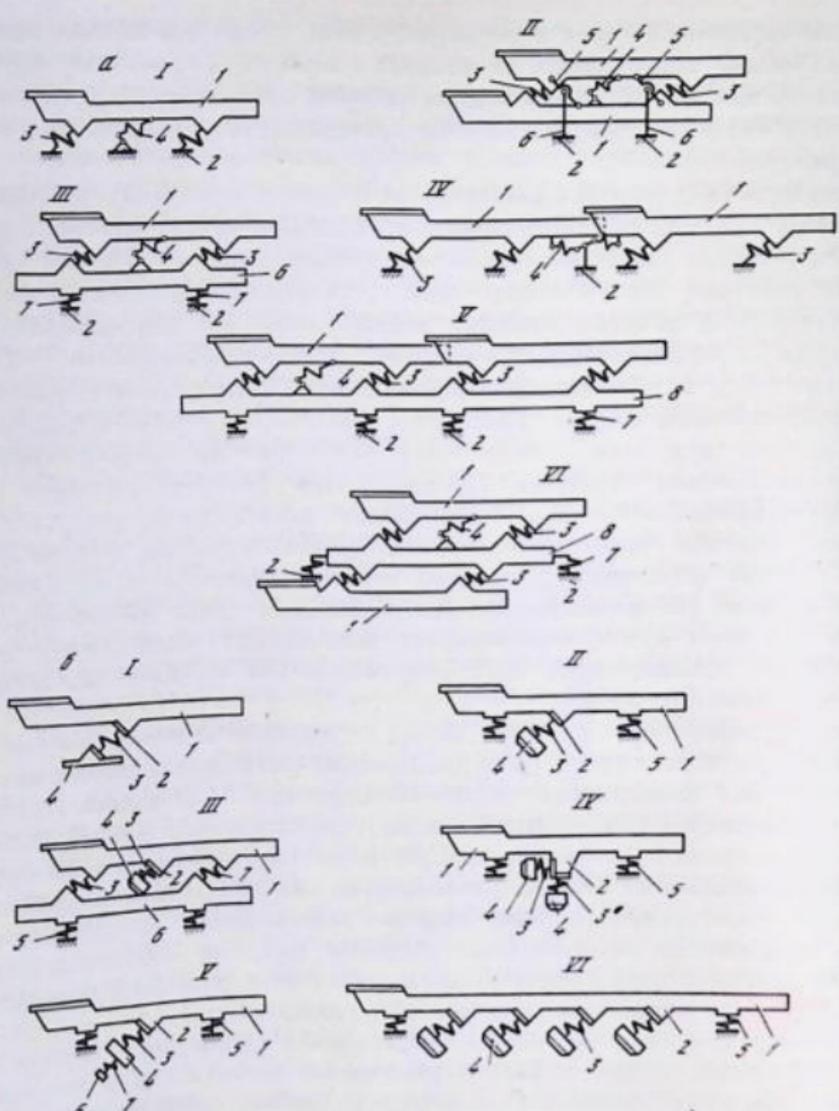


Рис. 3. Структурные схемы вибрационных транспортирующих машин с прямолинейным грузонесущим органом
 Привод: а – эксцентриковый и гидравлический; б – электромагнитный

ся эксцентриковым приводом 4 с упругим шатуном. Вибрационные транспортирующие установки этого типа отличаются конструктивной простотой, монтируются на мягких упругих связях и работают в зарезонансном режиме. Однако вследствие того, что в них не уравновешены силы инерции колеблющихся масс, их привод подвержен действию больших динамических нагрузок. Недостатком их является также затрудненный пуск, связанный с переходом резонансной области при вхождении в рабочий режим. В них устанавливают двигатели с повышенным пусковым моментом.

Для разгрузки привода и устранения передачи динамических нагрузок на опорные конструкции применяют резонансные уравновешенные вибромашины. Вибротранспортирующая машина (опирается в неподвижной точке системы с эксцентриковым приводом), установленным на колеблющейся массе (схема II), состоит из двух грузонесущих органов 1 или грузонесущего органа и реактивной массы, соединенных жесткими рычагами 5; эксцентрикового привода 4; рабочих упругих связей 3 и опорных стоек 6, крепящихся в неподвижной точке всей системы и на фундаменте 2.

Вибромашина выполнена по одномассной схеме, так как два грузонесущих органа соединены не только упругими связями, но и жесткими рычагами. Перемещения грузонесущих органов не являются независимыми. Такая система вследствие колебаний грузонесущих органов в противофазе имеет точки, которые характеризуются нулевой амплитудой. Опирая систему на фундамент в этих точках, исключают передачу вибрации на опорные конструкции.

Наибольшее распространение в настоящее время имеют резонансные уравновешенные установки двухмассной системы. Они выполняются по ряду принципиально различных структурных схем. Виброизолированная вибротранспортирующая машина двухмассной системы с параллельным расположением колеблющихся масс (схема III) состоит из грузонесущего органа 1 и реактивной массы 6, расположенных друг над другом; эксцентрикового привода 4 с упругим шатуном; рабочих упругих связей 3 и амортизаторов 7, при помощи которых реактивная масса изолируется от опорных конструкций 2.

В вибротранспортирующей установке двухмассной системы с последовательным расположением колеблющихся масс (схема IV) грузонесущие органы 1 расположены один за другим. Эксцентриковый вибратор 4 с упругим шатуном сообщает им силовые импульсы, направленные в противоположные стороны, вследствие чего грузонесущие органы, опертые на фундамент 2 через упругие связи 3 колеблются в противофазе. Такое устройство вибротранспортирующей машины обеспечивает уравновешивание горизонтальных составляющих сил инерции.

Более полное уравновешивание достигается в вибротранспортирующих машинах трехмассной системы. В трехмассной вибротранспортирующей установке с последовательным расположением колеблющихся масс (схема V) грузонесущие органы 1 опираются при помощи упругих связей 3 на уравновешивающую раму 8. Вследствие того что грузонесущие органы колеблются в противофазе, горизонтальные составляющие реакций упругих связей уравновешиваются на раме. Рама изолируется от опорных конструкций при помощи амортизатора 7, что уменьшает передачу вертикальных составляющих опорных реакций. Привод осуществляется эксцентриковым вибратором 4, соединенным с одним из грузонесущих органов упругим шатуном.

В трехмассной вибротранспортирующей установке с параллельным расположением грузонесущих органов 1 (схема VI) грузонесущие органы опираются при помощи упругих связей 3 на уравновешивающую раму 8. Рама изолируется от опорных конструкций 2 амортизаторами 7. Привод одного из грузонесущих органов осуществляется эксцентри-

ковым вибратором 4 через упругий шатун. Второму грузонесущему органу колебания сообщаются реактивно; при этом он колеблется примерно в противофазе к первому.

Крупные вибрационные транспортирующие машины часто выполняются четырехмассными, состоящими из двух двухмассных секций. При этом привод устанавливается только на одной секции. Вторая секция приводится в действие реактивными силами. Достоинством вибрационных транспортирующих машин, выполненных по данной структурной схеме, является возможность создания установок значительной длины. Система допускает простую передачу возмущающей силы через соединительную тягу. Вибрационные транспортирующие машины такой системы легче обычных односекционных установок.

Разработана многосекционная (многомассная) вибрационная транспортирующая машина с одним эксцентриковым приводом и нелинейными рабочими связями. Каждая секция состоит из узлов: грузонесущего органа, реактивной массы и связывающей их нелинейной упругой системы, состоящей из линейных упругих элементов и буферов. От несущих конструкций секции вибрационной транспортирующей машины изолируются амортизаторами; между собой секции соединяются упругими связями. Эксцентриковый вибратор с упругим шатуном устанавливается только на приводной секции. Буфера используются для настройки работы каждой секции в резонансе со всей системой.

В инерционных вибромашинах применяют приводы с направленной прямолинейно и вращающейся возмущающей силой. Среди машин с вращающейся возмущающей силой различают установки с вибратором типа дебаланс (с моторвибраторами) и вибраторами, создающими эллиптическую возмущающую силу. В числе машин с прямолинейно направленной возмущающей силой имеются установки с вибраторами типа самобаланс, с самосинхронизирующимися мотор-вибраторами и маятниковыми вибраторами.

В одноприводной одномассной¹ вибротранспортирующей машине с инерционным приводом грузонесущий орган устанавливается на фундаменте или подвешивается к несущей раме посредством упругих связей. Колебания грузонесущему органу сообщаются инерционным вибратором самобалансного или дебалансного типа. Может быть применен также бигармонический или эллиптический вибратор. При использовании в вибротранспортирующей установке самобалансного или бигармонического вибратора грузонесущий орган совершает прямолинейные колебания; если применен дебалансный или эллиптический вибратор, грузонесущий орган имеет круговую или эллиптическую траекторию движения. Одномассная вибротранспортирующая машина с инерционным приводом, опираемая в неподвижной точке системы, состоит из двух грузонесущих органов, соединенных между собой упругими связями, корпусом инерционного вибратора со смещенными дебалансами и шатунами. Опирание системы в неподвижной точке, находящейся в середине

данном случае имеются в виду только поступательно движущиеся массы.

шатунов, может производиться либо непосредственно, либо через амортизаторы.

Двухмассная инерционная вибротранспортирующая установка состоит из грузонесущего органа, приводящего его в колебательное движение вибратора, рабочих упругих связей и амортизаторов; в качестве реактивной массы могут служить специальная тяжелая рама или сам вибратор. Вибратор может устанавливаться на грузонесущем органе или на раме. Конструирование вибрационных транспортирующих машин по двухмассной структурной схеме открывает большие возможности в отношении создания резонансных установок с виброизоляцией и динамического уравнивания колеблющихся масс.

В трехмассной вибрационной транспортирующей установке с инерционным приводом грузонесущие органы опираются при помощи упругих связей на несущую раму. Рама изолируется от опорных конструкций амортизаторами. Привод вибромашин осуществляется самобалансным (или двумя самосинхронизирующимися) вибраторами, жестко закрепленными на несущей раме. Вследствие колебаний грузонесущих органов в противофазе реакции упругих связей верхней и нижней масс уравниваются на раме. Дополнительная виброзащита обеспечивается амортизаторами.

Многомассная инерционная вибрационная транспортирующая установка с реактивными массами состоит из грузонесущего органа, установленного на фундаменте на упругих связях, которому при помощи вибратора направленного действия сообщаются продольные колебания. Для сообщения грузонесущему органу поперечных колебаний вдоль него на рессорах устанавливаются реактивные массы с упругими связями. Установки такого устройства могут выполняться значительной длины, так как продольные колебания, сообщаемые грузонесущему органу, могут передаваться без затухания на большие расстояния. Наличие рассредоточенных реактивных масс обеспечивает поддержание колебаний строго в заданном направлении.

Электромагнитные вибрационные транспортирующие машины в соответствии с числом приводов делятся на одноприводные и многоприводные (рис. 3, б). Одноприводные установки бывают одномассные, двухмассные и трехмассные; многоприводные — одномассные и многомассные. В зависимости от возможности и невозможности изменения направления транспортирования груза различают нереверсивные и реверсивные устройства.

В одноприводной одномассной электромагнитной вибротранспортирующей установке (схема I) имеются следующие узлы: грузонесущий орган 1, к которому жестко крепится активная часть 2 электромагнитного вибратора, упругие связи 3, соединяющие активную часть с реактивной 4, неподвижно укрепленной на фундаменте. Колебания грузонесущего органа возбуждаются и поддерживаются механическими импульсами электромагнитного вибратора.

Электромагнитная вибротранспортирующая установка двухмассной системы (схема II) состоит из грузонесущего органа 1, к которому крепится электромагнитный вибратор, состоящий из активной части 2 и реактивной части 4 со встроенными упругими связями 3, от несущих кон-

обычно в виде рессор, расположенных вокруг рабочего органа под углом к его продольной оси.

На рис. 4,б представлена схема виброподъемника, электромагнитные вибраторы которого сообщают рабочему органу колебания под углом к его продольной оси.

Виброподъемник имеет рабочий орган 1, подвешенный на амортизирующей упругой системе 2 к несущим конструкциям. Для обеспечения симметричности возмущающей силы на рабочем органе устанавливаются два или три вибратора, активные части 3 которых крепятся жестко к рабочему органу, а реактивные 5 соединяются с ними через упругие элементы 4.

Резонансные виброподъемники с электромагнитным приводом обычно выполняются небольших размеров и ограниченной мощности; в этом случае упругие колебания рабочего органа незначительны и не представляют опасности для его надежности. Следует иметь в виду, что в виброподъемниках с электромагнитным приводом упругие колебания особенно велики, так как собственные частоты колебания конструкции близки к вынужденным.

Более широкое применение в тяжелых установках имеет инерционный привод различного принципиального устройства. На рис. 4,в приведена схема виброподъемника с приводом от мотор-вибраторов.

Установка состоит из рабочего органа 1, подвешенного на амортизирующих рабочих связях 2, которому при помощи мотор-вибраторов 3 (обычно их устанавливают два или три для создания симметричной возмущающей силы и возмущающего момента) сообщаются поступательные колебания вдоль вертикальной оси и крутильные — вокруг нее.

На рис. 4,г указана схема виброподъемника со специальным вибратором, четырех- или шестидебалансным, создающим возмущающую силу, направленную вдоль оси рабочего органа, и возмущающий момент вокруг этой оси.

Виброподъемник состоит из рабочего органа 1, подвешенного к несущим конструкциям при помощи амортизирующих упругих связей 2, корпус инерционного вибратора 3 жестко крепится в нижней части грузонесущего органа. Возмущающая сила и возмущающий момент, необходимые для приведения в действие виброподъемника, могут быть созданы двухшарнирным маятниковым вибратором.

Принципиальная схема виброподъемника с двухшарнирным маятниковым вибратором приведена на рис. 4,д, где обозначено: 1 — рабочий орган, 2 — амортизационные упругие связи, 3 — маятниковый вибратор. Вибрационные подъемники с протяженным рабочим органом могут быть выполнены с резонаторами, которые снижают напряжения в элементах конструкции вследствие более равномерного распределения возмущающих усилий.

Принципиальная схема виброподъемника с инерционным приводом и резонаторами дана на рис. 4,е.

Виброподъемник состоит из рабочего органа 1, который подвешен или опирается на амортизирующую упругую связь 2; в нижнем конце к рабочему органу крепится инерционный вибратор 3, генерирующий прямолинейную возмущающую силу, действующую по вертикальной

оси виброподъемника. Вдоль рабочего органа с определенным шагом установлены резонаторы, состоящие из наклонных к оси рабочего органа рессор 4, подвижных масс 5, соединенных с рессорами упругими связями 6. Продольные колебания рабочего органа возбуждают колебания масс 5 резонаторов вдоль оси рессор 4. Реактивные усилия деформации упругих связей 6 передаются через рессоры 4 рабочему органу. Горизонтальные составляющие этих усилий создают возмущающие моменты оси грузонесущего органа.

Колебательная система виброподъемника настраивается на резонансный режим, при этом движение реактивных масс резонаторов и грузонесущего органа происходит в противофазе. Резонансный режим работы позволяет создавать виброподъемники со значительной длиной рабочего органа. Это объясняется тем, что опасные упругие крутильные колебания рабочего органа снижаются при равномерном распределении возмущающих крутящих моментов по высоте установки. При этом рационально используется достаточно высокая продольная жесткость рабочего органа в качестве силового элемента для передачи продольных колебаний с последующим их преобразованием в крутильные.

Находят применение и виброподъемники с эксцентриковым приводом. Последний дает возможность создать большие амплитуды колебаний рабочего органа и снизить частоту возмущения, что увеличивает отстройку от собственных частот элементов конструкции. Меньшие действующие ускорения позволяют приводить в колебания эксцентриковым приводом установки большей массы.

Схема виброподъемника с эксцентриковым приводом приведена на рис. 4, ж.

Виброподъемник состоит из центральной неподвижной колонны 4, установленной на станине 5, на которой смонтирован двухшатунный эксцентриковый привод 3 с шатунами 6, 7, крепящимися по бокам рабочего органа 1. Шатуны смонтированы на валу, эксцентрики которого смещены относительно друг друга на 180° . Грузонесущий орган при помощи упругой системы 2 крепится к центральной колонне и посредством наклонных шатунов 8, задающих направление колебаний, к станине. Шатуны привода могут быть установлены в направлении колебаний рабочего органа или расположены горизонтально.

На рис. 4, з представлена другая модификация виброподъемника с эксцентриковым приводом.

Виброподъемник состоит из грузонесущего органа 1, рабочих упругих связей 2, установленных под углом к оси виброподъемника, эксцентрикового привода 3 и шатунов 4, расположенных перпендикулярно к оси упругих связей на станине 5.

На рис. 4, и указана схема виброподъемника, эксцентриковый привод 3 которого сообщает рабочему органу 1, установленному на станине при помощи направленной упругой системы 2, вертикальные колебания. Необходимые поступательные и угловые колебания рабочего органа создаются за счет применения упругой системы 4, экстремальная жесткость которой направлена под углом к продольной оси рабочего органа.

Виброподъемники рассмотренного принципиального устройства имеют жесткую упругую систему и эксцентриковый привод, которые в сумме

передают полную инерционную нагрузку на фундамент. Для предотвращения передачи динамических нагрузок на несущие конструкции разработаны двухмассные схемы резонансных виброподъемников с эксцентриковым приводом.

Устройство двухмассного виброподъемника с эксцентриковым приводом поясняет схема рис. 4, к.

Виброподъемник состоит из рабочего органа 1 и уравнивающей рамы 4, на которой смонтированы эксцентриковые приводы 3. Рабочий орган и рама соединены между собой упругой системой 2, обеспечивающей направленные колебания рабочего органа. Уравнивающая рама и рабочий орган устанавливаются на фундамент посредством амортизирующих упругих связей. В целях снижения уровня передачи динамических нагрузок на несущие конструкции применяются виброподъемники со спаренными грузонесущими органами — последовательно и параллельно.

В первой конструкции грузонесущие органы располагаются на одной оси один над другим. При помощи рабочей упругой системы грузонесущие органы устанавливаются на раме, которая, в свою очередь, на амортизационных упругих связях монтируется на несущих конструкциях. Колебания рабочим органам сообщаются в противофазе, вследствие чего реакции рабочих упругих связей уравниваются на раме. Во второй конструкции грузонесущие органы устанавливаются при помощи рабочих упругих связей на раме параллельно. Крутильные колебания сообщаются им в противофазе, что также способствует частичному уравниванию реакций упругих связей.

1.4. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ВИБРАЦИОННЫХ ДРОБИЛОК

Вибрационные дробилки представляют собой сравнительно новое, прогрессивное направление вибрационной техники. Наиболее интенсивно развиваются щековые вибрационные дробилки. Отличительными особенностями вибрационных щековых дробилок являются как принципиальное устройство, так и режим работы. По принципиальному устройству щековые вибрационные дробилки представляют собой механические системы с неполными связями. Поэтому закономерности движения дробящих щек определяются не кинематическими параметрами дробилки, а формируются в результате воздействия привода и рабочих сопротивлений (усилий, возникающих при дроблении породы). Существенную роль в формировании закона движения дробящих щек играет настройка колебательной системы дробилки (собственная частота, соотношение собственной и вынужденной частот, сопротивления в упругой системе).

В вибрационных щековых дробилках в отличие от обычных щековых дробилок дробление осуществляется не статическим раздавливанием, а более эффективно — ударом. Ударное дробление реализуется вследствие периодического возникновения зазора между щекой и породой. Зазор в процессе дробления возникает в результате того, что при высокочастотных колебаниях щека породы не успевает опускаться с необходимой скоростью в рабочей полости дробилки и теряет контакт с дробящей щекой.

Существующие в настоящее время щековые вибрационные дробилки можно разделить на два основных вида: с шарнирным сочленением щеки с рамой и с соединением щеки с рамой упругими элементами. Принципиально-конструктивные схемы щековых вибрационных дробилок даны на рис. 5 (на рис. 5, а-г — дробилки с подвеской щеки на шарнирах, на рис. 5, д-о — дробилки второго вида с упругой подвеской).

На рис. 5, а приведена однощековая вибрационная дробилка с инерционным приводом. Дробилка имеет подвижную щеку 1 и неподвижную щеку 2. Неподвижная щека жестко закреплена в раме дробилки 3, а подвижная подвешена на шарнире 4, привод подвижной щеки осуществляется дебалансным вибратором 5. Нижний конец подвижной щеки опирается на упругую систему 6. При вращении дебаланса подвижная щека совершает колебания относительно шарнира с достаточно высокой частотой, угол качания щеки постоянный, а амплитуда увеличивается от оси подвеса к концу щеки.

Горная масса дробится между подвижной и неподвижной щеками, при этом возникающие в процессе дробления усилия от щеки передаются на раму дробилки в основном через неподвижную щеку и отчасти через шарнир. При этом величина и направление усилий, передаваемых на раму неподвижной и качающейся щеками, различны и не уравновешивают друг друга.

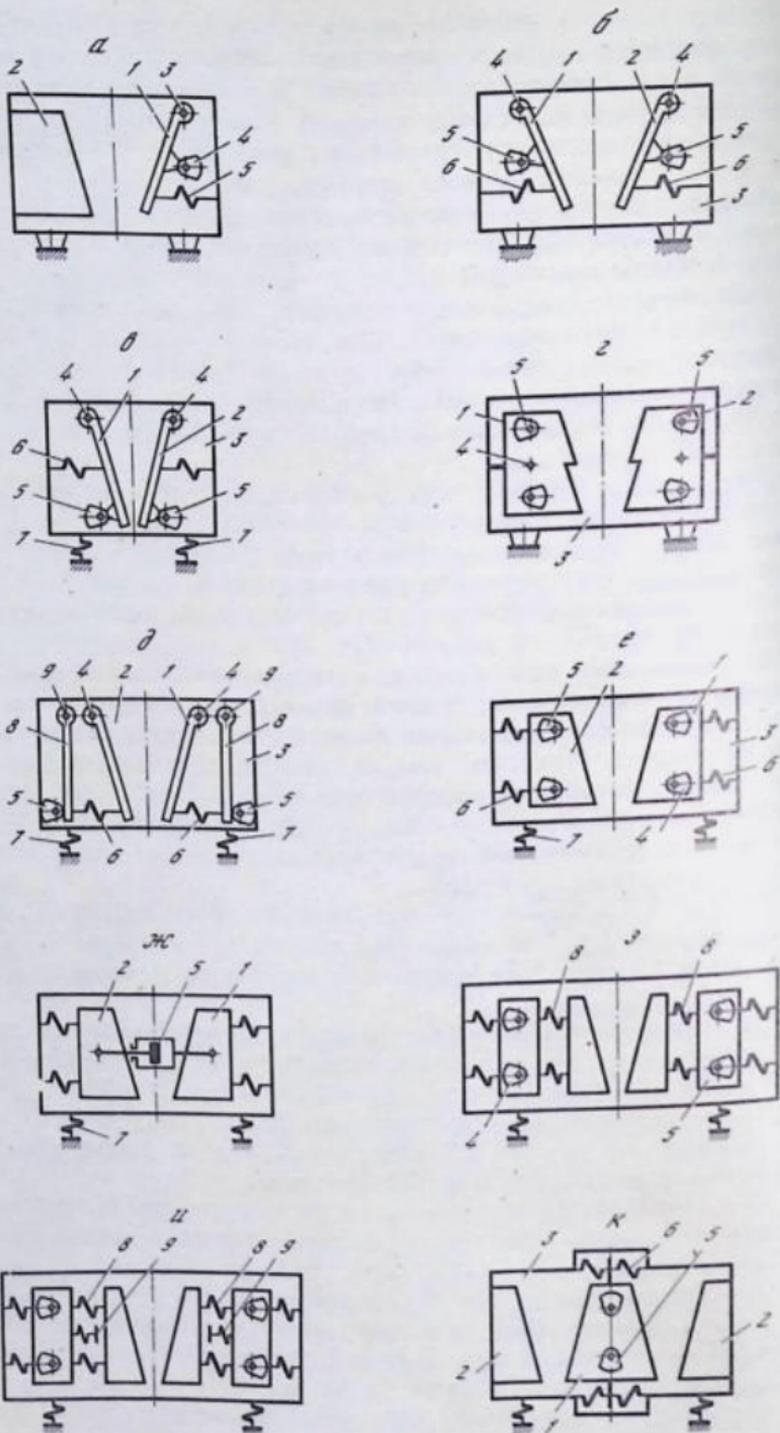
Дробилки этого типа просты по конструкции и надежны в работе. Однако вследствие того, что усилия, возникающие в процессе дробления, передаются на раму, последнюю в целях снижения колебаний конструкции приходится утяжелять. Тем не менее вследствие неуравновешенности усилий рама в процессе дробления вибрирует, что вызывает необходимость установки ее на фундаменте. Этот тип вибрационных дробилок по причине динамической неуравновешенности не пригоден для использования в передвижных агрегатах.

На рис. 5, б показана схема вибрационной дробилки с двумя подвижными щеками 1 и 2, подвешенными посредством шарниров 4 и упругих элементов 6 в раме 3. Привод щек осуществляется дебалансными вибраторами 5.

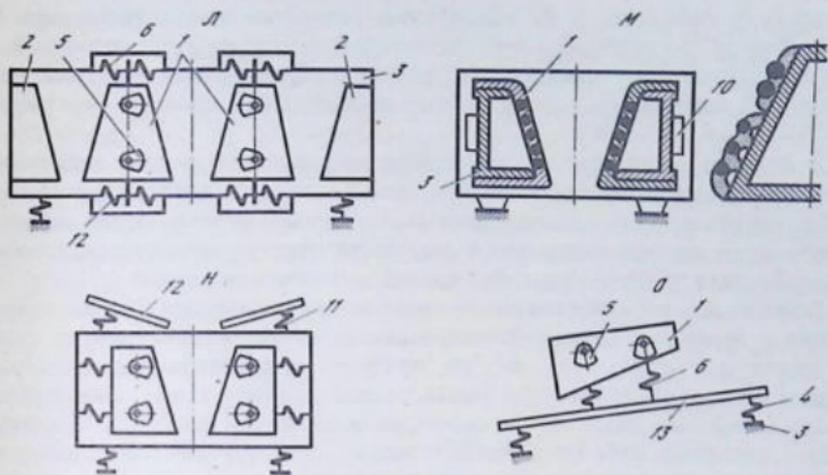
Дробление породы производится между двумя подвижными щеками. В дробилке с двумя подвижными щеками дробящие усилия также в значительной мере передаются на раму, однако в силу симметричности конструкции горизонтальные составляющие до некоторой степени уравновешиваются, что снижает вибрации рамы в процессе дробления. Дробилка также жестко устанавливается на фундаменте.

Для снижения передачи вертикальных составляющих нагрузки на несущие конструкции дробилку устанавливают на фундамент на амортизирующих упругих связях (рис. 5, в). Амортизированная вибродробилка состоит из подвижных щек 1, 2, подвешенных при помощи шарниров 4 и упругих элементов 6 к раме дробилки 3. Привод щек осуществляется дебалансными вибраторами 5. Рама устанавливается на фундамент посредством амортизирующих упругих связей 7.

Вертикальные колебания рамы способствуют повышению пропускной способности дробилки. Это достигается тем, что соответствующей настройкой обеспечивается раскрытие щек при ходе всей дробилки вниз.



Р и с. 5. Принципиальные схемы вибрационных дробилок



При этом дробимый материал приобретает дополнительную начальную скорость, равную скорости движения дробилки.

Процесс ускорения горной массы происходит следующим образом. В крайнем верхнем положении порода находится в зажатом состоянии между щеками, и ей сообщается движение вниз со скоростью движения рамы дробилки, так как движение породы относительно щек отсутствует. Путем соответствующей настройки раскрытие щек производится в тот момент, когда скорость движения рамы, а следовательно, и дробимой породы вниз приобретает максимальное значение. Поэтому свободное движение материал начинает с начальной скоростью, соответствующей скорости движения рамы дробилки в момент освобождения щек, затем цикл дробления и ускорения горной массы возобновляется.

На рис. 5,г приведена схема двухщечковой вибрационной дробилки с центральной подвеской щек и двумя дробильными камерами. Подвижные щеки 1, 2 установлены в раме 3 на осях 4, расположенных в средней части щек. Привод щек осуществляется инерционными вибраторами 5, создающими крутильные колебания щек относительно оси подвеса. Конфигурация щек обеспечивает создание двух дробильных камер: верхней — крупного дробления и нижней — мелкого дробления. Каждый ход щек является рабочим либо в верхней камере, либо в нижней.

Недостаток приведенной схемы заключается в передаче усилий, возникающих при дроблении породы, на раму дробилки. Достоинством дробилки является использование обоих ходов щек для дробления породы и вследствие этого более равномерная нагрузка на щеки.

Наиболее нагруженный узел вибрационных дробилок — это подшипниковые опоры вибраторов. На них действуют, во-первых, центробежные силы вращающихся дебалансов и, во-вторых, им передаются ударные импульсы в момент дробления породы.

Для снижения передачи ударов на подшипниковые узлы вибраторов между щекой и приводом устанавливаются упругие связи (рис. 5,д). Вибрационная дробилка с амортизированными подшипниками состоит

из подвижных щек 1, 2, подвешенных в раме 3 на осях 4. Вибраторы 5, в свою очередь, подвешиваются на шатунах 8 при помощи пальцев 9 к раме дробилки 3 и соединяются со щекой упругими связями 6. Рама дробилки устанавливается на фундамент на амортизационных упругих связях 7.

В рассмотренной конструкции дробящие усилия от щеки к вибратору передаются через упругие элементы, вследствие чего значительно снижаются нагрузки на подшипниковые узлы. Однако в этом случае эффективность дробления оказывается зависимой от настройки системы и может снижаться при неравномерной подаче дробимого материала.

Разработана, но в настоящее время пока не нашла применения вибрационная дробилка с тремя подвижными щеками, установленными одна к другой под углом 120° . В этой дробилке подвижные щеки подвешиваются шарнирно в раме посредством осей, нижние концы щек опираются на упругие элементы. Колебательные движения щекам сообщаются гидравлическими вибраторами. В процессе дробления порода подвергается трехстороннему сжатию; есть предположения, что при этом повышается эффективность и качество дробления.

В рассмотренной схеме усилия дробления также через шарниры, упругую систему и вибраторы передаются на раму. Вследствие расположения щек по сторонам треугольника они в значительной мере уравниваются. Так как по рассмотренной схеме дробилка пока не изготовлена, нельзя оценить ее полностью, однако можно предположить, что в конструктивном отношении она будет характеризоваться значительной сложностью.

На рис. 5,е приведена схема двухщечковой вибрационной дробилки, щеки 1, 2 которой соединены с рамой 3 упругими элементами 6. Привод щек осуществляется самобалансными вибраторами 4, 5. Рама дробилки изолируется от несущих конструкций амортизаторами 7. Вибраторам сообщается синхронное вращение в противоположные стороны, вследствие чего щеки колеблются в противофазе, дробя загружаемую между ними породу.

Достоинством двухщечковой вибрационной дробилки, выполненной по рассмотренной схеме, является то, что дробящие усилия замыкаются на дробимой породе. Соединение щек с рамой упругой системой предотвращает передачу на нее дробящих усилий. Горизонтальные составляющие реакции упругой системы на раму вследствие резонансной настройки системы невелики и от каждой щеки направлены в противоположные стороны, вследствие чего они практически полностью уравниваются. Для предотвращения передачи вертикальных составляющих, а также случайных колебаний рама изолируется от несущих конструкций амортизаторами.

Вертикальные составляющие реакций не уравниваются, обуславливают колебания рамы дробилки и увеличивают скорость прохождения материала, как в дробилке по схеме рис. 5,д. Одним из недостатков дробилок по схеме рис. 5,е является недопустимая раздвижка щек при некоторых режимах ее загрузки. При этом возникает перегрузки упругой системы, обуславливающие быстрый выход ее из строя. Для предотвращения недопустимой раздвижки между щеками и рамой устанавливают пнев-

мокомпенсационную упругую систему, которая, обладая малой жесткостью и практически не меняя суммарной жесткости упругой системы дробилки, способна создавать значительные статические усилия, компенсирующие статическую составляющую дробящих усилий.

На рис. 5,ж представлена щековая вибрационная дробилка аналогичного устройства, но приводимая в действие не инерционным, а гидравлическим вибратором 5, установленным между щеками 1 и 2. Достоинством вибрационной дробилки с гидравлическим приводом является возможность простого регулирования частоты и амплитуды колебаний дробящих щек, что позволяет осуществлять настройку на оптимальные режимы работы при изменении свойств дробимой породы. Кроме того, отсутствие подшипников увеличивает надежность вибратора. Эта схема, как и предшествующая, характеризуется высокой степенью уравновешенности динамических нагрузок.

Разработан ряд модификаций рассмотренных двухщековых вибрационных дробилок. Для предотвращения передачи ударных нагрузок на подшипники вибраторы 4, 5 соединяются со щекой дробилки не жестко, как в рассмотренной ранее базовой схеме, а через упругие элементы 8 (см. рис. 5,з).

На рис. 4,и имеем схему двухщековой вибрационной дробилки, у которой между щекой и вибратором, соединенными резонансной упругой системой 8, установлены ударные буфера 9. При дроблении породы ограниченной крепости резонансная упругая система деформируется незначительно и буфера входят в контакт друг с другом — дробление происходит в обычном режиме. При попадании особо крепкой породы щеки затормаживаются и возрастает амплитуда колебаний вибратора до тех пор, пока не произойдет соударение буферов. При ударе буферов реализуются большие дробящие усилия и обеспечивается дробление особо крепких пород.

Дробилка по рассмотренной схеме может быть рекомендована для использования в специальных условиях, когда дробятся породы с резко меняющейся прочностью. Устройство дробилки отличается повышенной сложностью. Для создания возможности одновременного дробления нескольких продуктов или дробления одного продукта до различной крупности разработаны щековые вибрационные дробилки с несколькими дробильными камерами.

На рис. 5,к представлена схема вибрационной дробилки с двумя камерами дробления. На раме 3 дробилки жестко установлены две неподвижные щеки 2 и через упругую систему 6 — одна подвижная щека 1 с двумя рабочими поверхностями. Подвижной щеке сообщаются колебания инерционным самобалансным вибратором 5. Такое устройство вибрационной дробилки устраняет холостой ход, так как щека при ходе в любом направлении дробит породу, находящуюся в соответствующей рабочей полости дробилки, однако рассматриваемая конструкция дробилки является неуравновешенной, вследствие чего рама совершает значительные колебания.

К числу достоинств дробилки следует отнести также наличие лишь одного вибратора, вследствие чего упрощается ее конструкция, так как отпадает необходимость в устройстве, синхронизирующем вращения виб-

раторов. Наличие двух камер обеспечивает более равномерные нагрузки на щеки и более стабильную работу дробилки.

На рис. 5,л приведена схема вибрационной дробилки с тремя камерами дробления. Дробилка имеет две подвижные щеки 1, установленные посредством упругих элементов 6 в раме 3, и две неподвижные щеки 2. Привод щек осуществляется самобалансными инерционными вибраторами 5. Трехкамерная вибрационная дробилка в работе более уравновешена, чем двухкамерная, однако в конструктивном отношении она гораздо сложнее.

Разработана вибрационная дробилка с эластичными щеками (рис. 5,м). Дробилка состоит из корпуса 3, в котором закреплены щеки 1, выполненные из эластичного материала с завулканизированными в нем металлическими вставками. Колебания щек осуществляются путем нагнетания под них рабочей жидкости или выпуска сжатого воздуха при помощи управляющего устройства 10. Достоинством эластичных щек является малый вес, а следовательно, пониженные динамические нагрузки, возможность совершения больших ходов и замена сил трения щеки о породу в месте образования разрушающей трещины силами упругой деформации эластичного материала щеки.

Устранение сил трения снижает усилия, возникающие в процессе разрушения дробимого материала, т.е. в конечном счете понижает эффективность дробления. Для устранения сил трения породы о щеку при образовании разрушающей трещины разработаны композитные упругие покрытия для обычных дробящих щек.

Покрытие состоит из эластичного материала, в котором завулканизированы шары. Эластичное покрытие крепится на дробящей поверхности щеки. Шары могут быть завулканизированы таким образом, что они касаются поверхности щеки или между ними остается зазор. При наличии зазора в процессе дробления происходит удар шаров о щеку, ударный импульс передается дробимой породе, повышается эффективность процесса дробления.

Предложенные схемы вибрационных дробилок являются прогрессивными, однако при создании эластичных щек и упругих покрытий с необходимой стойкостью придется преодолеть немалые технологические трудности. Отсутствие опыта в этом направлении не позволяет дать оценку возможности использования в ближайшее время рассмотренной схемы.

Для равномерной подачи породы в рабочую камеру дробилки, а также для обеспечения предварительного отсева мелочи предложены специальные конструкции вибрационных дробилок: на рис. 5,н приведена схема вибрационной дробилки с загрузочными колосниковыми решетками. Дробилка выполнена по базовой модели рис. 5,е; на раму дробилки посредством упругих элементов 11 установлены колосники 12. Вследствие наличия вибрации рамы колосники совершают колебания, что способствует равномерной подаче породы в камеру дробления. Изменяя наклон колосников, можно регулировать производительность загрузки породы в дробилку.

На рис. 5,о приведена схема однощековой вибрационной дробилки-грохота, предназначенной для дробления негабарита и предварительного отсева мелочи при погрузке горной массы на конвейерную ленту. Дро-

билка-грохот состоит из колосниковой решетки 13, установленной посредством упругих элементов 4, на раме 3. Дробящая щека 1 с инерционным вибратором 5 при помощи упругой системы 6 крепится к колосниковой решетке. При подаче рядовой породы на колосниковую решетку мелочь просыпается через отверстия, а негабарит дробится щекой и в раздробленном виде подается на конвейерную ленту.

В качестве привода щековых вибрационных дробилок используются также эксцентриковые вибраторы и вибраторы для возбуждения параметрических колебаний щек.

Из других типов вибрационных дробилок, предназначенных для подготовки горной массы, следует назвать роторные и конусные дробилки. Роторная дробилка состоит из рамы, на которой установлены неподвижные или подпружиненные щеки. Между ними установлен ротор, смонтированный на упругих эксцентриках. Дробящий орган представляет собой цилиндрическую втулку, могущую свободно вращаться на эксцентриках. Между ротором и боковыми щеками образуются две дробильные камеры. При вращении эксцентрикового вала ротор совершает круговые колебания, дробя горную массу попеременно то в одной, то в другой камерах. Вследствие компактной конструкции и искробезопасности роторная дробилка может использоваться в проходческих комплексах для подготовки закладочного материала.

Конусные дробилки могут быть применены на дробильно-погрузочных пунктах комплексов циклично-поточной технологии на открытых работах. Дробилка состоит из трех основных звеньев: чаши, жестко соединенной с корпусом; дробящего конуса и дебаланса. Электродвигатель сообщает вращение дебалансу через приводной вал с двумя карданными шарнирами и шлицевым соединением. Вал дебаланса установлен в двух подшипниках. Конус соединен с чашей сферическим шарниром. Чаша с корпусом подвешена на тягах эластично посредством пружин к несущей раме.

Центробежная сила дебаланса прижимает дробящий конус к поверхности чаши, сообщая ему вращательные движения. При этом ось дробящего конуса отклоняется от оси корпуса, поэтому конус развивает дополнительную силу инерции, превышающую силу инерции дебаланса. Вследствие действия сил инерции конус медленно вращается в противоположную сторону вокруг своей оси и обкатывается по внутренней поверхности чаши, осуществляя дробление продуктов в зоне сближения конуса и чаши.

Зазор между конусом и чашей может быть равен нулю — случай непосредственного соприкосновения (холостой ход) и может достигать некоторой величины, зависящей от свойств измельчаемого материала. Дробящая сила будет тем больше, чем больше отклонение при вращении оси конуса от оси дробилки. Вследствие этого увеличение начального зазора до некоторой величины ведет к повышению производительности дробилки и к уменьшению крупности готового продукта.

Однако это справедливо лишь до некоторого предела. При очень больших начальных зазорах нарушается режим движения с обкаткой и дробление материала может совсем прекратиться. Если дробящая сила, развиваемая дебалансом и конусом, недостаточна для дробления, конус заклинивается, обкатка прекращается, хотя дебаланс продолжает свободно

вращаться внутри конуса. При этом центробежная сила дебаланса вызывает малые колебания конуса, в результате чего дробятся отдельные застрявшие куски, освобождая конус. В этот период дробилка выдает крупный продукт.

Такое же явление будет и при чрезмерном питании дробилки. Следовательно, дробилку нельзя перегружать выше допустимого предела по производительности, иначе нарушается нормальный режим работы с обкаткой.

Разработаны вибрационные конусные дробилки и другого принципиального устройства — с поступательно перемещающимися конусами. Такие дробилки состоят из наружного и внутреннего дробящих конусов. Между конусами образуется кольцевая камера дробления, имеющая по высоте различное сечение. Наружный и внутренний конусы установлены на раме посредством упругих элементов. Рама опирается на несущие конструкции через амортизаторы. На внутреннем и наружном конусе установлены дебалансные вибраторы, соединенные друг с другом карданными валами и работающие в противофазе. Дробилка оборудуется загрузочным бункером и разгрузочной воронкой. При вращении дебалансных вибраторов дробящие конуса колеблются в противофазе, дробя поступающий между ними из загрузочного бункера материал.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ МАССОВЫХ ГРУЗОВ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДАХ ФОРМИРОВАНИЯ ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МАССОВЫХ ГРУЗОВ

При вибрационном транспортировании перемещаемые грузы не только совершают различные механические движения, но и подвергаются определенным деформациям. Движения грузов описываются методами механики, а закономерности их деформации воспроизводятся на основе принципов феноменологической реологии. Для описания свойств транспортируемых грузов, особенно массовых, используют полные феноменологические модели, составленные зачастую из сложных комбинаций всех реологических тел с добавлением инерционных элементов.

Таким образом, сложные процессы вибрационного транспортирования, в которых перемещаемые грузы совершают различные механические движения и на некоторых этапах подвергаются деформациям, описываются с одновременным использованием методов механики и реологии. На основе их создаются механореологические модели процесса. При наличии неудерживающих связей механореологическая модель временами выступает как единая система, временами распадается на ряд частных феноменологических моделей, описывающих отдельные элементы процесса. В соответствии с этим процесс вибротранспортирования описывается системой динамических и реологических уравнений, как правило, нелинейных.

Четкая работа механореологической феноменологии достигается созданием системы логических условий, анализирующих ход процесса и определяющих моменты перехода от одних характерных состояний к другим. Могут быть использованы как непрерывные, так и детерминированные феноменологические модели.

Следует отметить, что при исследовании закономерностей вибротранспортирования сравнительно крупнокусковых грузов, характерных для горной промышленности, целесообразно использовать детерминированные феноменологические модели. Необходимо учитывать стохастическое изменение свойств транспортируемых грузов. Методы вероятностной феноменологии насыпных грузов изложены в работе [1].

Классическая феноменологическая реология изучает взаимосвязь между деформациями и напряжениями в фундаментальных реологических телах — упругом, вязком и пластическом — и различных феноменологических моделях, составленных из комбинации этих тел и отражающих свойства реальных сред. Классические феноменологические модели предназначены в основном для изучения поведения исследуемых сред в условиях статического и квазистатического деформирования.

В вибрационных машинах транспортируемые и обрабатываемые среды подвергаются динамическим воздействиям, причем процесс деформирования протекает при значительных ускорениях. При этом силы инерции в деформируемой среде оказываются соизмеримыми с упругими, вязкими и пластическими сопротивлениями деформированию. В связи с этим в феноменоло-

гических моделях, предназначенных для описания поведения реальных сред в условиях вибрационных воздействий, необходимо воспроизводить их инерционные свойства. Для исследования поведения реальных сред в условиях периодических воздействий получили развитие методы вибрационной реологии.

2.2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ О ПРОЦЕССЕ ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ МАССОВЫХ ГРУЗОВ

Процесс вибротранспортирования массовых грузов отличается значительной сложностью вследствие влияния многих факторов на его ход. Глубокие и всесторонние экспериментальные исследования позволяют выявить физические основы процесса и разработать методы определения эффективных режимов вибротранспортирования. Основным интерес представляют изучение физической сущности процесса и установление зависимости скорости и энергоемкости транспортирования, а также эффективности сообщения скорости перемещаемой среде грузонесущим органом от параметров режима колебаний (формы траектории, частот, амплитуд, угла сдвига фаз между гармоническими составляющими двухкомпонентных колебаний, угла вибрации и угла наклона грузонесущего органа). Не меньшее значение имеет изучение влияния свойств перемещаемых грузов, степени заполнения грузонесущего органа и условий эксплуатации на указанные параметры процесса вибротранспортирования.

На основе обобщения имеющихся исследований представляется возможным определить основные характеристики процесса вибрационного транспортирования насыпных грузов от их свойств и режима работы вибрационной машины.

При прямолинейных гармонических колебаниях зависимость скорости транспортирования песка, эталонного насыпного продукта с коэффициентом транспортабельности ($K = 1$), толщиной до 50 мм, при горизонтальной установке вибромашины и угле вибрации 20° , от частоты при различных амплитудах колебаний представлена на рис. 6д. Для каждого постоянного значения амплитуды колебаний зависимость носит до известного предела параболический характер, а затем (при более высоких частотах) кривые начинают выполаживаться и при дальнейшем увеличении частоты колебаний могут перейти через экстремум. Причем с увеличением амплитуды колебаний кривые спрямляются и получают больший наклон.

Анализируя приведенные на рисунке зависимости, видим, что чем больше амплитуда колебаний, тем при более низких частотах достигаются экстремальные значения скорости транспортирования. Можно отметить также, что с увеличением амплитуды увеличивается значение экстремальной скорости транспортирования. Сопоставляя вид кривых зависимости скорости транспортирования от частоты колебаний с характером режима вибротранспортирования (безотрывный, отрывный), отмечаем, что в области безотрывных режимов вибротранспортирования с увеличением частоты колебаний происходит медленное, но более или менее равномерное увеличение скорости.

При переходе на режим с подбрасыванием увеличение частоты влечет за собой более интенсивный рост скорости транспортирования. Однако интенсивный рост скорости транспортирования происходит только в огра-

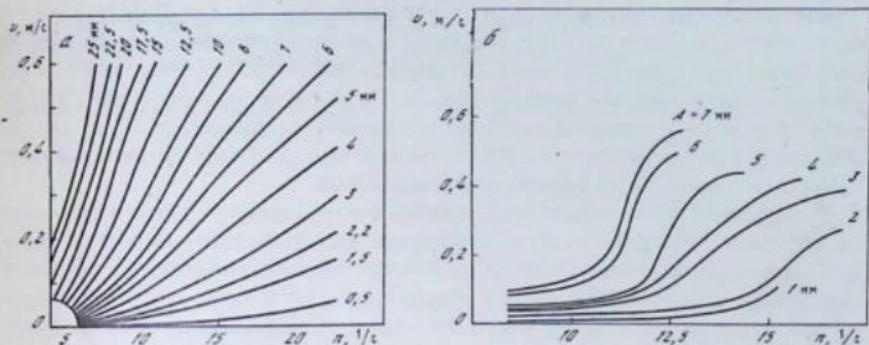


Рис. 6. Зависимость скорости транспортирования от параметров режима при прямолинейных гармонических колебаниях

Груз: а — песок; б — уголь крупностью 20–30 мм

ниченном диапазоне частот, тем более узком, чем больше амплитуда колебаний. Дальнейшее увеличение частоты колебаний вначале вызывает лишь незначительное приращение скорости транспортирования, а затем происходит даже ее уменьшение. При этом наблюдается неустойчивый процесс транспортирования, связанный с нарушением условий передачи энергии от рабочего органа перемещаемой среде.

Таким образом, для достижения максимальных скоростей транспортирования следует работать на возможно большей амплитуде, принимая такие частоты колебаний и углы вибрации, которые обеспечивают получение желаемой скорости вибротранспортирования.

Для определения скорости транспортирования экспертируемого груза следует скорость, полученную по графику для песка, умножить на соответствующий коэффициент транспортабельности.

На рис. 6, б приведены зависимости скорости транспортирования угля крупностью 20–30 мм слоем 50 мм от частоты при различных амплитудах колебаний и угле вибрации 30° . Видно, что скорость транспортирования при каждой фиксированной частоте прогрессивно возрастает с увеличением амплитуды; при более низких частотах скорость повышается более интенсивно.

Анализ экспериментальных данных с целью изучения характера зависимости скорости транспортирования от величины амплитуды колебаний показывает, что при увеличении амплитуды колебаний скорость вибрационного транспортирования плавно возрастает по параболической кривой. При этом чем больше частота колебаний, тем выше скорость транспортирования. Для различных грузов при одних и тех же режимах величина скорости транспортирования имеет разные значения.

Существенное влияние на скорость вибротранспортирования оказывает угол вибрации. Экспериментальные данные о влиянии угла вибрации на скорость транспортирования приведены в [2,3]. Зависимость скорости вибрационного транспортирования от угла вибрации является весьма сложной, и ее характер в значительной степени определяется свойствами и толщиной слоя транспортируемого груза, и в особенности режимом колебаний грузонесущего органа.

режимах с увеличением толщины слоя повышается стабильность транспортирования.

Несколько иное влияние оказывает толщина слоя на производительность вибрационной транспортирующей машины. Так, несмотря на снижение скорости вибрационного транспортирования, с ростом толщины слоя производительность вибрационной транспортирующей установки увеличивается. Это объясняется тем, что до определенного предела с увеличением толщины рост поперечного сечения слоя груза происходит интенсивнее, чем снижение скорости транспортирования.

Однако эта тенденция со временем меняется. В некоторый момент времени увеличение поперечного сечения слоя груза начинает компенсироваться снижением скорости его транспортирования; при этом производительность установки стабилизируется. Дальнейшее увеличение толщины слоя может повести к снижению производительности установки. Выяснено, что для каждого вида груза при данной конфигурации грузонесущего органа имеются своя максимально достижимая производительность и своя оптимальная толщина слоя перемещаемого груза.

Рассмотренные экспериментальные данные характеризуют влияние на скорость транспортирования амплитуды и частоты колебаний, угла вибрации и угла наклона грузонесущего органа вибрационной транспортирующей установки при прямолинейных гармонических колебаниях грузонесущего органа на скорость транспортирования. Проанализируем наличие корреляции между скоростью транспортирования груза, скоростью и ускорением колебаний грузонесущего органа.

Анализ многочисленных экспериментальных данных показывает, что скорость транспортирования груза при неизменной скорости колебаний грузонесущего органа меняется в определенном диапазоне с изменением частоты его колебаний. Чем больше частота колебаний, тем выше скорость транспортирования при данной неизменной скорости колебаний грузонесущего органа.

Объяснить эту зависимость можно тем, что эффективность процесса передачи скорости транспортируемому грузу в определенных режимах увеличивается с возрастанием ускорения колебаний грузонесущего органа. Ускорение колебаний грузонесущего органа, как и скорость колебаний, не определяет однозначно скорости транспортирования груза. При одной и той же величине амплитудного ускорения грузонесущего органа скорость транспортирования может меняться в весьма широких пределах.

Вторым параметром для уточнения величины скорости транспортирования является частота колебаний грузонесущего органа. В рассматриваемом случае наблюдается эффект, обратный тому, который имел место для зависимости от скорости колебаний грузонесущего органа: с увеличением частоты колебаний скорость транспортирования груза уменьшается. Это происходит потому, что при неизменной величине амплитудного ускорения грузонесущего органа с увеличением частоты колебаний уменьшается амплитудная скорость его движения и, наоборот, с уменьшением частоты колебаний — возрастает. Отсюда следует, что для повышения скорости транспортирования груза вибрационной транспортирующей установкой, эксплуатируемой с заданным ускорением колебаний грузонесущего органа,

необходимо работать на пониженных частотах, увеличивая амплитуду колебаний.

Изложенное позволяет сделать вывод, что ни скорость, ни ускорение колебаний в отдельности не определяют однозначно значения скорости вибротранспортирования, на величину скорости транспортирования оказывает влияние частота колебаний грузонесущего органа. Отмеченная закономерность обуславливается тем, что величина скорости вибротранспортирования определяется двумя основными факторами: значением скорости колебаний грузонесущего органа и эффективностью процесса передачи скорости транспортируемому грузу. Так как скорость колебаний грузонесущего органа пропорциональна первой степени частоты колебаний, а коэффициент передачи скорости — второй, можно предположить, что их суммарный эффект пропорционален частоте колебаний в некоторой промежуточной степени.

Это дает основание предполагать, что можно найти некоторый обобщенный параметр $A\omega^n$, который однозначно определяет величину скорости для данных условий вибротранспортирования. Искомый результат для приведенных выше экспериментальных данных был получен при значении показателя степени, равном 1,25.

Скорость вибрационного транспортирования в большой степени зависит от свойств перемещаемого груза. В различных режимах работы вибрационной транспортирующей установки для разных грузов зависимость скорости от режима оказывается различной. Для оценки влияния свойств транспортируемого груза на скорость транспортирования в рабочем диапазоне режимов вибротранспортирующих машин применяют осредненные коэффициенты транспортабельности.

Экспериментальные данные показывают, что скорость перемещений груза вибрационными транспортирующими машинами меньше амплитудного значения скорости движения грузонесущего органа и ниже составляющей его скорости, действующей в направлении транспортирования. В большинстве вибрационных конвейеров скорость транспортирования груза составляет 50–60% максимальной (амплитудной) скорости движения грузонесущего органа.

Таким образом, имеется определенный резерв увеличения производительности вибрационных транспортирующих машин за счет повышения эффективности процесса передачи скорости от грузонесущего органа перемещаемому грузу. Однако для реализации этой возможности прежде всего необходимо знать факторы, влияющие на эффективность процесса их взаимодействия.

Эффективность процесса передачи скорости от грузонесущего органа транспортируемому грузу принято оценивать по величине коэффициента передачи скорости, представляющего отношение средней скорости перемещения груза к амплитудному значению скорости движения грузонесущего органа или ее составляющей, действующей в направлении транспортирования. Для выявления влияния режима работы вибрационной транспортирующей установки на величину коэффициента передачи скорости на кривых рис. 8 приведены экспериментальные данные по транспортированию различных насыпных грузов. Указаны значения коэффициента передачи скорости, вычисленные в результате обработки экспериментальных данных,

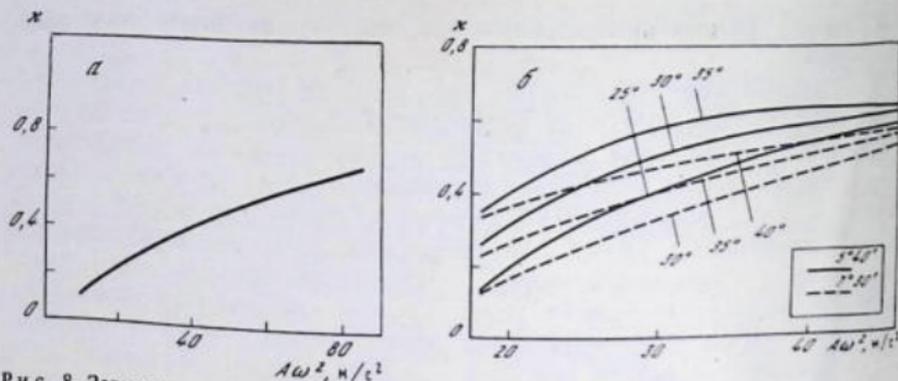


Рис. 8. Зависимость коэффициента передачи скорости от ускорения колебаний грузонесущего органа
 а — для прямолинейного транспортирования; б — для винтового транспортирования

полученных при вибротранспортировании песка слоем 50 мм и угле вибрации 20° и дробленой руды — слоем 10 мм, крупностью 0–6 мм и угле вибрации 22° (рис. 8, а), а также при перемещении песка по винтовому грузонесущему органу (рис. 8, б). Данные, представленные сплошной линией, получены при угле навивки грузонесущего органа $5^\circ 40'$, пунктирной линией — при угле навивки $7^\circ 30'$.

Анализ графиков на основании экспериментальных данных зависимости коэффициента передачи скорости от ускорения колебаний прямолинейного грузонесущего органа показывает, что коэффициент передачи скорости возрастает с увеличением ускорения колебаний, приближаясь при больших его значениях к некоторой постоянной величине 0,7–0,8.

Следует иметь в виду, что приведенные данные относятся к области устойчивых режимов вибротранспортирования. При более интенсивных колебаниях, т.е. с увеличением амплитудного значения ускорения, происходит уменьшение коэффициента передачи скорости. Поэтому для повышения эффективности процесса передачи скорости от грузонесущего органа транспортируемому грузу следует повышать интенсивность колебаний грузонесущего органа до пределов, обеспечивающих устойчивые режимы вибротранспортирования.

Анализ зависимостей коэффициента передачи скорости от параметров винтового грузонесущего органа и режима его колебаний показывает, что увеличение угла подъема транспортирующей поверхности снижает коэффициент передачи скорости, в рассматриваемом диапазоне значений увеличение угла вибрации повышает коэффициент передачи скорости.

Необходимую скорость транспортирования груза можно получить при различных сочетаниях величин основных параметров режима работы вибротранспортирующей установки: амплитуды, частоты колебаний и метров, которое обеспечивало бы оптимальные условия работы вибротранспортирующей установки. В зависимости от выбора критериев, определяющих желаемую эффективность режима работы вибротранспортирующей установки, оптимальными будут различные комбинации параметров режи-

Критерии оптимальности режима работы в общем случае могут быть весьма различными для разных установок, условий эксплуатации, транспортных задач и т.д. В качестве таких критериев может быть принято, например, обеспечение минимального общего ускорения (или минимума какой-либо составляющей общего ускорения) колебаний грузонесущего органа, достижение минимальных затрат энергии на перемещение груза и т.д. Может быть поставлено требование обеспечения минимума сразу нескольких показателей, например минимальной динамической нагруженности установки и наиболее низкой энергоемкости и т.д.

При оценке эффективности процесса вибротранспортирования наиболее часто исходят из требования достижения минимума ускорения колебаний грузонесущего органа как наиболее общего и наиболее существенного условия эффективности режима работы. Это связано с тем, что величиной максимального значения ускорения грузонесущего органа определяется величина динамических нагрузок на элементы привода и упругие связи, а следовательно, стоимость и надежность работы вибрационной транспортирующей установки.

Например, при тихоходном режиме работы скорость транспортирования в вибрационной транспортирующей машине (низкие частоты и сравнительно большие амплитуды колебаний) можно повысить, не меняя ускорения колебаний за счет правильного подбора угла вибрации. Эксперимент показывает, что передача скорости в области тихоходных режимов возрастает практически прямо пропорционально увеличению угла вибрации. Из этого следует, что, не изменяя режима работы тихоходной вибрационной транспортирующей машины, можно повысить ее производительность лишь за счет увеличения угла вибрации.

В общем случае выбор оптимального режима вибротранспортирования целесообразно осуществлять с использованием метода многокритериальной оптимизации. На практике не всегда оказывается возможным повышать скорость транспортирования, увеличивая частоту и амплитуду колебаний грузонесущего органа. При перемещении мелкодисперсных грузов с плохой воздухопроницаемостью простое повышение интенсивности колебаний грузонесущего органа не способствует увеличению скорости транспортирования, а нередко влечет за собой нарушение нормального режима транспортирования. Вследствие плохой воздухопроницаемости мелкодисперсного груза в процессе колебаний грузонесущего органа происходят значительные пульсации давления воздушной подушки. В результате этого возникают дополнительные аэродинамические сопротивления вибротранспортированию, которые в некоторых режимах могут существенно уменьшить скорость перемещения груза.

Для повышения эффективности вибротранспортирования мелкодисперсных грузов находят применение перфорированные грузонесущие органы с пленочным покрытием. Для отыскания рациональных параметров таких грузонесущих органов в процессе экспериментальных исследований устанавливалось влияние количества и размера перфораций, а также свойств пленочного покрытия на эффективность вибротранспортирования мелкодисперсного груза.

Увеличение размера отверстий, с одной стороны, способствует снижению аэродинамических сопротивлений перемещению груза, а с другой — как

бы снижает фактическое перемещение транспортирующей поверхности (вследствие деформации недостаточно жесткого пленочного покрытия над отверстием). Исследования показали, что для повышения эффективности процесса вибротранспортирования мелкодисперсных грузов целесообразно увеличивать число отверстий, снижая их размер.

Результаты экспериментальных исследований процесса вибротранспортирования мелкодисперсного груза с плохой воздухопроницаемостью показали, что применение перфорированного грузонесущего органа с пленочным покрытием во всех случаях существенно повышает скорость вибротранспортирования мелкодисперсного груза. Особенно эффективно применение перфорированных грузонесущих органов с пленочным покрытием при перемещении груза толстым слоем, когда в обычных условиях процесс транспортирования вообще прекращается.

С точки зрения повышения эффективности работы вибрационных транспортирующих машин представляет интерес экспериментальное исследование влияния специальных режимов колебаний грузонесущего органа вибрационных транспортирующих установок на показатели режима вибрационного транспортирования. В результате экспериментальных исследований закономерностей вибрационного перемещения массовых грузов в режимах эллиптических колебаний грузонесущего органа, подробно исследованных Р.М. Мурицхваладзе и А.А. Крюковым, было установлено, что на скорость вибрационного транспортирования в основном влияют форма траектории грузонесущего органа, определяющаяся соотношением амплитуд составляющих и углом сдвига фаз между ними, угол наклона большой оси эллипса к горизонту, частота и амплитуда колебаний, а также направление обегания траектории [4].

Результаты экспериментальных исследований скорости вибротранспортирования от угла сдвига фаз составляющих при различных частотах колебаний для кварцевой щебенки и песка представлены на рис. 9. Графики на рис. 9, д, г соответствуют амплитудам перемещения грузонесущего органа: в вертикальном направлении $A = 5$ мм, в горизонтальном направлении $B = 10$ мм. График на рис. 9, б, в — соответственно при $A = 2,5$ мм, $B = 5$ мм.

Как видно, зависимости носят экстремальный характер, причем экстремумы выражены тем более явно, чем выше частоты колебаний. Максимальная скорость вибротранспортирования достигается при сдвиге фаз в пределах от 20 до 30° .

Анализ экспериментальных данных показывает, что экстремальные скорости транспортирования в более высокочастотных режимах достигаются при меньших значениях угла сдвига фаз. Характер кривых при транспортировании песка и кварцевой щебенки не меняется, хотя скорость транспортирования кварцита более высокая. Абсолютный максимум скорости вибротранспортирования при эллиптических колебаниях грузонесущего органа достигается при вытянутом эллипсе с соотношением малой и большой осей, равным $1:4 \div 1,5$.

Исследование зависимости скорости вибрационного транспортирования кварцовой щебенки, речного песка, мелкого угля и марганцевой руды слоем толщиной 50 мм при горизонтальном расположении грузонесущего органа от частоты колебаний показало, что увеличение частоты колебаний грузонесущего органа от 500 до 1000 кол/мин при амплитудах $A = 5$ мм

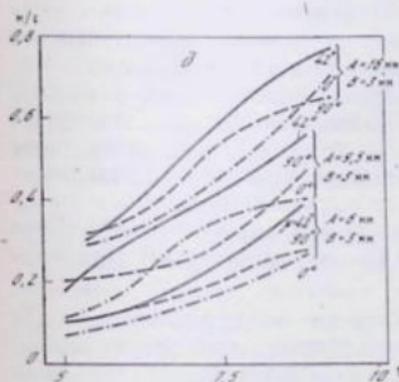
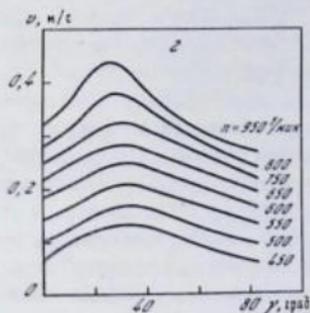
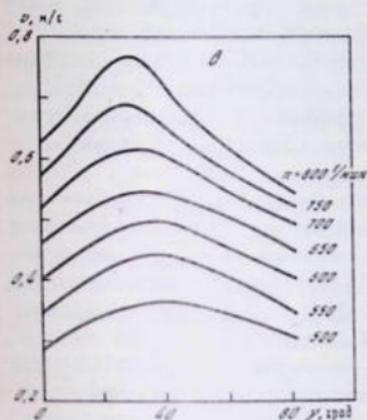
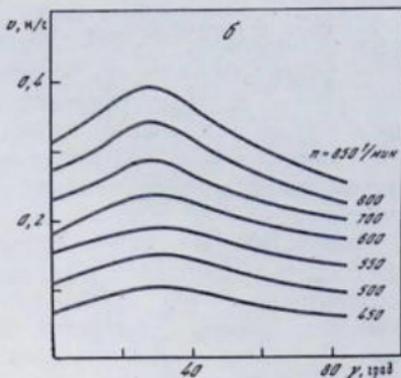
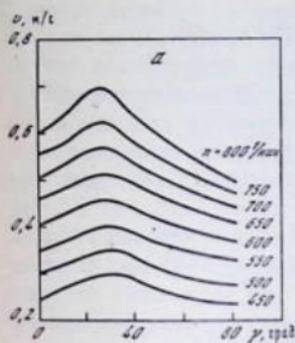


Рис. 9. Зависимость скорости транспортирования от угла сдвига фаз составляющих при различных частотах в режиме эллиптических и полуэллиптических колебаний
Груз: а, б — песок; в, г — щебенка; д — крупнокусковой

и $B = 10$ мм вызывает интенсивный рост скорости вибротранспортирования почти по линейному закону. Наибольшая скорость достигается при транспортировании кварцита; скорости перемещения угля и песка близки. Различия в скорости можно объяснить тем, что рассмотренные грузы обладают различной транспортабельностью.

Высокая скорость перемещения кварцита объясняется меньшей степенью затухания колебаний в слое, у песка и угля сходные свойства в отношении вибротранспортабельности. Минимальная скорость марганцевой руды, относящейся к труднотранспортируемым грузам, объясняется повышенными силами сцепления ее с грузонесущим органом. Прилипание частиц к грузонесущему органу и слипание их между собой увеличивают внутренние и внешние сопротивления, что отражается на скорости вибротранспортирования.

Влияние частоты колебаний грузонесущего органа на скорость перемещения всех перечисленных грузов практически аналогично: скорость транспортирования с увеличением частоты растет, и тем в большей степени, чем выше амплитуда колебаний. Сравнивая скорости транспортирования одного и того же груза в режиме прямолинейных и эллиптических колебаний при равных горизонтальных составляющих амплитуды колебаний, видим, что скорость транспортирования при прямолинейных колебаниях по величине меньше, а по характеру зависимости от частоты резко отлична от скорости вибротранспортирования при эллиптических колебаниях. С увеличением частоты прямолинейных колебаний скорость транспортирования увеличивается, однако быстро выполаживается и изменяется примерно по параболическому закону.

Сопоставление зависимостей скоростей вибротранспортирования при эллиптических и прямолинейных колебаниях от частоты свидетельствует о различном их характере. Экстремальные значения скорости вибротранспортирования при прямолинейных гармонических колебаниях для одинаковых горизонтальных составляющих амплитуд колебаний достигаются при меньших частотах и по величине меньше соответствующих значений скорости, достигаемой при эллиптических колебаниях. Вследствие этого при эллиптических колебаниях грузонесущего органа скорость вибротранспортирования может быть увеличена по сравнению с прямолинейными гармоническими колебаниями того же размаха примерно в 1,5 раза.

Представляет интерес сравнение данных, для которых амплитуда колебаний в горизонтальном направлении одна и та же, а в вертикальном направлении различна. Увеличение вертикальной составляющей колебаний при постоянной горизонтальной не вызывает существенного увеличения скорости транспортирования, и существует определенный оптимум, после которого увеличение амплитуды колебаний вертикальной составляющей не эффективен. Известно, что скорость вибротранспортирования в отрывном режиме при постоянной частоте колебаний в основном определяется величиной горизонтальной составляющей амплитуды колебаний грузонесущего органа.

Экспериментальные исследования скорости вибротранспортирования от амплитуды горизонтальной составляющей позволяют сделать вывод, что с ростом горизонтальной составляющей скорость транспортирования сначала увеличивается, затем ее рост замедляется, прирост скорости снижается и тем в большей степени, чем выше частота колебаний. Следовательно, при эллиптических колебаниях, как и прямолинейных, при больших амплитудах целесообразнее работать на низких частотах.

Из приведенных данных следует, что при фиксированном значении величины вертикальной составляющей не эффективно существенно увеличивать

горизонтальную составляющую, так как после определенного предела (в нашем случае при соотношении амплитуд примерно 1:4) прирост скорости транспортирования оказывается незначительным. Следует ограничиться соотношением амплитуд в пределах от 1:2 до 1:4.

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что на скорость перемещения груза при эллиптических колебаниях грузонесущего органа большое влияние оказывает направление обегания траектории. Скорость вибротранспортирования больше в том случае, когда направление транспортирования совпадает с направлением обегания нижней части траектории.

Если большая ось эллипса расположена с наклоном, при любом направлении обегания траектории направление перемещения груза не меняется. При горизонтальном расположении большой оси эллипса изменение направления обегания вызывает изменение направления транспортирования груза. Однако следует иметь в виду, что при прочих равных параметрах горизонтальное расположение оси эллипса обуславливает снижение скорости транспортирования.

Таким образом, для достижения высоких скоростей вибротранспортирования в режиме эллиптических колебаний необходимо, чтобы обегание верхней части траектории происходило навстречу движению груза. Эллиптические колебания позволяют создавать транспортирующие установки реверсивного типа, в которых изменение направления транспортирования осуществляется путем изменения направления вращения двигателя привода.

Скорость вибротранспортирования существенно зависит от угла наклона большой оси эллипса. Увеличение угла наклона примерно до $20-25^\circ$ вызывает увеличение скорости транспортирования, с дальнейшим возрастанием угла наклона скорость вибротранспортирования начинает уменьшаться. Экстремальные значения скорости вибротранспортирования при различных частотах колебаний достигаются при разных значениях угла наклона большой оси эллипса.

С возрастанием частоты колебания значение угла наклона эллипса, соответствующее экстремальной скорости вибротранспортирования, несколько снижается. Увеличение угла наклона в рассматриваемых пределах вызывает практически линейное увеличение скорости транспортирования. При этом скорость перемещения кварцита растет в большей степени, чем угля.

Увеличение угла подъема грузонесущего органа вызывает падение скорости, притом скорость перемещения кварцита падает больше, что можно объяснить, видимо, меньшим внутренним и внешним трением в слое кварцита, чем в слое угля. Вибротранспортирование под уклон способствует повышению скорости вибротранспортирования. При этом целесообразно для увеличения скорости транспортирования увеличить амплитуды и уменьшить частоту колебаний. Начиная от угла наклона в $15-16^\circ$ имеет место перемещение груза самотеком и поток становится неуправляемым. При работе под уклон эллиптические режимы колебаний грузонесущего органа более эффективны по сравнению с другими видами колебаний и, наоборот, менее эффективны при работе на подъем.

При исследовании закономерностей вибротранспортирования следует учитывать толщину и состояние (сухой, влажный и т.д.) слоя транспорти-

руемого груза. С возрастанием толщины слоя скорость транспортирования снижается. При высоких частотах колебаний грузонесущего органа влияние толщины слоя на скорость транспортирования выражено в меньшей степени, чем при низких частотах.

Изменение транспортабельности груза в зависимости от содержания влаги следует учитывать особенно в тех условиях, когда установки располагаются на открытом воздухе и состояние погоды может в широких пределах менять влажность транспортируемых грузов. Влажность во многом определяет эффективность работы вибротранспортирующей установки в таких условиях.

Так, например, с увеличением влажности угля скорость вибротранспортирования уменьшается незначительно, и при влажности 8%, характерной для промышленных условий, скорость транспортирования достаточно высока. Применение эллиптических режимов при транспортировании влажных углей обеспечивает вполне приемлемый эффект.

Увеличение влажности марганцевой руды резко уменьшает скорость транспортирования. Марганцевая руда обладает повышенными адгезионными свойствами в увлажненном состоянии, прилипает к грузонесущему органу, в результате чего нарушается вибротранспортирование. При небольшой влажности отрыв груза от грузонесущего органа происходит с небольшими скоростями, а при повышенной влажности действуют значительные силы вязких сопротивлений, в результате чего имеет место резкое снижение скорости транспортирования.

Как показывали экспериментальные исследования при транспортировании марганцевой руды, более эффективными являются режимы прямолинейных бигармонических и поличастотных колебаний. Гармонические прямолинейные и эллиптические режимы колебаний грузонесущего органа не обеспечивают эффективного транспортирования.

Переходя к оценке эффективности перемещения груза по вибрирующей поверхности при помощи коэффициента передачи скорости, отмечаем, что коэффициент передачи возрастает с увеличением горизонтальной составляющей скорости колебаний до определенного предела. Дальнейшее увеличение скорости колебаний не вызывает увеличения коэффициента передачи скорости. Из анализа следует также, что этот коэффициент наиболее высок при угле наклона большой оси эллипса к горизонту $18-20^\circ$.

Последующее увеличение угла наклона большой оси эллипса снижает коэффициент передачи скорости. Изложенное позволяет заключить, что для повышения эффективности процесса передачи скорости от грузонесущего органа транспортируемому грузу следует при углах наклона большой оси эллипса около 20° повышать интенсивность колебаний грузонесущего органа до пределов, обеспечивающих устойчивые режимы вибротранспортирования.

В настоящее время развиваются вибрационные транспортирующие установки с полуволновыми колебаниями грузонесущего органа. Экспериментальные исследования позволили выявить влияние параметров режима на скорость вибротранспортирования при полуволновых эллиптических колебаниях. Зависимость скорости вибротранспортирования крупнокускового груза при различных амплитудах и частотах составляющих колебаний грузонесущего органа от сдвига фаз вертикальной и горизонтальной состав-

ляющих перемещения, а также других параметров режима колебаний приведена в [5].

Исследования показали, что скорость вибротранспортирования существенно зависит от формы траектории грузонесущего органа, определяющейся соотношением амплитуд вертикальной и горизонтальной составляющих колебаний и сдвигом фаз между ними (рис. 9, д). При низких частотах колебаний скорость вибротранспортирования возрастает с увеличением угла сдвига фаз от 0 до 90° , при более высоких частотах экстремум сдвигается в область меньших значений сдвигов фаз. В безотрывных режимах вибротранспортирования с уменьшением соотношения амплитуд составляющих колебаний грузонесущего органа увеличивается коэффициент передачи скорости. Для достижения высоких скоростей вибротранспортирования следует работать на низкочастотных режимах с большими амплитудами колебаний.

Опыт показывает, что при транспортировании мелкодисперсных грузов, а также таких, которые во влажном состоянии налипают на грузонесущий орган вибрационной транспортирующей машины, как однокомпонентные, так и двухкомпонентные гармонические колебания оказываются неэффективными. В таких случаях лучшие результаты дает применение бигармонических режимов колебаний.

Введение высших гармоник способствует повышению скорости транспортирования; особенно значительно возрастает скорость транспортирования при угле сдвига фаз 90° . Третья гармоника дает более ощутимый прирост скорости в области тихоходных режимов, чем вторая.

Следует иметь в виду, что отмеченный прирост скорости транспортирования достигается ценой дополнительной динамической нагрузки вибрационной транспортирующей машины за счет высших гармоник. Особенно это проявляется при использовании третьей гармоники. Можно констатировать, что в случае перемещения сухих грузов при одинаковых уровнях динамических нагрузок в режиме прямолинейных моногармонических колебаний можно достичь тех же скоростей транспортирования. Поэтому при перемещении подвижных грузов бигармонические колебания не имеют особых преимуществ по сравнению с гармоническими колебаниями.

Исследования зависимости скорости транспортирования марганцевой окисной руды, отличающейся высокой липкостью во влажном состоянии, от влажности и параметров режима прямолинейных гармонических и бигармонических колебаний показали, что при влажности руды, не превышающей 10%, существенной разницы в скоростях транспортирования в режиме гармонических и бигармонических колебаний не наблюдается. При более высокой влажности скорость транспортирования в режиме гармонических колебаний начинает падать, а при влажности 20% вибрационное перемещение практически прекращается. При влажности 10–12% в процессе транспортирования возникает тенденция к уплотнению слоя перемещаемого груза. При влажности 15% после прохождения марганцевой руды на грузонесущем органе остается мокрый липкий слой, что в известной степени увеличивает сопротивление транспортированию.

На основе высокоскоростной киносъемки и анализа осциллограмм, полученных с тензодинамометрического грузонесущего органа, выявлены существенные различия в воздействии гармонических и бигармонических

колебаний на влажную марганцевую руду. Если при гармонических колебаниях отсутствует отрыв руды от грузонесущего органа, то при бигармонических колебаниях устанавливаются режимы транспортирования с подбрасыванием.

При бигармонических колебаниях даже при 12% влажности марганцевая окисная руда сохраняет практически ту же скорость транспортирования, что и при 2% влажности. При 15% влажности скорость транспортирования мало изменяется. Снижение скорости транспортирования в режиме бигармонических колебаний начинается при влажности руды 18–20%, однако и при этом процесс транспортирования не прекращается. Что касается налипания руды на поверхность грузонесущего органа, то это явление отсутствует вплоть до влажности 17%. При влажности свыше 20% наблюдается налипание отдельных, наиболее липких кусков, что задерживает движение всей массы.

Малую эффективность гармонических колебаний в предотвращении налипания транспортируемого груза можно объяснить симметрией возникающих инерционных усилий. Поэтому, если транспортируемый груз прочно прилип к транспортирующей поверхности и за один цикл колебаний не оторвался от грузонесущего органа, многоциклическое приложение усилий оказывается неэффективным. Ибо при гармонических колебаниях вследствие симметричности динамических усилий влияние отрывающих груз усилий, действующих в течение полупериода, на протяжении второго полупериода компенсируется противоположно направленными силами.

Если при асимметричных бигармонических колебаниях большее усилие направлено на отрыв груза от грузонесущего органа, то при многоциклическом воздействии происходит суммирование желаемого эффекта. Поэтому продолжительное воздействие асимметричных колебаний способствует отрыву налипшего груза.

В целях установления оптимальных параметров бигармонических колебаний, обеспечивающих эффективное вибротранспортирование мелкодисперсных грузов, исследовалось влияние сдвига фаз между первой и второй гармониками на скорость транспортирования при различных соотношениях амплитуд и частот. Результаты эксперимента показывают, что скорость транспортирования существенно зависит от сдвига фаз между гармониками и в исследованном диапазоне амплитуд и частот колебаний максимальные значения достигаются при угле сдвига фаз 90° . Для более высоких частот колебаний этот оптимум более резко выражен. При увеличении соотношения амплитуд от 1,5 до 2,5 наблюдается значительный прирост скорости. Далее это увеличение менее существенно, что связано, по-видимому, с уменьшением эффективности воздействия второй гармоники.

2.3. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ НА МАССОВЫЕ СРЕДЫ

2.3.1. ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЕ

Анализ экспериментальных исследований [2, 3], изучение внутрислойных процессов [6] дают возможность установить основные особенности процесса вибротранспортирования массовых грузов, весьма важные для разработки достаточно достоверных моделей слоя транспортируемого груза.

Существенно, что протекание процесса вибротранспортирования является глубоко зависимым от гранулометрического состава и физико-механических свойств транспортируемого груза. Наибольшие качественные различия в характере транспортирования наблюдаются при перемещении мелкодисперсных и крупнокусковых грузов. Процесс транспортирования мелкодисперсных грузов формируется в большой степени под влиянием аэродинамических факторов, связанных с плохой воздухопроницаемостью слоя, характер перемещения крупнокусковых грузов оказывается зависимым от особенностей их взаимодействия с грузонесущим органом.

Установлено, что при вибротранспортировании массовых грузов на процесс движения большое влияние оказывают не только характер воздействия грузонесущего органа, но и особенности взаимодействия составляющих их монослоев и частиц друг с другом. При транспортировании насыпных грузов монослоем, входящий в контакт с поверхностью грузонесущего органа, получает от него силовые импульсы. Силовые импульсы, перпендикулярные к поверхности грузонесущего органа, реализуются в виде внутренних сил, вызванных поперечной деформацией слоя груза. В плоскости транспортирования на груз действуют импульсы сил трения о транспортирующую поверхность. От нижнего монослоя поперечные и продольные импульсы передаются вышележащим монослоям груза.

Вследствие наличия сил трения и необратимых деформаций импульсы по мере передачи их от одного монослоя к другому постепенно ослабевают, причем степень их затухания определяется свойствами транспортируемого груза, а также характером и величиной силовых импульсов, создаваемых грузонесущим органом. Энергия колебательного движения грузонесущего органа затрачивается на ускорение транспортируемого груза и восполнение потерь при необратимых деформациях слоя.

Исследования показывают, что при перемещении массовых грузов наблюдаются сдвиг по фазе в перемещении смежных монослоев и грузонесущего органа и обычно некоторое уменьшение горизонтальной скорости движения верхних монослоев относительно нижних.

При значительной толщине слоя и достаточной его податливости возможны режимы, когда верхние монослои движутся в противофазе с грузонесущим органом. В некоторых, в основном безотрывных, режимах верхние монослои в своем движении могут не только равномерно отставать от нижних, а совершать более сложные перемещения. Возможны случаи, когда отдельные монослои имеют ступенчатые сдвиги по фазе. Все это свидетельствует о том, что в массе перемещаемого груза имеют место сложные пространственные перемещения составляющих его частиц и монослоев.

Такая внутренняя циркуляция в транспортируемом слое определяет характер процесса перемещения и связанных с ним потерь энергии. Запаздывания по фазе в перемещении монослоев имеют место вследствие того, что силовой импульс от грузонесущего органа передается не одновременно всей массе груза (благодаря инерционности и способности сжиматься) и не в полной мере (вследствие рассеяния энергии), а постепенно, от нижних монослоев к верхним.

Так, когда грузонесущий орган приходит в движение, прежде всего начинает перемещаться нижний монослой, находящийся с ним в контакте. В первый момент верхний монослой груза остается неподвижным, поэтому по мере перемещения нижнего монослоя происходят уплотнение и сдвиг слоя груза.

При дальнейшем перемещении грузонесущего органа вышележащие монослои постепенно вовлекаются в движение, до тех пор, пока вся масса груза не приходит в движение или, если толщина слоя слишком велика, пока энергия импульса не рассеивается полностью. При этом чем дальше монослой груза находится от поверхности грузонесущего органа, тем меньше, как правило, амплитуда периодической составляющей его движения. В режиме с подбрасыванием с течением времени нижний монослой, передав всю свою кинетическую энергию вышележащим слоям, начнет обратное движение, хотя верхние монослои могут продолжать перемещаться вверх. В этот момент начинается разрыхление слоя транспортируемого груза с потерей контакта между составляющими его частицами.

Возможны режимы, когда верхние монослои находятся еще во взвешенном состоянии, а нижний, упав на поверхность грузонесущего органа, вновь получает импульс вверх. При этом верхние и нижние монослои встречаются во взвешенном состоянии, перемещаясь навстречу друг другу. Верхний монослой, получив от нижнего импульс, направленный вперед и вверх, продолжает свое движение, а нижний, израсходовав свою кинетическую энергию, опять возвращается на поверхность грузонесущего органа. Встречаясь с поверхностью грузонесущего органа, слой груза замедляется и при этом происходит его уплотнение.

При падении груз может частично вернуть свою кинетическую энергию грузонесущему органу, если в момент падения скорости их движения имеют одинаковое направление, или, наоборот, вызвать дополнительные затраты энергии вибрационной транспортирующей машиной при движении в противоположных направлениях. Эта энергия непроизводительно израсходуется на износ грузонесущего органа.

Движение груза в безотрывном режиме быстро устанавливается. В режиме же с отрывом частицы группируются в отдельные слои, размеры которых меняются так же, как и моменты начала и конца фаз падения и отрыва. Однако эта аperiodичность относительно невелика — закон движения через несколько периодов повторяется, и процесс виброперемещения в целом можно считать установившимся. Общая тенденция уменьшения скорости перемещения монослоев груза по мере удаления от транспортирующей поверхности соблюдается не всегда. В некоторых режимах вышележащие монослои могут перемещаться с большими скоростями, чем нижние.

При транспортировании мелкодисперсных грузов сдвиг по фазе между

движением груза и грузонесущего органа возникает не только вследствие упругогистерезисных свойств слоя, но и под влиянием аэродинамических сопротивлений. В частности, экспериментально установлено, что при перемещении в режимах с подбрасыванием мелкодисперсных грузов с плохой воздухопроницаемостью момент отрыва может настолько запаздывать, что потеря контакта произойдет при положительных ускорениях грузонесущего органа, т.е. тогда, когда он находится в нижней части своей траектории.

Исследования показывают, что амплитудные значения разрежения газа под слоем достигают максимума на этапе полета, давления — на этапе совместного движения. В момент отрыва груза давление газа под слоем минимальное. Прослеживается волнообразное изменение среднего эффективного давления газа под слоем груза. Груз при этом также движется волнами. Минимальные значения соответствуют прорывам газа под слой. Это явление обнаружено при помощи стробоскопического эффекта. Даже при весьма интенсивных колебаниях грузонесущего органа время свободного движения (полета) мелкодисперсных грузов не превышает одного периода колебаний грузонесущего органа.

Аэродинамические силы возникают вследствие того, что в пространстве между поверхностью грузонесущего органа и нижним монослоем транспортируемого груза при подбрасывании возникает разрежение, а при падении — повышение давления по отношению к атмосферному. Уравнивание этих периодических колебаний давления в пространстве между слоем транспортируемого груза и поверхностью грузонесущего органа достигается вследствие периодического оттока избыточного и притока недостающего количества воздуха, проходящего через поры, имеющиеся в слое транспортируемого груза.

Вследствие этого на частицы транспортируемого груза действует пульсирующий аэродинамический напор, направленный с некоторым сдвигом по фазе в основном в сторону, противоположную их перемещению. При этом частицы массового груза движутся по более сложному закону, чем одиночная материальная точка. Величины аэродинамических сил, действующих на частицы транспортируемого груза, являются в основном функцией насыпного веса и удельной газопроницаемости транспортируемого груза, а также зависят от режима колебаний грузонесущего органа.

В зависимости от режима работы вибрационной транспортирующей машины груз может транспортироваться по стабильному закону, будучи каждый раз подброшен на одинаковую высоту и с одинаковой скоростью, или нестабильно, когда за каждым нормальным броском следует уменьшенный бросок. Нестабильное вибротранспортирование имеет место в том случае, когда при падении груза ускорение грузонесущего органа близко значениям, необходимым по условиям подбрасывания, или превышает их. В таком случае упавший груз, не успев приобрести необходимую скорость движения, вновь теряет контакт с поверхностью грузонесущего органа. При этом происходит небольшой бросок груза, и последний падает уже в более благоприятный с точки зрения последующего подбрасывания момент. Поэтому следующий отрыв груза протекает нормально, но момент падения вновь оказывается неблагоприятным для последующего броска.

Чередование циклов движения груза представляет собой своеобразный механизм управления процессом транспортирования с обратной связью. Подобные режимы вибротранспортирования довольно часто встречаются на практике. При небольшой интенсивности колебаний на участке совместного движения груз получает от грузонесущего органа энергию, необходимую для движения в направлении транспортирования и осуществления вертикальных перемещений. На отдельных этапах совместного перемещения в поперечном направлении (к поверхности грузонесущего органа) и в плоскости транспортирования груза то сообщается энергия грузонесущим органом, то частично возвращается обратно. В целом на каждом этапе совместного движения груз получает определенные порции энергии.

С повышением интенсивности колебаний возрастает степень воздействия грузонесущего органа на транспортируемый груз, последний начинает все раньше отрываться от грузонесущего органа. Одновременно резко увеличивается скорость и снижаются затраты энергии на транспортирование. По мере увеличения интенсивности колебаний продолжительность свободного движения груза увеличивается, а совместного — уменьшается, скорость транспортирования продолжает расти, а затраты энергии снижаются. Наконец, наступает такой момент, когда продолжительность свободного движения существенно превышает продолжительность совместного, в этом случае достигается максимальное значение скорости транспортирования. Минимальное значение затрат на транспортирование устанавливается несколько раньше.

При дальнейшем увеличении частоты колебаний создаются условия для более раннего отрыва груза от грузонесущего органа, а следовательно, более длительного свободного полета. Так и происходит при первом цикле движения. Однако продолжительность последующего этапа совместного движения может оказаться при этом настолько незначительной, что груз не успевает получить от грузонесущего органа энергию, необходимую для преодоления сопротивлений транспортированию на следующем этапе движения. Вследствие этого второй этап свободного движения сокращается, а последующий этап совместного движения увеличивается. Груз приобретает необходимую энергию и снова совершает большой скачок.

Таким образом, при малых фазовых углах отрыва цикл движения груза совершается за два цикла колебаний грузонесущего органа и состоит из двух чередующихся, короткого и длинного, этапов полета и двух неравных этапов совместного движения. Дальнейшее увеличение частоты колебаний ведет к тому, что разница между продолжительностью одноименных этапов движения в начале и конце цикла продолжает увеличиваться (возрастает асимметрия цикла). Это длится до тех пор, пока один из них не исчезнет полностью. Тогда устанавливается режим движения с углом полета более 360° . Дальнейшее увеличение частоты вызывает увеличение угла полета и снижение угла совместного движения. Эффективность процесса вибротранспортирования повышается, пока не достигается второй экстремум.

В переходном режиме вибротранспортирования энергетические соотношения зависят от степени его асимметрии. При небольшой асимметрии перемещение груза перпендикулярно к плоскости транспортирования происходит в основном при таких же энергетических соотношениях, как и в предшествующем режиме. Различие сводится лишь к тому, что в течение

первого этапа совместного движения (более продолжительного) груз получает больше энергии, чем в течение второго этапа. При движении в плоскости грузонесущего органа в течение первого этапа совместного движения груз получает значительно больше энергии, чем в течение второго этапа.

При этом в конце первого этапа совместного движения он возвращает лишь незначительную часть энергии, в то время как в конце второго этапа он отдает энергии больше, чем получил в начале этапа (за счет энергии, полученной и не использованной в течение первого этапа совместного движения). Таким образом, переходные режимы вибротранспортирования характеризуются повышенной циркулирующей энергии между грузом и грузонесущим органом.

При значительной асимметрии цикла происходят резкие изменения энергетических соотношений при перемещении груза в обоих направлениях. При перемещении перпендикулярно к транспортирующей поверхности в течение первого этапа совместного движения груз получает большую порцию энергии, но в конце этапа частично возвращает ее вибрационной машине. В течение второго этапа груз воспринимает меньше энергии, причем в значительной степени возвращает ее обратно. При движении в плоскости транспортирования в течение первого этапа совместного движения грузу передается большая часть энергии. В течение второго этапа он вначале возвращает неизрасходованную энергию и лишь в конце этапа частично ее восполняет.

По мере увеличения крупности отдельных кусков и общей массы груза, одновременно участвующего в процессе вибротранспортирования, возрастает его воздействие на режим движения грузонесущего органа. Под влиянием транспортируемого груза в движении грузонесущего органа появляются субгармоники. При этом груз оказывает сильно демпфирующее влияние на движение грузонесущего органа. При транспортировании особо крупнокусковых грузов процесс вибротранспортирования характеризуется еще более существенными отличиями. В результате соизмеримости масс груза и грузонесущего органа движение обоих в значительной степени определяется характером их взаимодействия.

При транспортировании крупнокусковых грузов наблюдается нарушение периодичности движения грузонесущего органа. Его перемещения сопровождаются раскачками и интенсивными соударениями с транспортируемым грузом. При этом перемещение груза формируется из случайных процессов, что может снижать скорость вибротранспортирования. В этих режимах при достаточной близости частоты соударений к частоте собственных колебаний вибромашины возникает ударный резонанс. Система (груз—грузонесущий орган) приобретает как бы автоколебательный характер, так как ее движение является средством подачи в систему энергии. Изложенное показывает, что при больших нагрузках следует рассматривать систему груз—грузонесущий орган.

Существенное влияние на процесс вибротранспортирования имеет влажность грузов, склонных к налипанию. У налипающих грузов сухое трение о поверхность грузонесущего органа заменяется вязкостным. При этом величина сцепления с грузонесущим органом в малой степени или совсем не зависит от степени прижатия их к поверхности грузонесущего органа

(величины нормальной реакции). Вследствие этого при симметричных колебаниях нарушается принцип вибрационного транспортирования — при движении грузонесущего органа величина силы, перемещающей груз, как при движении вперед, так и назад оказывается одинаковой.

В результате направленное перемещение груза не обеспечивается. Транспортирование липких грузов оказывается возможным лишь при создании асимметричных колебаний грузонесущего органа, что может быть достигнуто, например, при использовании бигармонических колебаний.

Для выяснения физики процесса вибрационного транспортирования массовых грузов существенную роль играет изучение энергетических зависимостей. Сопротивления, необратимые деформации и трение частиц при сжатии, разрыхлении и смещении слоя обуславливают затраты энергии при перемещении грузонесущего органа перпендикулярно к транспортирующей поверхности.

Энергия затрачивается так же при соударении слоя груза с грузонесущим органом. Потери связаны с необратимыми деформациями, хрупким разрушением и трением друг о друга частиц груза, а также с гистерезисными потерями в грузонесущем органе и упругих элементах вибромашины, вызываемых их деформациями при соударении. Определенная часть энергии теряется в процессе свободного движения, в частности под влиянием сопротивлений воздуха, обусловленных периодическими уплотнениями и разрежениями воздушной подушки под слоем груза.

Аэродинамические сопротивления демпфируют также колебания грузонесущего органа. При перемещении в плоскости транспортирования энергия затрачивается на трение груза при проскальзывании относительно грузонесущего органа и при смещении монослоев груза. Проскальзывание монослоев происходит в процессе передачи движущего импульса от грузонесущего органа транспортируемому грузу. Энергия на ускорение транспортируемого груза и на преодоление сопротивлений, возникающих в процессе вибротранспортирования, сообщается грузонесущим органом через силы трения груза о транспортирующую поверхность и силы, деформирующие слой в поперечном направлении.

Энергия от рабочего органа передается перемещаемому грузу на участках совместного движения при отсутствии относительного проскальзывания и при скольжении груза в сторону, противоположную направлению транспортирования, т. е. при отставании груза от грузонесущего органа. В первом случае передача энергии сопровождается только деформацией слоя и связанными с этим потерями энергии (внутрислоевыми), во-втором, кроме деформации слоя, имеет место его трение о поверхность грузонесущего органа, а следовательно, добавляются и потери энергии на трение. Такой способ передачи энергии транспортируемому грузу связан с непроизводительными затратами энергии, мерой которых служит относительная скорость груза.

Таким образом, принцип вибрационного транспортирования массовых грузов органически включает в себя непроизводительные потери энергии при канализации ее от грузонесущего органа. Эти потери связаны с внутренним и внешним трением и необратимыми деформациями слоя. Величина сообщенной грузу энергии наряду с другими обстоятельствами зависит от продолжительности совместного движения. В частности, при одинаковых

режимах колебаний трудноtransportируемый груз большее время движется в контакте с грузонесущим органом. Установлено также, что с увеличением продолжительности фазы совместного движения повышается стабильность процесса вибротранспортирования.

В процессе вибротранспортирования энергия рассеивается на всех этапах движения груза — в свободном движении, при соударении и в период движения совместно с грузонесущим органом. Однако интенсивность протекания этих процессов различна и характеризуется разными коэффициентами рассеяния энергии. Интегральным критерием, учитывающим все многообразные факторы рассеяния энергии, является угол сдвига фаз между перемещением среды и рабочего органа вибромашины.

2.3.2. ВИБРОПОГРУЗКА, ВИБРОВЫПУСК И ВИБРОБУНКЕРИЗАЦИЯ

Рассмотрим особенности других процессов, связанных с вибрационным перемещением насыпных грузов: вибропогрузки, вибровыпуска и вибробункеризации. Процесс вибропогрузки по своей сущности не отличается от процесса вибротранспортирования, но всегда сопровождается забором груза из штабеля и подъемом его по наклонно установленному грузонесущему органу.

Особенностью процесса вибровыпуска из бункеров или горных выработок является наличие больших масс груза над поверхностью грузонесущего органа. При этом импульсы, создаваемые грузонесущим органом, могут не достигать свободной поверхности массива, а затухать в его недрах. В этом случае наблюдается следующая картина распределения колебаний монослоев груза. Монослои груза, входящие в контакт с транспортирующей поверхностью, совершают периодические перемещения практически с амплитудой возбуждения, по мере удаления от грузонесущего органа амплитуда колебаний монослоев уменьшается и, наконец, становится равной нулю. Вышележащие слои груза уже не испытывают на себе действия вибрации.

Вследствие постоянного подпора вышележащих масс груза при вибровыпуске в ряде случаев оказывается невозможной реализация режимов с подбрасыванием. При этом движение груза происходит только в зоне выпускного отверстия. Обрушенная руда, находящаяся на грузонесущем органе, выдается по горной выработке, а ее место занимают вышележащие слои горной массы, поступающие самотеком.

Если в процессе вибрационного транспортирования перемещаемый груз встречает на пути преграду, то под действием горизонтального напора он начинает подниматься вверх. При этом происходит значительное увеличение толщины слоя, начинающееся от преграды и распространяющееся навстречу поступающему грузу. Таким образом, установка преграды на пути перемещаемого груза позволяет его накапливать в значительных количествах. Это явление получило название вибробункеризации.

Вибробункеризация имеет место во многих процессах вибрационного транспортирования. Механика этого процесса представляет интерес с точки зрения практического использования. Во всех случаях вибробункеризации обрабатываемый продукт подчиняется общим физическим закономерностям и имеет специфические особенности движения, обусловленные кон-

структивными особенностями машины, с которой ведется осуществление технологического процесса, и режимом ее работы.

Исходя из изложенного рассмотрим закономерности процесса вибробункеризации на прямолинейной транспортно-технологической машине. В процессе вибробункеризации на транспортной машине, подойдя к преграде, передние слои насыпной среды теряют горизонтальную составляющую скорости, тогда как вся остальная масса продолжает движение. За счет действующего напора передние слои уплотняются и вытесняются вверх, подпираемые массой остального продукта. При этом происходит не только рост высоты слоя, но и постепенное изменение горизонтальной его скорости от скорости вибрационного транспортирования на входе в бункер до нулевой — у преграды.

Высота слоя увеличивается с течением времени, считая от начала процесса. Напор массы груза падает по мере удаления от преграды, и участок вибробункеризации заканчивается там, где напорное усилие в слое становится равным нулю.

Характер процесса вибробункеризации определяется такими параметрами режима, как вид, амплитуда и частота колебаний рабочего органа, направление колебаний и угол наклона транспортирующей поверхности. Экспериментальные исследования показывают, что на протекание вибробункеризации известные влияние оказывают конструкция и конфигурация бункера и рабочего органа, а также наличие или отсутствие подпора бункеруемого продукта.

Эффективность процесса вибробункеризации оценивают по двум основным показателям — скорости бункерирования, или, что то же самое, скорости подъема продукта в бункере, и максимально достижимой высоте сбункерованного слоя. Первый показатель, по существу, характеризует производительность процесса бункерования, а второй — его эффективность. Режимы, обеспечивающие высокую производительность, одновременно обеспечивают достижение максимальной высоты вибробункерования. Анализируя экспериментально установленную зависимость времени заполнения бункера от частоты и амплитуды колебаний грузонесущего органа, угла вибрации и угла наклона в режиме прямолинейных гармонических колебаний, отмечаем, что увеличение частоты и амплитуд колебаний способствует повышению производительности процесса вибробункеризации.

Наклон рабочего органа ускоряет заполнение бункера, а подъем существенно снижает производительность. При углах подъема свыше 10° процесс вибробункеризации практически прекращается. Более сложное влияние оказывает угол вибрации. С увеличением угла вибрации от 30° до 40° ускоряется подъем продукта в бункере, однако скорость его поступления снижается; в целом же эффективность протекания процесса возрастает, производительность бункеризации увеличивается. Дополнительное увеличение угла вибрации еще более ускоряет подъем среды в бункере, однако вследствие снижения скорости транспортирования в бункер поступает недостаточное количество продукта и в целом производительность вибробункеризации падает.

Изучение влияния размеров бункера и рабочего органа на параметры процесса показало, что после достижения необходимых минимальных

размеров ни длина, ни ширина их не оказывают влияния на показатели процесса. Вибробункеризация осуществляется лучше в емкостях с расширяющимися кверху стенками; повышению эффективности процесса способствует также установка перегородки у загрузочного отверстия, препятствующей скатыванию продукта со свободной поверхности штабеля.

Высота сбункерованного штабеля существенно зависит от величины подпора, т. е. высоты слоя груза в той части рабочего органа, где не происходит бункеризации. Максимальная высота вибробункеризации, достигнутая в настоящее время в режиме прямолинейных гармонических колебаний, составляет около 800 мм.

Изучение распределения внутренних динамических давлений в штабеле бункеруемого продукта, создающихся колебаниями рабочего органа, позволяет полнее понять физику процесса вибробункеризации. Рабочий орган передает среде периодические импульсы, величина которых определяется параметрами режима колебаний. Однако действие этих импульсов происходит в массовом грузе, поэтому можно считать, что под воздействием вибрации в штабеле груза имеет место некоторое постоянное динамическое давление, под влиянием которого осуществляются подача и бункерование продукта. Составляющая давления, действующая вдоль рабочего органа, обеспечивает транспортирование груза, составляющая давления в перпендикулярном направлении — его бункерование.

Исследования распределения динамического давления в штабеле в горизонтальном и вертикальном направлениях показывают, что указанное давление не остается постоянным по высоте слоя. По мере удаления от рабочего органа вертикальная составляющая давления уменьшается по сложному закону, характер которого в значительной степени зависит от скорости колебаний, однако направление его действия всегда остается неизменным — снизу вверх. Горизонтальная составляющая динамического давления уменьшается по высоте слоя по весьма сложному закону, зависящему от скорости колебаний.

На некотором удалении от поверхности рабочего органа динамическое давление меняется по величине и направлению, действуя не только в сторону перемещения, но и навстречу ему. Этим объясняются циркуляционное движение частиц в штабеле и наличие противотока на его свободной поверхности. Снижение динамического давления по высоте слоя обусловливается в основном уменьшением амплитуды колебаний монослоев среды по мере удаления от колеблющейся поверхности и рассеянием энергии импульса вследствие внутренних сопротивлений в среде. Амплитуда колебаний монослоев весьма быстро уменьшается по мере удаления от вибрирующей поверхности, примерно с той же интенсивностью падает и динамическое давление в штабеле.

С целью установления параметров вибробункеризации были проведены экспериментальные исследования. При этом применялись эллиптические режимы колебаний и выявлялась эффективность процесса вибробункеризации в указанных режимах по сравнению с режимами прямолинейных гармонических колебаний. Исследование высоты бункеризации от времени при различных частотах колебаний, при амплитудах, составляющих в вертикальном направлении $A = 2,5$ мм, в горизонтальном $B = 2,5$ мм и

сдвиге фаз 20° показывает, что с увеличением частоты колебаний возрастает высота бункеризации — чем выше частота, тем продолжительнее процесс бункеризации.

Так, например, при частоте 900 кол/мин высота бункеризации достигает 360 мм, а время бункеризации составляет 18–20 с; при частоте 800 кол/мин высота бункеризации 305 мм, продолжительность 16–18 с и при частоте 700 кол/мин высота бункеризации 220 мм, время бункеризации 14–16 с соответственно. В то же время в режиме прямолинейных гармонических колебаний грузонесущего органа с частотой 860 кол/мин и амплитудой колебаний 2,5 мм высота бункеризации около 230 мм. При увеличении количества груза в бункере высота штабеля возрастает до 240 мм и при дальнейшем увеличении количества груза — до 275 мм. Соответственно при амплитуде 3 мм, частоте 1100 кол/мин получена высота слоя 320 мм.

Таким образом, при колебаниях бункера по эллиптической траектории значительно увеличивается эффективность вибробункеризации и возрастает высота бункерования. В режиме эллиптических колебаний увеличивается также угол откоса штабеля в бункере, при частоте 900 кол/мин он достигает величины $50\text{--}55^\circ$, тогда как при прямолинейных колебаниях угол откоса не превышает в таких режимах 40° .

Эксперименты свидетельствуют, что на эффективность вибробункеризации большое влияние оказывают свойства сыпного продукта. Грузы, характеризующиеся хорошей транспортабельностью, бункеруются хуже. Отсюда можно заключить, что увеличение силы внутреннего сопротивления в известной степени способствует повышению эффективности процесса вибробункеризации.

Таким образом, можно констатировать, что на высоту бункеризации влияют главным образом следующие факторы: физико-механические свойства продукта, количество продуктов и толщина поступающего в бункер слоя, длина вибрирующего днища бункера, скорость в направлении колебаний. Увеличение высоты вибробункеризации при использовании эллиптических режимов колебаний можно объяснить влиянием независимой вертикальной составляющей колебаний рабочего органа.

2.4. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ИДЕНТИФИКАЦИИ ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ

При исследовании процессов вибрационного транспортирования приходится сталкиваться со сложными явлениями, когда транспортируемый груз не только совершает различные механические движения, но одновременно подвергается различным видам деформаций. Задача исследования усложняется также тем, что перемещения груза оказываются подверженными сопротивлениями окружающей среды. Для решения подобных задач используются методы механики и реологии, а также эффективной оказывается механореологическая феноменология. Процессы деформации слоя транспортируемого груза описываются методами реологии на базе разрабатываемых феноменологических моделей, которые в общем случае наделяются инерционными и упруговязкопластическими свойствами.

Такой подход дает возможность достаточно точно представить картину внутрислоевых процессов и получить зависимости для описания

сил взаимодействия груза с грузонесущим органом. Методы механики позволяют воспроизвести в условиях сопротивлений окружающей среды разнообразные движения такого деформируемого объекта, как слой груза. Система грузонесущий орган—транспортируемый груз является объектом с неустойчивыми связями, и полная механореологическая модель в соответствии с ходом процесса временами может распадаться на ряд частных феноменологических моделей, описывающих отдельные элементы исследуемой системы.

Четкая работа механореологической феноменологии и обеспечение реального воспроизведения процесса достигаются применением алгоритма расчета с логической системой, анализирующей исходя из начальных условий ход процесса и определяющей моменты перехода от одних характерных состояний к другим. Перемещения и деформации исследуемого объекта описываются системой динамических и реологических, как правило нелинейных, уравнений. Моменты перехода от одного режима движения или деформации к другому определяются комплексом трансцендентных уравнений.

Следует отметить, что процесс вибрационного транспортирования в значительной степени носит случайный характер, в основном в силу того, что постоянно изменяются свойства транспортируемого груза и условия взаимодействия составляющих его частиц с грузонесущим органом. При транспортировании грузов, не оказывающих заметного влияния на работу машины, колебания грузонесущего органа носят упорядоченный характер. При работе под большими нагрузками в колебаниях грузонесущего органа появляется случайная составляющая.

Изложенное показывает, что процесс вибротранспортирования массовых грузов, особенно под большими нагрузками, следует рассматривать как статистический. Поэтому при разработке феноменологии процесса вибротранспортирования массовых грузов нужно учитывать его статистический характер.

Случайные значения параметров феноменологической модели можно достаточно полно охарактеризовать двумя параметрами — распределением вероятностей и плотностью вероятностей. Однако для характеристики статистических параметров модели наряду с вероятностным описанием можно использовать совокупность неслучайных числовых характеристик, которые могут быть неизменными или меняться со временем. Второй способ оценки случайных параметров модели предпочтительнее, так как числовые характеристики просты и с ними легко оперировать при расчетах.

В качестве числовых характеристик случайных параметров феноменологических моделей используем:

- среднее значение параметра (математическое ожидание);
- среднее значение его квадрата (средняя мощность);
- дисперсию (среднее значение квадрата отклонения параметра от его средней величины);
- функцию корреляции (корреляционную функцию), характеризующую статистическую связь между мгновенным значением параметра, взятым в два произвольных момента времени.

Случайные параметры феноменологической модели обозначим $M(t)$ (случайная масса), $K(t)$ (случайная жесткость), $C(t)$ (случайная вязкость),

$K_n(t)$ (случайное упрочение) и $F_n(t)$ (случайный предел пластических деформаций). Значения этих параметров модели не могут быть точно предсказаны в любой заданный момент времени. Определенный вид $m(t)$, $k(t)$, $c(t)$, $k_n(t)$, $f_n(t)$, принятый случайными параметрами модели $M(t)$, $K(t)$, $C(t)$, $K_n(t)$, $F_n(t)$ и установленный в результате экспериментальных исследований, является реализацией соответствующих случайных параметров. Таким образом, достоверность параметров достигается путем идентификации модели с экспериментальными данными, подвергнутыми статистической обработке.

На основе современных физических представлений о сущности процесса вибрационного транспортирования массовых грузов можно сформулировать следующие основные требования к феноменологической модели слоя транспортируемого груза, без выполнения которых невозможно гарантировать достоверные воспроизведения определяющих характеристик процесса вибрационного транспортирования. Модель должна воспроизводить внутрислойные процессы и отражать закономерности взаимодействия с грузонесущим органом, связанные с рассеянием энергии и необратимыми деформациями слоя. Должны моделироваться реальные силы, продолжительность взаимодействия с грузонесущим органом, скорости движения. Необходимо учитывать воздействие среды, в которой происходит перемещение груза, на параметры его движения.

Кроме того, выдвигается требование, чтобы феноменологическая модель, обеспечивая необходимую достоверность и точность моделирования процессов, протекающих при вибрационном транспортировании реальных массовых грузов, была достаточно простой и характеризовалась минимальным набором реологических тел.

Решение поставленной задачи достигается с применением метода многокритериальной оптимизации и метода оптимизации, основанного на использовании ϵ -сетей. Рассмотрим применение указанных методов к разработке феноменологической модели слоя транспортируемого груза. За основу примем наиболее общий вариант модели, который бы в принципе учитывал все возможные режимы деформации и перемещения. В дальнейшем эта модель методами многокритериального оптимального проектирования может быть упрощена применительно к конкретным идентифицируемым процессам вибротранспортирования.

За основу принята трехкомпонентная инерционная упруговязкопластичная модель слоя насыпного груза. Устройство трехкомпонентной феноменологической модели слоя насыпного груза, позволяющей исследовать пространственные процессы вибрационного перемещения, приведено на рис. 10. Модель воспроизводит упруговязкие и пластические (без упрочнения или с упрочнением) деформации слоя груза по трем осям, соответствующие деформации окружающей среды и взаимодействие их между собой. Моделируются также перемещения транспортируемого груза в соответствующих направлениях.

Слой транспортируемого груза представлен многомассной упруговязкопластической феноменологической моделью. Инерционные свойства слоя груза моделируются массами m , m_{1x} , m_{1y} , m_{1z} , m_{3x} , m_{3y} , m_{3z} . Упруговязкопластические свойства слоя груза моделируются упругими реоло-

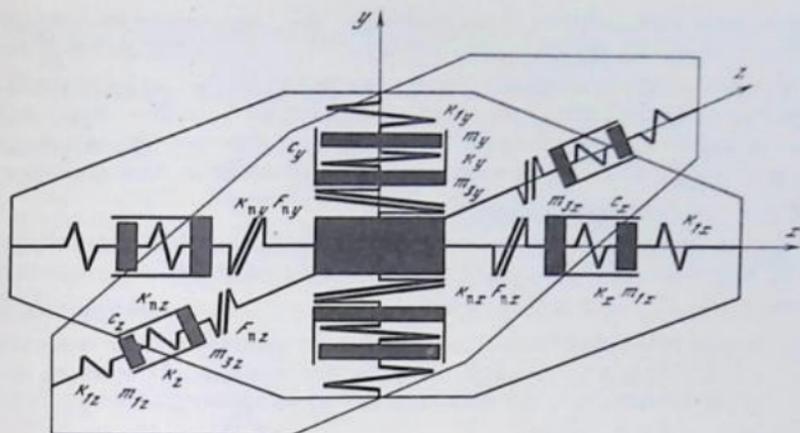


Рис. 10. Трехкомпонентная инерционная упруговязкопластическая модель сыпного груза

гическими телами с коэффициентами жесткости $k_x, k_y, k_z, k_{1x}, k_{1y}, k_{1z}$, вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_x, c_y, c_z , пластическими реологическими телами с пределами пластического деформирования F_{nx}, F_{ny}, F_{nz} и коэффициентами пластического упрочнения k_{px}, k_{py}, k_{pz} .

Слой груза в процессе деформаций и движения по грузонесущему органу взаимодействует с окружающей средой. В результате этого взаимодействия происходит деформации окружающей среды, вследствие чего слой груза оказывается подверженным внешним воздействиям. При перемещении груза в воздухе эти воздействия выражаются в виде аэродинамических сопротивлений. В процессе вибрационного транспортирования выделяются два вида аэродинамических воздействий — сопротивления, обусловленные обтеканием слоя при его движении в среде, и сопротивления, возникающие вследствие деформации прослойки среды, находящейся между слоем и поверхностью грузонесущего органа, и связанных с этим перетечек ее через поры, имеющиеся в массе груза. Если первые пропорциональны абсолютной скорости движения слоя груза, то вторые зависят от скорости его движения относительно грузонесущего органа. В зависимости от режима взаимодействия со средой, характеризующегося числом Рейнольдса, аэродинамические сопротивления пропорциональны первой или второй степени соответствующей скорости движения слоя груза.

Кроме того, груз взаимодействует с грузонесущим органом — его дном, стенками. В некоторых специальных вибрационных транспортирующих машинах он может входить в контакт и с другими элементами установки или сопряженных с ней конструкций. Такое взаимодействие сопровождается деформациями сыпного груза, следствием которых является возникновение усилий между соприкасающимися поверхностями. Если возникает взаимное перемещение контактирующих поверхностей, то при этом начинают действовать силы сухого трения.

Окружающая среда моделируется инерционной упруговязкой фено-

менологической моделью с массами m_{2x} , m_{2y} , m_{2z} , упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_{2x} , k_{2y} , k_{2z} , вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_{2x}^* , c_{2y}^* , c_{2z}^* , воспроизводящими сопротивление, пропорциональные относительной скорости деформации среды, а также вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_{2x}^{**} , c_{2y}^{**} , c_{2z}^{**} , моделирующими сопротивление, пропорциональные абсолютной скорости деформации среды.

Сухое трение слоя при скольжении поверхности грузонесущего органа моделируется элементами сухого трения с коэффициентами статического трения μ_x^* , μ_y^* , μ_z^* и динамического трения μ_x , μ_y , μ_z и принимается пропорциональным нормальным реакциям на соответствующую поверхность F_x , F_y , F_z ; направление действия сил трения определяется по знаку скорости груза относительно соответствующей транспортирующей поверхности

$$\text{sign } \dot{x}, \quad \text{sign } \dot{y}, \quad \text{sign } \dot{z},$$

где

$$\text{sign } \dot{x} = \begin{cases} -1 & \text{при } \dot{x} > 0, \\ +1 & \text{при } \dot{x} < 0; \end{cases} \quad \text{sign } \dot{y} = \begin{cases} -1 & \text{при } \dot{y} > 0, \\ +1 & \text{при } \dot{y} < 0; \end{cases} \quad \text{sign } \dot{z} = \begin{cases} -1 & \text{при } \dot{z} > 0, \\ +1 & \text{при } \dot{z} < 0. \end{cases}$$

В некоторых случаях целесообразно учитывать более точно зависимость силы трения от скорости груза относительно транспортирующей поверхности. Исследования движения заготовки через вибрирующий кристаллизатор, выполненные с учетом зависимости сил трения от скорости скольжения, показали, что при этом улавливаются некоторые новые особенности процесса скольжения по вибрирующей поверхности.

Для учета зависимости сил трения от относительной скорости скольжения допустимо использовать следующие соотношения: $F_{\text{тр}x} = \mu_x F_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3)$, $F_{\text{тр}y} = \mu_y F_y (\text{sign } \dot{y} - \alpha_1 \dot{y} + \alpha_2 \dot{y}^3)$; $F_{\text{тр}z} = \mu_z F_z (\text{sign } \dot{z} - \alpha_1 \dot{z} + \alpha_2 \dot{z}^3)$, где α_1 и α_2 — положительные постоянные; F_x, y, z — нормальная реакция на трущиеся поверхности.

Упруговязкие деформации центральной части слоя при горизонтальном расположении масс $m + m_{3x}$, $m + m_{3y}$, $m + m_{3z}$ в направлении осей x , y , z на вибрирующем грузонесущем органе описываются уравнениями

$$(m + m_{3x})\ddot{x} = -(m + m_{3x})\ddot{X} - c_x(\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x(x - x_1),$$

$$(m + m_{3y})\ddot{y} = -(m + m_{3y})\ddot{Y} - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1),$$

$$(m + m_{3z})\ddot{z} = -(m + m_{3z})\ddot{Z} - c_z(\dot{z} - \dot{z}_1) - k_z(z - z_1).$$

Упруговязкопластические деформации центральной части слоя (массы m , m_{3x} , m_{3y} , m_{3z}) в направлении осей x , y , z на вибрирующем грузонесущем органе выражаются следующим образом:

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} + F_{nx} + \left| \frac{k_{nx}}{0} \right| (x - x_3),$$

$$m_{3x}\ddot{x}_3 = m_{3x}\ddot{X} - m_{3x}g - F_{nx} + \left| \frac{k_{nx}}{0} \right| (x_3 - x) - c_x(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - k_x(x_3 - x_1),$$

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} + F_{ny} + \left| \frac{k_{ny}}{0} \right| (y - y_3) - mg,$$

$$m_{3y}\ddot{y}_3 = -m_{3y}\ddot{Y} - mg - F_{ny} + \begin{vmatrix} k_{ny} \\ 0 \end{vmatrix} (y_3 - y) - c_y(\dot{y}_3 - \dot{y}_1) - k_y(y_3 - y_1),$$

$$m\ddot{z} = -m\ddot{Z} + F_{nz} + \begin{vmatrix} k_{nz} \\ 0 \end{vmatrix} (z - z_3),$$

$$m_{3z}\ddot{z}_3 = -m_{3z}\ddot{Z} - F_{nz} + \begin{vmatrix} k_{nz} \\ 0 \end{vmatrix} (z_3 - z) - c_z(\dot{z}_3 - \dot{z}_1) - k_z(z_3 - z_1).$$

В приведенных уравнениях первый коэффициент (k_{nx} , k_{ny} , k_{nz}) при переменных ($x - x_3$), ($y - y_3$), ($z - z_3$) соответствует упрочнению.

Упруговязкие деформации части слоя, входящей в контакт с грузонесущим органом (масс m_{1x} , m_{1y} , m_{1z}), в направлении осей x , y , z представляются, как

$$m_{1x}\ddot{x}_1 = -m_{1x}\ddot{X} - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_x(x_1 - x_3) - k_{1x}x_1,$$

$$m_{1y}\ddot{y}_1 = -m_{1y}\ddot{Y} - m_{1y}g - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) - k_y(y_1 - y_3) - k_{1y}y_1,$$

$$m_{1z}\ddot{z}_1 = -m_{1z}\ddot{Z} - c_z(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - k_z(z_1 - z_3) - k_{1z}z_1.$$

Упруговязкие деформации среды, окружающей слой груза (масс m_{2x} , m_{2y} , m_{2z}), в направлении осей x , y , z описываются уравнениями

$$m_{2x}\ddot{x}_2 = -m_{2x}\ddot{X} - k_{2x}(x_2 - x_1) - c_{2x}^* \dot{x}_2 - c_{2x}^{**}(\dot{x}_2 + \dot{X}),$$

$$m_{1x}\ddot{x}_1 = -m_{1z}\ddot{X} - m_{1x}g \sin \alpha_x - k_{2x}(x_1 - x_2),$$

$$m_{2y}\ddot{y}_2 = -m_{2y}\ddot{Y} - k_{2y}(y_2 - y_1) - c_{2y}^* \dot{y}_2 - c_{2y}^{**}(\dot{y}_2 + \dot{Y})$$

$$m_{1y}\ddot{y}_1 = -m_{1y}\ddot{Y} - m_{1y}g - k_{2y}(y_1 - y_2),$$

$$m_{2z}\ddot{z}_2 = -m_{2z}\ddot{Z} - k_{2z}(z_2 - z_1) - c_{2z}^* \dot{z}_2 - c_{2z}^{**}(\dot{z}_2 + \dot{Z}),$$

$$m_{1z}\ddot{z}_1 = -m_{1z}\ddot{Z} - k_{2z}(z_1 - z_2).$$

Реальный процесс деформирования слоя транспортируемого груза включает в себя попеременно упруговязкое и пластическое деформирование. При этом порядок следования видов деформации заранее неизвестен. Для того чтобы исследовать реальный процесс напряженного состояния слоя груза создается автоматизированная система алгоритма расчета, важнейшими элементами которой являются математически выраженные логические условия перехода одного вида деформации в другой.

Упруговязкие деформации центральной части слоя переходят в пластические при выполнении условия: $-c_x(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_x(x_2 - x_1) \geq F_{nx}$; $-c_y(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - k_y(y_2 - y_1) \geq F_{ny}$; $-c_z(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_z(z_2 - z_1) \geq F_{nz}$.

Прекращение пластических деформаций центральной части слоя имеет место при следующих условиях: $F_{nx} \geq -c_x(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_x(x_2 - x_1)$; $F_{ny} \geq -c_y(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - k_y(y_2 - y_1)$; $F_{nz} \geq -c_z(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_z(z_2 - z_1)$.

Как показывают выполненные расчеты и сравнения их с экспериментальными данными, при исследовании закономерностей вибротранспортирования многих насыпных грузов можно без заметного ущерба для точности расчетов ограничиться инерционной упруговязкой феноменологической моделью слоя груза и не учитывать пластические деформации.

2.4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОДЕЛИ¹

Модель характеризуется следующими параметрами: инерционными $m, m_{1x}, m_{1y}, m_{1z}, m_{2x}, m_{2y}, m_{2z}$; упругими $k_x, k_y, k_z, k_{1x}, k_{1y}, k_{1z}$; вязкими c_x, c_y, c_z и пластическими $F_{пх}, F_{пy}, F_{пz}, k_{пх}, k_{пy}, k_{пz}$. К феноменологической модели слоя транспортируемого груза предъявляются противоречивые требования – обеспечение максимальной простоты структуры (содержание наименьшего количества фундаментальных реологических тел) и максимальной точности воспроизведения характеристик процесса вибротранспортирования. Итак, при оптимальном формировании феноменологической модели следует не только подбирать перечисленные параметры для обеспечения наилучшего совпадения с опытными данными в процессе идентификации, но и менять структуру модели, что осуществляется принятием некоторых параметров модели равными нулю или бесконечности.

В соответствии с такой постановкой задачи ограничения для каждого из параметров модели принимаются в двух пределах. Во-первых, принимается диапазон параметров, который может практически встретиться при вибротранспортировании реальных грузов, во-вторых, допускается равенство нулю или бесконечности некоторых параметров. Принятие такого значения параметра (нулевого или равного бесконечности) эквивалентно исключению из феноменологической модели соответствующего реологического тела. Установление ограничений изложенным способом позволяет управлять как параметрами, так и структурой феноменологической модели в процессе просмотра возможных вариантов.

Для упрощения записи параметрических ограничений феноменологической модели введем обозначения: i – номер реологического тела; k – обозначение оси, в направлении которой оно установлено. С учетом изложенного параметрические ограничения запишутся в следующем виде:

$$0, m_{ik}^* \leq m_{ik} = \alpha_{1i} \leq m_{ik}^{**}$$

$$0, k_{ik}^* \leq k_{ik} = \alpha_{2i} \leq k_{ik}^{**}$$

$$0, c_k^* \leq c_k = \alpha_3 \leq c_k^{**}$$

$$\infty, F_{пк}^* \leq F_{пк} = \alpha_4 \leq F_{пк}^{**}$$

$$0, k_{пк}^* \leq k_{пк} = \alpha_5 \leq k_{пк}^{**}$$

Здесь $0, \infty, m_{ik}^*, m_{ik}^{**}, k_{ik}^*, k_{ik}^{**}, c_k^*, c_k^{**}, F_{пк}^*, F_{пк}^{**}, k_{пк}^*, k_{пк}^{**}$ – минимальные и максимальные значения параметров модели. Таким образом, вектор параметров исследуемого множества феноменологических моделей $\underline{\alpha} = (\alpha_{1i}, \alpha_{2i}, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5)$ определяется приведенными значениями параметров.

Наряду с параметрическими устанавливаются функциональные ограничения. По условиям удобства применения ЭВМ, упрощения программ и обеспечения высокой точности расчетов необходимо, чтобы разброс между максимальными (***) и минимальными (*) значениями параметров модели находился в допустимых пределах. Поэтому функциональные

¹ В написании данного раздела принимала участие И.И. Гончаревич.

ограничения можно записать следующим образом:

$$f_1(\underline{\alpha}) = m_{ik}^* / m_{ik}^{**} \geq \epsilon_m, \quad f_2(\underline{\alpha}) = k_{ik}^* / k_{ik}^{**} \geq \epsilon_k,$$

$$f_3(\underline{\alpha}) = c_{\kappa}^* / c_{\kappa}^{**} \geq \epsilon_c, \quad f_4(\underline{\alpha}) = F_{пк}^* / F_{пк}^{**} \geq \epsilon_F,$$

$$f_5(\underline{\alpha}) = k_{пк}^* / k_{пк}^{**} \geq \epsilon_{кп}.$$

В соответствии с принятой постановкой задачи в качестве локальных критериев качества приняты минимум отклонения между расчетными и опытными значениями наиболее существенных параметров моделируемого процесса и минимум реологических тел модели. В качестве основных показателей процесса вибрационного транспортирования принимаем скорость транспортирования, нагрузки от перемещаемого груза на грузонесущий орган и затраты энергии на транспортирование. Идентификация может производиться также по углам отрыва и падения груза на грузонесущий орган, по углам полета и совместного движения, траекториям абсолютных и относительных перемещений и т.д.

В качестве локальных критериев качества феноменологической модели принимаем:

разброс экспериментальных и расчетных значений основных характеристик процесса вибротранспортирования: скорости $\varphi_1(\underline{\alpha}) = \min(v_3/v_p)$; усилий $\varphi_2(\underline{\alpha}) = \min(F_3/F_p)$; энергозатрат $\varphi_3(\underline{\alpha}) = \min(W_3/W_p)$;

число реологических тел модели $\varphi_4(\underline{\alpha}) = m_{ik} = 0$;

$\varphi_5(\underline{\alpha}) = k_{ik} = 0$; $\varphi_6(\underline{\alpha}) = c_{\kappa} = 0$; $\varphi_7(\underline{\alpha}) = F_{пк} = 0$; $\varphi_8(\underline{\alpha}) = k_{пк} = 0$.

В качестве исходных данных для сопоставления с расчетными характеристиками процесса вибротранспортирования могут использоваться непосредственно результаты экспериментов либо построенные на их основе уравнения регрессии. Сущность метода идентификации по экспериментальным данным сводится к тому, что определенные методом динамических испытаний характеристики процесса представляются как многозначные функции перемещения и скорости грузонесущего органа и груза или одного грузонесущего органа. В первом случае необходима полная информация о процессе, т.е. должны быть известны параметры движения грузонесущего органа и груза, во втором случае — только параметры движения грузонесущего органа.

Вследствие сложности регистрации параметров движения грузонесущего органа в инженерной практике обычно ограничиваются установлением параметров процесса в функции параметров движения грузонесущего органа, которые представляются в виде многомерной функции $y = f(x, \dot{x})$. Многомерность функции $y = f(x, \dot{x})$ обуславливается тем, что не учитываются зависимость рассматриваемого параметра от закономерностей движения груза и стохастические изменения его свойств в процессе транспортирования. Графически многозначная функция $y = f(x, \dot{x})$ представляется графиком слоев. Для сравнения с расчетными значениями принимается график поверхность, равноудаленный от верхней и нижней границ графика слоя.

Для обеспечения достаточной представительности экспериментальных данных необходимо, чтобы трехмерная траектория достаточно плотно заполняла область рабочих параметров процесса. Для выполнения этого тре-

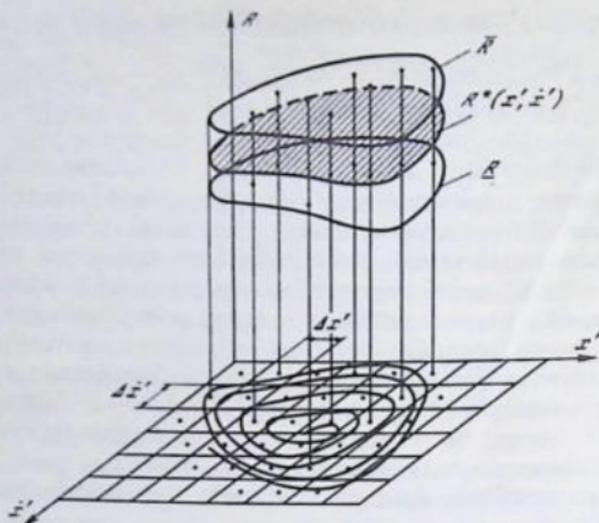


Рис. 11. Многозначная функция параметров процесса вибрационного транспортирования

бования нужно, чтобы в процессе экспериментов постоянно менялись перемещения и скорости движения грузонесущего органа. Изменения этих параметров можно достигнуть, используя специальный привод, при работе установки под большими нагрузками параметры движения грузонесущего органа меняются произвольно под действием статистических изменений реакций транспортируемого груза.

На рис. 11 в качестве примера приведена многозначная функция (график слой) реакции груза на рабочий орган. Экспериментальные данные могут быть представлены графически и в виде таблиц динамических испытаний.

Данные, заносимые в таблицу динамических испытаний, подвергаются обработке, которая состоит в следующем. Область фазовой плоскости прямоугольные ячейки со сторонами Δx , $\Delta \dot{x}$ таким образом, как представлено на рис. 11. Величины Δx , $\Delta \dot{x}$, характеризующие шаги разбиения возможных значений x , \dot{x} , задаются из условия точности анализа и согласуются с точностью эксперимента. Далее данные, занесенные в таблицу динамических испытаний, группируются по признаку их принадлежности данной прямоугольной ячейке с центром в точке x_i , \dot{x}_j . Всем экспериментальным точкам, попавшим в ячейку с номером ij , придают координаты центральной точки x_i , \dot{x}_j .

Таким образом, все экспериментальные точки, занесенные в таблицу динамических испытаний, задаются координатами x , \dot{x} с точностью до величин Δx , $\Delta \dot{x}$. В силу многозначности функции $y = f(x, \dot{x})$ каждой точке x_i , \dot{x}_j будет соответствовать несколько значений функции, которые принадлежат тем моментам времени, когда траектория пересекала прямоугольную ячейку с номером ij .

Построение многозначной функции $y = f(x, \dot{x})$ осуществляется следующим образом. Выделяются все точки с координатами y_{ij} , x_{ij} , \dot{x}_{ij} и прово-

дят через них поверхности, которые графически задают верхнюю и нижнюю границы функции, т.е. определяют функции, ограничивающие сверху и снизу многозначную функцию. При этом зависимость рассматриваемого параметра от параметров движения грузонесущего органа будет характеризоваться осредненной функцией $y^* = f^*(x, \dot{x})$, которая геометрически соответствует графику поверхности, равно удаленной от верхней и нижней поверхности, ограничивающей график слоев. Вычисление функции $y^* = f^*(x, \dot{x})$ осуществляется по правилу $y^* = 1/2 [\bar{y}(x, \dot{x}) + \underline{y}(x, \dot{x})]$. Указанное построение можно производить графически.

2.5. ФЕНОМЕНОЛОГИЯ ВИБРАЦИОННОГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ НА ЖЕСТКОМ ГРУЗОНЕСУЩЕМ ОРГАНЕ

2.5.1. ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ И ДЕФОРМАЦИИ, АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ, ИДЕНТИФИКАЦИЯ

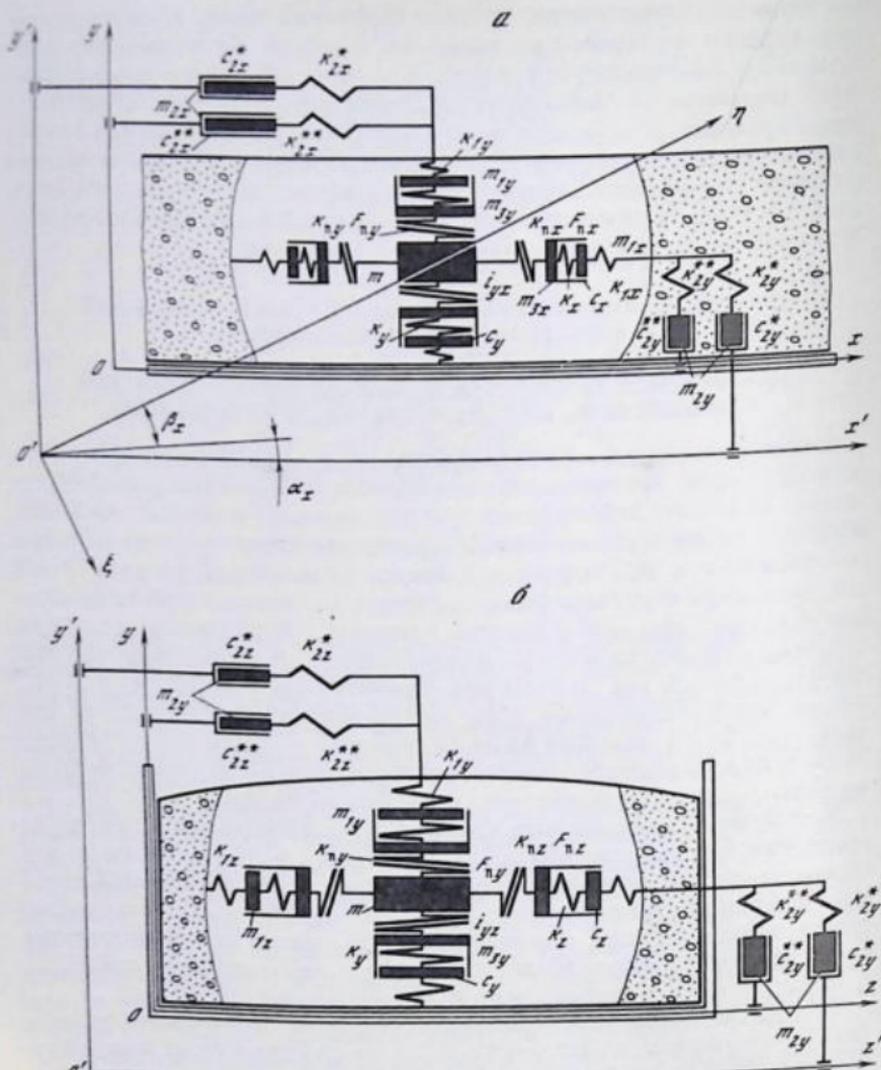
Рассмотрим общий случай вибротранспортирования насыпного груза, моделируемого трехкомпонентной упруговязкой феноменологической моделью, по желобу вибрационной транспортирующей установки, наклоненному под углом α к горизонту, совершающему колебания, направленные по отношению к ним под углом β . Введем подвижную систему координат xuz , связанную с грузонесущим органом, и две неподвижные координатные системы: $\eta\xi\kappa$, ось η которой совпадает с направлением колебаний грузонесущего органа в случае прямолинейных колебаний либо с направлением большей оси эллипса при эллиптических колебаниях, и $x'y'z'$, оси которой параллельны осям подвижной системы координат xuz (рис. 12). Ось x направим вдоль грузонесущего органа, ось y — перпендикулярно к транспортирующей поверхности и ось z — в плоскости грузонесущего органа, перпендикулярно к его продольной оси.

У обычного вибрационного конвейера грузонесущий орган совершает колебания в плоскости $\eta O \xi$ (xOy) по закону $\eta = f(\omega t)$. Проекции его перемещений при прямолинейных колебаниях на оси неподвижной системы координат будут $x' = \cos(\alpha + \beta)\eta$, $y' = \sin(\alpha + \beta)\eta$, $z' = 0$. Если грузонесущий орган совершает колебания по двум взаимно перпендикулярным осям, например эллиптические, проекции его перемещений на оси x' , y' , z' можно записать в следующем виде: $x' = X(t)$, $y' = Y(t)$, $z' = 0$.

При рассмотрении виброконвейера с винтовым грузонесущим органом (вироподъемника) в направлении оси z на слой груза будет действовать периодическая центробежная сила, поэтому следует учитывать, что в этом случае $z'(t) \neq 0$.

В общем случае вибротранспортирования возможно движение груза в контакте с грузонесущим органом и свободное движение в отрыве от него. В свою очередь, находясь на грузонесущем органе, слой груза может перемещаться совместно с ним или проскальзывать относительно него вперед или назад.

Процесс вибрационного транспортирования груза может быть описан системой дифференциальных уравнений, составленных для каждого режима деформации и этапа движения, и системой трансцендентных уравнений для определения моментов перехода от одного этапа движения или деформации к другому. В реальных процессах не представляется возмож-



Р и с. 12. Феноменологическая модель процесса вибротранспортирования массового груза по жесткому грузонесущему органу
 а – сечение модели плоскостью $xу$; б – сечение модели плоскостью xz

ным отделить деформации слоя груза от его перемещений. Обычно перемещения слоя груза сопровождаются его деформациями.

При перемещении феноменологической модели слоя в направлении оси $Oу$ на этапе движения в контакте с грузонесущим органом происходят его упруговязкие деформации и скольжение по стенкам грузонесущего органа, описываемые следующими уравнениями:

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} - mg \cos \alpha - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1) - \text{sign } \dot{y} \mu_y F_z,$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - k_{1y} y_1 - k_{2y} (y_1 - y_2),$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 \ddot{Y} + k_{2y} (y_2 - y_1) - c_{2y}^* \dot{y}_2 - c_{2y}^{**} (\dot{y}_2 + \dot{Y}),$$

где m — масса верхнего монослоя груза; m_1 — масса нижнего монослоя, входящего в контакт с грузонесущим органом; F_z, F_{1z} — реакции слоя груза на стенки грузонесущего органа; $F_y = -c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y (y - y_1)$ — внутренняя сила, обусловленная упруговязкими деформациями слоя груза в направлении оси y ; $F_{1y} = k_{1y} y_1$ — сила взаимодействия груза с грузонесущим органом в направлении оси y ; $F_{\text{тр}y} = -\text{sign } \dot{y} \mu_y F_z$ и $F_{\text{тр}1y} = -\text{sign } \dot{y}_1 \mu_y F_{1y}$ — силы трения монослоев груза о стенки грузонесущего органа.

Модель слоя находится на грузонесущем органе до тех пор, пока нормальная реакция груза на грузонесущий орган имеет отрицательное значение $k_{1y} y_1 < 0$ или пока деформация нижнего монослоя груза не превратится в нуль: $y_1 = 0$.

В момент t_0 , соответствующий равенству нулю деформации нижнего монослоя, происходит потеря контакта груза с грузонесущим органом и начинается его свободное движение (полет). Свободное движение верхнего и нижнего монослоев груза (полет), сопровождающееся деформациями окружающей среды, описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m \ddot{y} = -m \ddot{Y} - mg \cos \alpha - c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y (y - y_1),$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - k_{2y} (y_1 - y_2),$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 \ddot{Y} + k_{2y} (y_2 - y_1) - c_{2y}^* \dot{y}_2 - c_{2y}^{**} (\dot{y}_2 + \dot{Y}),$$

где m_2 — приведенная масса окружающей среды, охваченной деформациями; $k_{2y}, c_{2y}^*, c_{2y}^{**}$ — коэффициенты жесткости и вязкости окружающей среды в направлении оси y .

Сравнив уравнения движения слоя груза для движения в контакте и в отрыве от грузонесущего органа, видим, что они имеют идентичную запись и отличаются лишь значениями коэффициентов k_{1y} и μ_y (на участке движения без контакта с грузонесущим органом они обращаются в нуль). Поэтому все возможные режимы деформаций и перемещений слоя груза в направлении оси y можно описать системой нелинейных дифференциальных уравнений с постоянными и переменными коэффициентами:

$$\begin{cases} m \ddot{y} = -m \ddot{Y} - mg \cos \alpha - c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k (y - y_1) - \begin{vmatrix} \mu_y \\ 0 \end{vmatrix} \text{sign } \dot{y} F_z, \\ m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - \\ - \begin{vmatrix} k_{1y} \\ 0 \end{vmatrix} y_1 - \begin{vmatrix} \mu_y \\ 0 \end{vmatrix} \text{sign } \dot{y}_1 F_{1z} - k_{2y} (y_1 - y_2), \\ m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 \ddot{Y} - k_{2y} (y_2 - y_1) - c_{2y}^* \dot{y}_2 - c_{2y}^{**} (y_2 + \dot{Y}). \end{cases}$$

Здесь значения коэффициентов жесткости k_{1y} и трения μ_y принимаются равными нулю, первое — при потере контакта с дном и второй — при потере контакта со стенками грузонесущего органа ($k_{1y} = 0$ при $y_1 \geq 0$ и $\mu_y = 0$ при $z'_1 = z''_1 = 0$).

Аэродинамические сопротивления среды движению слоя груза равны $F_y^* = -k_{2y}(y_2 - y_1)$; сопротивления среды движению грузонесущего органа равны соответственно $F_y^* = -c_{2y}^* \dot{y}_2$; силы трения слоя груза о стенки грузонесущего органа равны $-(\text{sign } \dot{y} F_z + \text{sign } \dot{y}_1 F_{1z}) \mu_y$.

Перемещения и деформации слоя груза в направлении оси z при наличии сопротивлений среды описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений с постоянными и переменными коэффициентами:

$$m\ddot{z} = -m\ddot{Z} - c_z(\dot{z} - \dot{z}' + \dot{z}_1'') - k_z(z - z' + z_1'') - \left| \frac{\mu_z}{0} \right| \text{sign } \dot{z} F_y,$$

$$m_1 \dot{z}' = -m_1 \dot{Z}' - c_z(z' - \dot{z}) - k_z(z' - z) - \left| \frac{k_{1z}}{0} \right| z' - \left| \frac{\mu_z}{0} \right| \text{sign } \dot{z}' F_{1y} - k_{2z}(z' - z_2) + F_{zP},$$

$$m_1 \ddot{z}_1'' = -m_1 \ddot{Z}'' - c_z(\dot{z}_1'' - \dot{z}) - k_z(z_1'' - z) - \left| \frac{k_{1z}}{0} \right| z_1'' - \left| \frac{\mu_z}{0} \right| \text{sign } \dot{z}_1'' F_{1y} - k_{2z}(z_1'' - z_2) - F_{zP},$$

$$m_2 \dot{z}_2' = -m_2 \dot{Z}' - k_{2z}(z_2 - z_1') - c_{2z}^* \dot{z}_2' - c_{2z}^{**}(\dot{z}_2' + \dot{Z}'),$$

$$m_2 \ddot{z}_2'' = -m_2 \ddot{Z}'' - k_{2z}(z_2 + z_1'') - c_{2z}^* \dot{z}_2'' - c_{2z}^{**}(\dot{z}_2'' + \dot{Z}'').$$

Здесь коэффициенты жесткости k_{1z} и трения μ_z принимаются равными нулю, первый — при потере контакта со стенками грузонесущего органа, второй — при потере контакта с днищем грузонесущего органа ($k_{1z} = 0$ при $z_1'' = z_2'' \geq 0$ и $\mu_z = 0$ при $y_1 \geq 0$). Здесь \ddot{Z} , \dot{Z}' и \ddot{Z}'' — ускорения колебаний днища и стенок грузонесущего органа в направлении оси Oz (у обычного конвейера $\ddot{Z} = \dot{Z}' = \ddot{Z}''$); z' и z_1'' — перемещения правого и левого боковых монослоев груза; F_{zP} — усилия, действующие на стенки грузонесущего органа от бокового распора груза.

Суммарное давление на стенки грузонесущего органа равно $F_z = -k_{1z}(z_1' - z_1'')$; внутренняя сила, обусловленная упруговязкими деформациями слоя $F_z^* = -c_z(2\dot{z} - \dot{z}' + \dot{z}_1'')$; сила трения о днище грузонесущего органа $-(\text{sign } \dot{z} F_y + \text{sign } \dot{z}_1' F_{1y}) \mu_z$; сопротивления внешней среды $F_z^{**} = -k_{2z}(2z_2 - z_1' + z_1'')$.

Перемещения и деформации слоя груза в направлении оси x при наличии сопротивлений среды описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений с постоянными и переменными коэффициентами:

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} - m\ddot{g} \sin \alpha - c_x(\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x(x - x_1) - \left| \frac{\mu_{xy}}{0} \right| \text{sign } \dot{x} F_z,$$

$$m_1 \dot{x}_1 = -m_1 \dot{X} - m_1 g \sin \alpha - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x(x_1 - x) - k_{1x} x_1 -$$

$$- \left| \frac{\mu_{xy}}{0} \right| \text{sign } \dot{x}_1 F_{1z} - \left| \frac{\mu_{xz}}{0} \right| \text{sign } \dot{x}_1 F_y - k_{2x}(x_1 - x_2),$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 \ddot{X} - k_{2x}(x_2 - x_1) - c_{2x}^* \dot{x}_2 - c_{2x}^{**}(\dot{x}_2 + \dot{X}).$$

Здесь значения коэффициентов жесткости k_{1x} и трения μ_{xy} принимаются равными нулю при начале скольжения и при потере контакта с днищем и стенками грузонесущего органа (при $x \geq 0$ $\mu_{xy} = 0$, при $y \geq 0$ $\mu_{xz} = 0$; μ_{xz} и μ_{xy} — коэффициенты трения груза о плоскости xz , xy).

Таким образом, все возможные перемещения и деформации слоя груза,

идентифицируемого инерционно-упруговязкой феноменологической моделью из двух монослоев в направлении каждой оси, описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений с постоянными и переменными коэффициентами. Одновременно воспроизводятся деформации окружающей среды.

Скольжение груза по днищу или стенка грузонесущего органа начинается в тот момент, когда соответствующая сдвигающая сила достигнет величины силы статического трения груза о днище грузонесущего органа $|-k_{1x}x_1| \geq \mu_{xz}F_y$ или его стенку $|-k_{1x}x_1| \geq \mu_{xy}^*F_z$. При этом направление скольжения груза (знак относительной скорости) определяется по знаку сдвигающей силы: при $-k_{1x}x_1 > 0 \dot{x}_1 > 0$ при $-k_{1x}x_1 < 0 \dot{x}_1 < 0$. Момент остановки груза, прекращения скольжения, определяется из условия $\dot{x}_1 = 0$. При этом силы статического трения груза о днище $\mu_{xz}^*F_y$ и стенки $\mu_{xy}^*F_z$ в момент остановки больше или равны сдвигающей силе $|\mu_{xz}^*F_y + \mu_{xy}^*F_z| \geq |k_{1x}x_1|$.

Приведем систему дифференциальных уравнений, описывающих деформации и движения слоя груза в системе координат xOy , к виду, удобному для решения. Для этого разделим их на коэффициент при высшей производной m и выполним некоторые преобразования. В результате получим следующую систему дифференциальных уравнений, описывающих

деформации и движения монослоев груза и окружающей среды по оси Oy :

$$\ddot{y} = -\ddot{Y} - g \cos \alpha - 2n_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - p_y^2(y - y_1) - \left| \begin{matrix} \mu_{xy} \\ 0 \end{matrix} \right| \text{sign } \dot{y} f_z,$$

$$\ddot{y}_1 = -\ddot{Y} - g \cos \alpha - 2n_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - p_y^2(y_1 - y) - \left| \begin{matrix} k_{1y} \\ 0 \end{matrix} \right| \dot{y}_1 -$$

$$- \left| \begin{matrix} \mu_{xy} \\ 0 \end{matrix} \right| \text{sign } \dot{y}_1 F_{1z} - p_{2y}^2(y_1 - y_2),$$

$$\ddot{y}_2 = -\ddot{Y} - p_{2y}^2(y_2 - y_1) - 2n_{2y}^* \dot{y}_2 - 2n_{2y}^{**}(\dot{y}_2 + Y);$$

деформации и движения монослоев груза и окружающей среды по оси Oz :

$$\ddot{z} = -\ddot{Z} - 2n_z(2\dot{z} - \dot{z}'_1 + \dot{z}''_1) - p_z^2(2z - z'_1 + z''_1) - \left| \begin{matrix} \mu_{xz} \\ 0 \end{matrix} \right| \text{sign } \dot{z} f_y,$$

$$\ddot{z}'_1 = -\ddot{Z}' - 2n_z(\dot{z}'_1 - z) - p_z^2(z'_1 - z) - \left| \begin{matrix} k_{1z} \\ 0 \end{matrix} \right| z'_1 - \left| \begin{matrix} \mu_{xz} \\ 0 \end{matrix} \right| \text{sign } \dot{z}'_1 f_{1x} -$$

$$- p_{2z}^2(z'_1 - z_2) + f_{zp},$$

$$\ddot{z}''_1 = -\ddot{Z}'' - 2n_z(\dot{z}''_1 - z) - p_z^2(z''_1 - z) - \left| \begin{matrix} k_{1z} \\ 0 \end{matrix} \right| z''_1 - \left| \begin{matrix} \mu_{xz} \\ 0 \end{matrix} \right| \text{sign } \dot{z}''_1 f_{1y} -$$

$$- p_{2z}^2(z''_1 - z_2) f_{zp},$$

$$\ddot{z}'_2 = -\ddot{Z}' - p_{2z}^2(z_2 - z'_1) - 2n_{2z}^* \dot{z}'_2 - 2n_{2z}^{**}(\dot{z}'_2 + \dot{Z}),$$

$$\ddot{z}''_2 = -\ddot{Z}'' - p_{2z}^2(z_2 + z''_1) - 2n_{2z}^* \dot{z}''_2 - 2n_{2z}^{**}(\dot{z}''_2 + \ddot{Z});$$

деформации и движения монослоев груза и окружающей среды по оси Ox :

$$\ddot{x} = -\ddot{X} - g \sin \alpha - 2n_x(\dot{x} - \dot{x}_1) - p_x^2(x - x_1) - \left| \begin{matrix} \mu_{xz} \\ 0 \end{matrix} \right| \text{sign } \dot{x} f_z,$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\ddot{X} - g \sin \alpha - 2 n_x (\dot{x}_1 - \dot{X}) - p_x^2 (x_1 - x) - p_{1x}^2 x_1 - \left| \frac{\mu_{xy}}{0} \right| \text{sign } \dot{x}_1 f_1 z - \\ &- \left| \frac{\mu_{xz}}{0} \right| \text{sign } \dot{x}_1 f_y - p_{2x}^2 (x_1 - x_2), \\ \ddot{x}_2 &= -\ddot{X} - p_{2x}^2 (x_2 - x_1) - 2 n_{2x}^* \dot{x}_2 - 2 n_{2x}^{**} (\dot{x}_2 + \dot{X}), \end{aligned}$$

где $n_y, n_{2y}^*, n_{2y}^{**}, n_z, n_{2z}^*, n_{2z}^{**}, n_x, n_{2x}^*, n_{2x}^{**}$ — коэффициенты демпфирования, обусловленные внутренними и внешними сопротивлениями деформированию и перемещению монослоев груза в направлении осей yzx , $2 n_y = C/m$; $2 n_{2y}^* = c_{2y}^*/m$; $2 n_{2y}^{**} = c_{2y}^{**}/m$; $2 n_z = c_z/m$; $2 n_{2z}^* = c_{2z}^*/m$; $2 n_{2z}^{**} = c_{2z}^{**}/m$; $2 n_x = c_x/m$; $2 n_{2x}^* = c_{2x}^*/m$; $2 n_{2x}^{**} = c_{2x}^{**}/m$; $p_y, p_{1y}, p_{2y}, p_z, p_{1z}, p_{2z}, p_x, p_{1x}, p_{2x}$ — собственные частоты колебаний монослоев груза и окружающей среды, $p_y^2 = k_y/m$; $p_{1y}^2 = k_{1y}/m$; $p_{2y}^2 = k_{2y}/m$; $p_z^2 = k_z/m$; $p_{1z}^2 = k_{1z}/m$; $p_{2z}^2 = k_{2z}/m$; $p_x^2 = k_x/m$; $p_{1x}^2 = k_{1x}/m$; $p_{2x}^2 = k_{2x}/m$; λ_1, λ_2 — соотношения масс монослоев груза и окружающей среды, $\lambda_1 = m_1/m$; $\lambda_2 = m_2/m$; $f_z p, f_y, f_z$ — приведенные реакции груза, $f_z p = F_{zp}/m$; $f_y = F_y/m$; $f_z = F_z/m$.

Задача исследования процесса вибрационного транспортирования насыпного груза, состоящего из двух монослоев, при помощи приведенных уравнений сводится к последовательному их решению в порядке, который для данного режима работы вибрационной транспортирующей машины формируется логикой алгоритма решения, основой которой является система трансцендентных уравнений для определения моментов перехода от одного состояния к другому. Оператор, выбрав, исходя из разумных предположений о начале процесса вибротранспортирования, начальные условия и продолжительность периода реализации процесса, запускает алгоритм решения. В дальнейшем все операции осуществляются в автоматизированном режиме.

Трансцендентные уравнения логической системы алгоритма имеют следующий вид: для определения момента перехода t_0 от этапа движения слоя груза в контакте с грузонесущим органом к свободному движению $y_1(t_0) > 0$; для определения момента перехода t_n от этапа свободного движения груза к движению в контакте с грузонесущим органом $y_1(t_n) < 0$; для определения момента перехода $t_{0\pm}$ от движения слоя груза без проскальзывания к скольжению по днищу грузонесущего органа $|-p_{1x}^2 x(t_{0\pm})| \geq |\mu_y^* f_y(t_{0\pm})|$.

Направление движения груза относительно днища грузонесущего органа в момент начала скольжения определяется по знаку сдвигающей силы: при $-p_{1x}^2 x_1(t_{0\pm})_x > 0$ — скольжение вперед, $\dot{x}(t_{0\pm})_x > 0$; при $-p_{1x}^2 x_1(t_{0\pm})_x < 0$ — скольжение назад, $\dot{x}(t_{0\pm})_x < 0$.

Для определения момента перехода $(t_{0\pm})_z$ от движения слоя без проскальзывания по стенкам грузонесущего органа к скольжению $|-p_{1z}^2 z_1(t_{0\pm})_z| \geq |\mu_z f_z(t_{0\pm})_z|$. Направление движения слоя груза относительно стенок грузонесущего органа в момент начала скольжения определяется из условий: при $-p_{1z}^2 z_1(t_{0\pm})_z > 0$ скольжение вперед, $\dot{z}(t_{0\pm})_y > 0$; при $-p_{1z}^2 z_1(t_{0\pm})_z < 0$ скольжение назад, $\dot{z}(t_{0\pm})_z < 0$. Момент перехода $t(\pm 0)_z$ от скольжения груза по днищу и стенкам грузонесущего органа к остановке $|-p_{1z}^2 z_1(t_{\pm 0})_z| \leq |\mu_z f_z(t_{\pm 0})_z|$ и $\dot{z}_1 = 0$; $|p_{1x}^2 X \times x_1(t_{\pm 0})_x| \leq |\mu_y f_y(t_{\pm 0})_x + \mu_z f_z(t_{\pm 0})_x|$ и $\dot{x}_1 = 0$.

Для идентификации параметров феноменологической модели слоя на-

сыпных грузов, транспортируемых в горной промышленности, в разное время авторами В.П. Архипенко, А.А. Бекасовым был проведен комплекс исследований по изучению влияния параметров модели (собственных частот колебаний, коэффициентов затухания вязких реологических тел, моделирующих внутренние и внешние сопротивления, соотношения масс модели) на характеристики процесса вибротранспортирования (углы полета, скорость транспортирования, траектории слоя транспортируемого груза и т.д.). Результаты этих аналитических исследований сопоставлены с результатами экспериментов. Важную роль в эффективности сопоставления результатов, полученных при исследовании процесса вибротранспортирования феноменологической модели на ЭВМ и реальных насыпных грузов на экспериментальных стендах, играет правильный выбор сравниваемых параметров.

Для того чтобы выбранная феноменологическая модель была аналогом слоя определенного насыпного груза, необходимо прежде всего, чтобы они имели равные скорости транспортирования в одинаковых режимах, а также создавали одинаковые реакции на грузонесущий орган и обуславливали равноценные затраты энергии. Средняя скорость транспортирования является важнейшим интегральным признаком, определяющим идентичность модели и природы. Важно также, чтобы обеспечивалось совпадение фазовых углов полета, совместного движения, нормальных реакций груза на грузонесущего, траекторий слоя груза и т.д.

Были проведены исследования на аналоговой машине ЭМУ-10 по определению влияния параметров феноменологической модели на процесс вибротранспортирования в широком диапазоне режимов — амплитуда колебаний грузонесущего органа менялась от 0,5 до 50 мм и частота — от 300 до 1400 кол/мин.

Определялась зависимость средней скорости вибротранспортирования от коэффициентов затухания n_x и n_y , при различных собственных частотах системы p_x и p_y . Исследования показали, что в диапазоне собственных частот модели $p_x = 50 \div 200 \text{ с}^{-1}$, при коэффициенте затухания $n_x = 200 \div 500 \text{ с}^{-1}$ и собственных частотах $p_y = 200 \div 500 \text{ с}^{-1}$, при коэффициентах затухания $n_y = 200 \div 500 \text{ с}^{-1}$ модель обеспечивает хорошую сходимость основных расчетных характеристик процесса в широком диапазоне амплитуд и частот колебаний грузонесущего органа. Установленный диапазон параметров модели может приниматься в качестве параметрических ограничений при постановке задачи многокритериального оптимального проектирования феноменологической модели слоя насыпного груза.

Анализ влияния рассмотренных параметров модели на процесс вибротранспортирования, выполненный с целью уточнения параметрических ограничений, показал, что изменение собственной частоты колебаний модели ведет к изменению средней скорости транспортирования. В частности, уменьшение параметра p_y вызывает повышение скорости транспортирования модели, т.е. это можно трактовать так, что транспортабельность массового груза обратно пропорциональна собственной частоте p_y феноменологической модели. Таким образом, параметр p_y является значимым и может использоваться для регулирования характеристик модели с целью воспроизведения свойств слоя различных перемещаемых грузов.

Изменение собственной частоты колебаний модели p_x в рассмотренном диапазоне не оказывает заметного влияния на скорость перемещения модели. Поэтому при постановке задачи многокритериального оптимального проектирования феноменологической модели этот параметр следует рассматривать как не оказывающий управляющее воздействие, можно задать ему определенное значение в пределах рассмотренных значений.

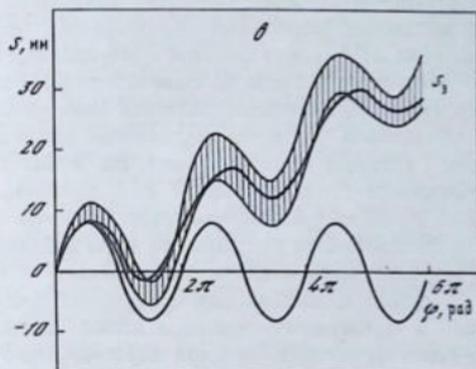
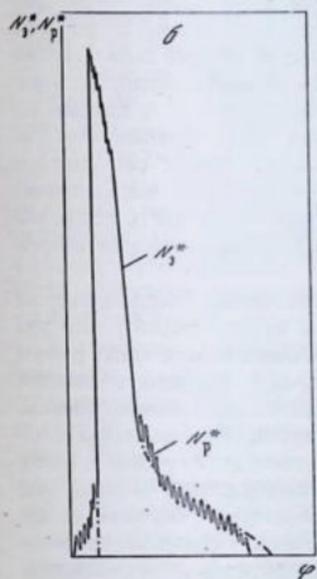
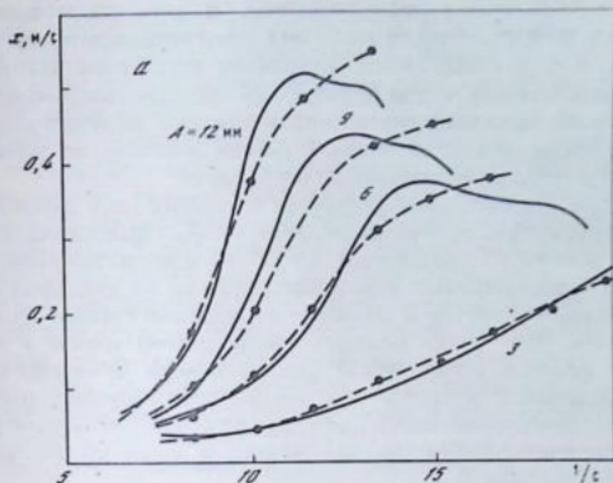
Проведенные исследования показали также, что при коэффициентах затухания $n_y < 100 \text{ с}^{-1}$ и $n_x < 400 \text{ с}^{-1}$ движение модели становится нестабильным и уже при низких частотах колебания грузонесущего органа наступают нерегулярные режимы перемещения. При этих значениях коэффициентов затухания модель не воспроизводит реальный процесс вибротранспортирования. Это дает основание рекомендовать нижние значения параметров n_x, n_y не принимать менее $100^{-\text{с}}$ при назначении параметрических ограничений. Установлено также, что изменение коэффициентов затухания в рассмотренном диапазоне значений не оказывает заметного влияния на скорость транспортирования груза, однако влияет на затраты в процессе транспортирования.

Было исследовано влияние коэффициента соотношения масс модели λ_y на среднюю скорость ее перемещения; прочие параметры модели принимались в установленном выше диапазоне значений. Было установлено, что уменьшение коэффициента соотношения масс λ_y ведет к повышению скорости транспортирования модели. Коэффициент соотношения масс модели λ_y позволяет учитывать толщину слоя транспортируемого груза, соотношение масс слоя, непосредственно участвующих и не участвующих в колебаниях. Слой груза небольшой толщины можно моделировать одномоментной феноменологической моделью ($m_1 = 0$). Чем больше толщина слоя, тем хуже транспортабельность слоя груза и тем меньше будет коэффициент соотношения масс λ_y .

Значительное влияние на скорость транспортирования феноменологической модели оказывает коэффициент трения модели о поверхность грузонесущего органа. С увеличением коэффициента трения скорость транспортирования возрастает. Как показали исследования, значительное влияние на скорость транспортирования феноменологической модели оказывает значение коэффициента вязких сопротивлений n_x^* окружающей среды; увеличение коэффициента n_x^* от нуля до 60 с^{-1} вызывает снижение скорости транспортирования в 10–12 раз. Нижним ограничением этого параметра следует принимать $n_x^* = \text{с}^{-1}$ и верхнего — $n_x^{**} = 50 \text{ с}^{-1}$.

В качестве примера на рис. 13, а представлено сопоставление скоростей транспортирования феноменологической модели слоя груза, характеризующегося параметрами $p_y = 200 \text{ с}^{-1}$, $n_y = 240 \text{ с}^{-1}$, $n_y^* = n_y^{**} = n_x^* = 3$, со скоростью транспортирования песка слоем 50 мм при различных амплитудах и частотах колебаний грузонесущего органа; на рис. 13, б — реакций на грузонесущий орган.

Критерий идентичности поведения феноменологической модели слоя и реального слоя насыпного груза, который определяется как равенство средней скорости транспортирования модели и слоя, не всегда может выражать одинаковость прочих характеристик среды и модели. Поэтому, как уже указывалось, к основному критерию необходимы дополнительные. Наиболее удобным дополнительным критерием является близкое совпа-



Р и с. 13. Идентификация расчетных и экспериментальных параметров вибротранспортирования

a — зависимость скорости транспортирования от режима колебаний грузонесущего органа; *b* — реакции на грузонесущий орган, *b* — траектории движения монослоев груза

дение теоретического и экспериментального законов движения, т.е. совпадение траекторий движения феноменологической модели и частиц транспортируемого насыпного груза.

Истинные законы движения частиц реального насыпного груза, необходимые для сопоставления с расчетными, были зафиксированы Ю.И. Декиной при помощи рентгеновской установки, снабженной кинокамерой. Процесс вибротранспортирования исследовался на виброконвейере с

изменяемыми параметрами режима работы. В слое груза помещались на различные горизонты непрозрачные для рентгеновских лучей частицы, удельный вес которых был равен насыпному весу груза. Идентичность движения слоя и меченых частиц проверялась предварительно экспериментами. Диаграммы движения внутренних монослоев получены путем покадрового проектирования на экран с фиксированным положением по горизонтали и растяжкой во времени по вертикали.

На рис. 13, в представлены диаграммы движения слоя песка высотой 90 мм на грузонесущем органе, колеблющемся по гармоническому закону с частотой $\omega = 48,8 \text{ с}^{-1}$, амплитудой $A = 8,5 \text{ мм}$ и углом вибрации $\beta = 30^\circ$. На рисунке в заштрихованной зоне представлен закон движения частицы у дна грузонесущего органа в среднем продольном сечении на глубине 45 мм и 15 мм. Для оценки влияния пристеночного трения в этом же эксперименте обычной киносъемкой фиксировалось движение меченых частиц непосредственно у прозрачной стенки грузонесущего органа. На том же рисунке представлен закон движения феноменологической модели, полученный расчетным путем (жирная линия), и закон колебаний грузонесущего органа (кривая 7).

Анализ серии подобных диаграмм, охватывающих как отрывные, так и безотрывные режимы, позволил сделать следующие выводы. Закон движения частиц вследствие упруговязких свойств слоя меняется по мере удаления от дна желоба. При относительно большой высоте слоя ослабление импульсов и сдвиг по фазе могут быть столь значительными, что верхняя часть груза может двигаться значительно медленнее или вообще останавливаться. В отдельных случаях наблюдается даже обратное его движение. Наличие подобного явления в значительной степени объясняется, по-видимому, тем, что слой в продольном и поперечном направлениях имеет различные характеристики. Об этом говорит и то, что горизонтальные составляющие вибрации по мере удаления от дна грузонесущего органа затухают интенсивнее вертикальных.

Методика сопоставления траекторий движения частиц, полученных на ЭВМ, и экспериментальных законов движения частиц такова, что для уменьшения объема расчетов первоначально просчитывается один режим с целью определения границ характеристик среды (модели), дающих закон ее перемещения, наиболее точно совпадающий с экспериментальным. Это позволяет для других режимов значительно ограничить диапазон изменения коэффициентов упругих и вязких сопротивлений реологических феноменологической модели. Искомые характеристики модели считаются достоверными, если обеспечивается относительно близкое совпадение указанных законов движения на наблюдаемом в практике диапазоне параметров, которое оценивается среднеквадратичным отклонением (3–5%).

Сопоставление экспериментальных и расчетных закономерностей говорит о том, что при определенном сочетании упругих, вязких и пластических характеристик феноменологической модели она движется идентично движению реального слоя груза. Параметры модели груза, выбранные для одного режима колебаний грузонесущего органа, являются правомерными и для других режимов колебаний в широком диапазоне. Достоверность феноменологических моделей, способность их воспроизводить физи-

ческую картину процесса подтверждают и довольно близкое совпадение теоретического и экспериментального законов изменения нормального давления и траекторий перемещения в направлении, перпендикулярном к грузонесущему органу.

Проведенные исследования по идентификации феноменологической модели и реальных насыпных кусковых грузов позволяют констатировать следующее. Параметрические характеристики феноменологической модели делают ее аналогом конкретной среды с определенными физическими свойствами, проявляемыми в процессе взаимодействия с вибрирующим грузонесущим органом. Изменение параметров модели в установленном довольно широком диапазоне обеспечивает соответствие ее с реальным насыпным грузом. Значительное влияние на процесс транспортирования модели оказывает коэффициент соотношения масс, учитывающий толщину перемещаемого слоя груза, коэффициенты затухания внешних вязких реологических тел, моделирующих сопротивление среды и коэффициент трения.

Необходимым условием подобия феноменологической модели и определенного насыпного груза является равенство средних скоростей вибрационного перемещения модели и груза. Средняя скорость вибрационного перемещения является интегральным и необходимым признаком, определяющим подобие вибрационного перемещения модели и груза. Достаточным условием наличия подобия вибрационного перемещения модели и реального насыпного груза служит совпадение траектории перемещения отдельных частиц груза и модели или реакций груза на грузонесущий орган.

Рассмотрим результаты идентификации феноменологической модели слоя мелкодисперсного груза (угольный штыб и т.д.). При вибротранспортировании мелкодисперсных грузов большое влияние на ход процесса оказывают аэродинамические сопротивления среды. Для исследования влияния аэродинамического фактора на процесс вибротранспортирования были проведены экспериментальные исследования и осуществлены расчеты по изложенной выше методике на АВМ.

В процессе проведения экспериментов регистрировались следующие величины: амплитуда колебаний A , частота колебаний n , высота слоя h , давление P_+ и разрежение P_- газа под слоем, фазовые углы отрыва φ_0 и падения φ_n слоя груза, а также скорость транспортирования v . Истирающее воздействие груза на рабочую поверхность грузонесущего органа контролировалось состоянием наносимых на его поверхность меловых полос. Измерение параметров A , n , h , v и контроль степени истирания меловых полос производились непосредственно во время опытов, остальные величины регистрировались (осциллографом) и считывались с диаграммных лент при обработке результатов исследований.

Параметры исходного состояния грузов и рабочего органа виброконвейера: дисперсный состав d , объемный вес γ , производительность транспортирования Q , площадь поперечного сечения грузопотока s . В качестве управляющих воздействий принимались амплитуда колебаний A , частота колебаний n , высота слоя груза h , коэффициент режима работы установки $\Gamma = [A \omega^2 \sin(\alpha + \beta)]/g$ (здесь угол вибрации β и угол транспортирования α в процессе опытов оставались постоянными). Параметры конечного состояния процесса виброперемещения: скорость транспортирования,

разрежение и давление газа под слоем груза, фазовые углы взаимодействия груза с плоскостью рабочего органа, критерии состояния вибрационного транспортирования слоя сыпучего груза, критерии Шваба $4\pi^2 P/\rho (A\omega)^2$ и Струхала $[A\omega \sin(\alpha + \beta)]/v$ (здесь ρ плотность слоя).

Задача сводилась к получению регрессионных уравнений по зависимости случайных величин ($P_-, P_+, \varphi_0, \varphi_n, v$) от неслучайных величин-аргументов (A, n, h), которые задавались. Значения неслучайных величин в своей генеральной совокупности выбраны случайным образом на основе метода рационального планирования экспериментов.

В результате обработки экспериментальных данных методами математической статистики с применением цифровой вычислительной машины получены уравнения множественной регрессии, описывающие с достаточной точностью изменения фаз движения и аэродинамической реакции слоя мелкодисперсного груза в процессе его вибротранспортирования, позволяющее составить вполне определенное качественное и количественное представление о характере поведения слоя мелкодисперсного груза на гармонически колеблющемся грузонесущем органе и перейти к определению параметров принятой модели слоя.

Для более верного и надежного проведения идентификации параметров феноменологической модели слоя груза проведены обобщение и анализ экспериментальных данных по регрессионным уравнениям. Из уравнений множественной регрессии следует, что в среднем для всех грузов наибольшее влияние на скорость транспортирования оказывает скорость колебаний.

На рис. 14 представлены зависимости скорости вибротранспортирования материала с большим содержанием мелкодисперсных частиц, кварцевого и речного песка от частоты колебаний при фиксированных значениях амплитуды. Получение таких зависимостей осуществлено с применением метода чистой регрессии. Высота слоя при этом фиксировалась на уровне среднего арифметического. При построении кривых учитывалось влияние краевых эффектов. С этой целью разброс значений по амплитуде и частоте не превышал интервала в две дисперсии.

Анализ полученных кривых показывает, что скорость вибротранспортирования речного и кварцевого песка с увеличением частоты колебаний плавно возрастает, для материала с большим содержанием мелкодисперсных частиц также экстремально возрастает до некоторого значения коэффициента режима работы. Это объясняется резонансными явлениями, возникающими в слое при его вынужденных колебаниях. В точке перегиба кривой происходит уплотнение слоя и снижение скорости.

Такой же характер изменения имеет зависимость скорости от амплитуды колебаний при фиксированных среднеарифметических значениях частоты колебаний и высоты слоя. Скорость транспортирования с увеличением высоты слоя падает, причем происходит сближение кривых для кварцевого и речного песка.

Это обстоятельство объясняется тем, что при этих параметрах вибрации и при высоте слоя примерно 75 мм силы сопротивления движению в обоих материалах примерно равны. Равенство сил, в свою очередь, объясняется приближением отношения h/d к такой величине, выше значения которого

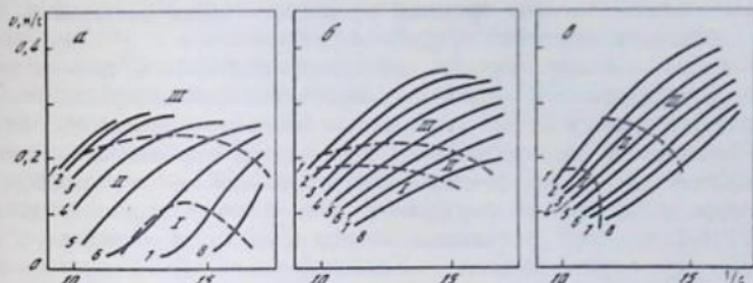


Рис. 14. Регрессионные зависимости скорости вибротранспортирования от частоты при различных амплитудах колебаний

a – мелкодисперсный материал; *б* – кварцевый песок, *в* – речной песок

I – зона интенсивного износа; II – зона частичного износа; III – зона отсутствия износа

Амплитуда колебаний *A*, мм: 1 – *A* = 7; 2 – *A* = 6,5; 3 – *A* = 6; 4 – *A* = 5,5; 5 – *A* = 5; 6 – *A* = 4,5; 7 – *A* = 4; 8 – *A* = 3,5

воздухопроницаемость слоя одинакова для материалов одной физической природы. Закономерности процесса вибротранспортирования следует рассматривать во взаимосвязи от нескольких главных факторов амплитуды и частоты вибрации, высоты слоя и его гранулометрического состава, коэффициента трения, количества пылевидных частиц. Эта взаимосвязь наиболее полно может быть оценена при использовании теории подобия массообменных процессов.

Используем критерий Струхаля $[A \omega \sin(\alpha + \beta)] / v$, характеризующий в общем случае гомохронность движения дисперсной среды и в нашем случае отражающий отношение вертикальной составляющей скорости колебаний к скорости его транспортирования. Экспериментальные данные, представленные в координатах $[A \omega \sin(\alpha + \beta)] / v$, Г, наглядно показывают, что наиболее транспортабельными являются материалы, имеющие высокий коэффициент трения и хорошую воздухопроницаемость. Мелкодисперсные материалы имеют очень низкую транспортабельность – при вибротранспортировании по грузонесущему органу, колеблющемуся с ускорением более 2,5g, мощность колебаний затрачивается в основном на преодоление сопротивлений.

С увеличением коэффициента режима работы установки Γ свыше некоторого значения величина критерия $[A \omega \sin(\alpha + \beta)] / v$ остается неизменной. Дополнительно подводимая к слою энергия затрачивается на непроизводительные вертикальные колебания, не увеличивая существенно скорость транспортирования. Поэтому повышение динамической нагрузки вибротранспортирующей установки свыше $\Gamma = 2,5$ не имеет смысла при перемещении материалов с большим содержанием мелкодисперсных частиц, свыше 2,1 для речного песка и 1,9 для кварцевого песка, поскольку при этих условиях значения критерия $[A \omega \sin(\alpha + \beta)] / v$ существенно не изменяются. Оценка на транспортабельность сыпучих грузов по критерию $[A \omega \sin(\alpha + \beta)] / v$ состоятельна только при одном этапе полета за период колебаний. При интенсификации режимов колебаний и появлении этапов полета, превышающих период колебаний, изменя-

ется качественная картина процесса вибротранспортирования, и в этом случае необходимо пользоваться другими критериями.

Материалы, имеющие лучшую воздухопроницаемость, раньше отрываются от поверхности. В частности отмечено, что при коэффициенте режима работы установки $\Gamma = 1,6$ материалы с большим содержанием мелкодисперсных частиц раньше начинают этап полета, чем кварцевый песок. Это объясняется тем, что такие режимы колебаний еще не способствуют сегрегации частиц слоя по размерам и движению слоя груза происходит без пылевой подушки. Увеличение высоты слоя груза способствует возрастанию угла отрыва. Кривые зависимости угла падения груза от параметров колебаний имеют в основном выраженную параболическую форму, причем в наибольшей мере величина этого угла определяется скоростью колебаний и высотой слоя груза. Угол падения от высоты груза изменяется по периодическому закону.

Характер изменения давления газа под слоем является определяющим для закономерностей вибротранспортирования мелкодисперсного груза в режимах с подбрасыванием. На пульсации газа под слоем груза наибольшее влияние оказывают высота слоя, скорость и ускорение колебаний. Зависимости для P_- и P_+ под слоем груза от скорости колебаний грузонесущего органа показывают, что, чем мелкодисперснее груз, тем выше амплитудные их значения. Осредненное давление газа под слоем груза при этом для материалов с плохой воздухопроницаемостью принимает отрицательные значения.

Высота слоя груза увеличивает и разрежение и давление газа под слоем, причем осредненное давление газа под слоем для грузов, имеющих хорошую воздухопроницаемость, смещается к положительным значениям, а для грузов с плохой воздухопроницаемостью — к отрицательным.

Наиболее полно охарактеризовать аэродинамическую нагруженность слоя груза можно при помощи критерия $4\pi^2 P/\rho(A\omega)^2$, отражающего отношение давления газа под слоем груза к квадрату скорости колебаний. Приняв в качестве величины давления под слоем груза его среднее эффективное значение $P = (P_- + P_+)/2$ и представив данные о координатах $4\pi^2 P/\rho(A\omega)^2$, Γ , получим кривые изменения аэродинамической нагруженности слоя в зависимости от динамической нагруженности установки. Материалы с большим содержанием мелкодисперсных частиц лучше транспортировать при $\Gamma < 1,5$.

При этих условиях критерий $4\pi^2 P/\rho(A\omega)^2$ принимает положительные значения, что благоприятнее действует на процесс вибротранспортирования, так как энергия колебаний в этом случае в меньшей мере затрачивается на преодоление сопротивлений на этапе полета. Режимы колебаний, установленные таким образом, сверялись с кривыми износа рабочей поверхности (см. рис. 14). Результаты сопоставления показали, что режим колебаний с $T = 1,5$ для материалов с большим содержанием мелкодисперсных частиц соответствует зоне истирания меловых полос, режим колебаний с $\Gamma = 2,5$ для этого же материала — зоне частичного истирания.

Идентификация феноменологической модели слоя мелкодисперсного груза начинается с определения параметров жесткости (частоты собственных колебаний) p_y и вязкости μ_y слоя груза на этапе совместного движения, как это изложено ранее. Нанося расчетные данные на эксперименталь-

ные графики угла отрыва слоя груза в зависимости от коэффициента режима работы установки, определили, при каких условиях слой реального груза отрывается от плоскости.

Было установлено, что для материалов с большим содержанием мелкодисперсных частиц при $\Gamma = 1,5$, что соответствует $A = 4,9$ мм и $\omega = 76,5 \text{ с}^{-1}$, параметры равны $p_y = 255 \text{ с}^{-1}$, $n_y = 370 \text{ с}^{-1}$; при $\Gamma = 2,5$, что соответствует $A = 5,5$ мм и $\omega = 94,2 \text{ с}$, параметры равны $p_y = 270 \text{ с}^{-1}$ и $n_y = 370 \text{ с}^{-1}$; для кварцевого песка при $\Gamma = 1,9$, что соответствует $A = 5$ мм и $\omega = 86 \text{ с}^{-1}$, параметры равны $p_y = 250 \text{ с}^{-1}$ и $n_y = 370 \text{ с}^{-1}$; для речного песка при $\Gamma = 2,1$, что соответствует $A = 6$ мм и $\omega = 82,5 \text{ с}^{-1}$, параметры равны $p_y = 260 \text{ с}^{-1}$ и $n_y = 310 \text{ с}^{-1}$. Сопоставление кривых производилось по среднеквадратичному отклонению.

Нахождение параметров вязких сопротивлений на этапе полета груза производится путем сопоставления экспериментальных зависимостей углов падения от скорости колебаний с данными, полученными при моделировании на ЭАВМ МН-17м. Наибольшим совпадением обладают кривые, соответствующие при $\Gamma = 1,5$ значениям $n_y = 70 \text{ с}^{-1}$ для материалов с большим содержанием мелкодисперсных, при $\Gamma = 2,5$ — значениям $n_y^* = 25 \text{ с}^{-1}$ для кварцевого песка и $n_y^* = 40$ и $n_y^* = 65 \text{ с}^{-1}$ — для речного песка соответственно. Математическое моделирование на ЭАВМ n_y^{**} проводилось при равенстве сопротивлений перемещения грузов, пропорциональных абсолютной скорости движения слоя и равных нулю. Такое упрощение обусловлено тем, что влияние этих сопротивлений на этапе полета незначительно.

Исходя из физико-механических представлений о характере вибротранспортирования слоя груза, принимали, что параметр жесткости $p_x \ll p_y$. Соотношение между параметрами жесткости в вертикальном и горизонтальном направлении принимали пропорциональным затуханию вибрации в слое. Более точное значение для p_x можно определить в ходе идентификации параметров модели при пластических деформациях по траектории нормальной реакции слоя груза.

При условии, что $F_{nx} = 0,6 p_x$ параметр пластичности слоя равен $0,3-0,5$, параметр начальной упругой деформации, соизмеримой с размерами частиц слоя, равен $0,5-2$ мм, коэффициент пластического упрочнения $(0,2 \div 0,3) p_x$, где величина p_x принимает значение в пределах $100-130 \text{ с}^{-1}$. Параметр модели μ — коэффициент трения о поверхность грузонесущего органа принимается равным значениям для реального сыпучего груза. При этих величинах параметров p_x , F_{nx} , k_{nx} была проведена идентификация параметров λ_y и n_x^* .

В процессе вибротранспортирования необходимо обеспечить такие кинематические параметры установки, при которых движение слоя груза осуществляется в основном на этапе полета. Определяющими сопротивлениями в этом случае являются вязкие сопротивления среды, пропорциональные абсолютной скорости вибротранспортирования. Совмещая кривые экспериментальных зависимостей скорости транспортирования от скорости колебаний с кривыми таких же зависимостей, полученных методом математического моделирования на ЭАВМ, находим n_x^{**} .

Для материалов с большим содержанием мелкодисперсных частиц он принимает следующие значения: при $\Gamma = 1,5$ $n_x^{**} = 6 \div 7$, при $\Gamma = 2,5$ $n_x^{**} =$

= 12+13, для кварцевого и речного песка равны 10–12 и 12–13 соответственно.

Как показал анализ диаграмм, суммарное перемещение идентифицированной модели слоя груза при режимах движения с одним этапом полета за период колебаний грузонесущего органа определяется перемещением ее на этапе полета. Перемещение модели на этапе совместного движения в прямом направлении компенсируется перемещением в обратном направлении, вызывая лишь износ грузонесущей поверхности.

При выборе кинематических параметров вибротранспортирующих машин для транспортирования абразивных сыпучих материалов важно учитывать истирающее воздействие сыпучего груза. Для исследования износа проанализировано транспортирование феноменологической модели на этап совместного движения. В результате установлено, что с увеличением амплитуды колебаний при постоянном значении частоты суммарный путь сыпучих грузов на участках скольжения за период колебаний плоскости уменьшается (например, 120, 108, 104° град при амплитуде колебаний 5, 6 и 7 мм соответственно), а следовательно, и уменьшается истирающее воздействие. Таким образом, с точки зрения износа выгоднее режимы колебаний грузонесущего органа с большей амплитудой. На рис. 14 нанесены зоны, характеризующиеся различными интенсивностями истирающего действия транспортируемого груза: I – зона интенсивного истирания; II – зона частичного истирания; III – зона отсутствия истирания меловых полос.

2.5.2. СКОРОСТЬ ГРУЗА, НАГРУЗКИ НА ГРУЗОНЕСУЩИЙ ОРГАН, ВНУТРЕННИЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СЛОЕ, ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ В ПРОЦЕССЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

При помощи приведенных дифференциальных уравнений оказывается возможным определение скоростей транспортирования груза, нагрузок на грузонесущий орган, внутренних напряжений в слое и затрат энергии в процессе транспортирования.

Скорость транспортирования груза является одной из наиболее важных характеристик процесса вибрационного транспортирования, необходимых при проектировании вибрационных транспортирующих машин. Перемещение груза относительно грузонесущего органа имеет место на всех этапах движения и деформации в направлении оси Ox . Текущее перемещение груза x определяется в результате решения уравнений движения модели в направлении оси Ox применительно к исследуемому режиму колебаний грузонесущего органа, которое в зависимости от характера движения груза должно решаться совместно с уравнениями движения в направлении осей Oy и Oz .

Средняя скорость вибротранспортирования определяется перемещениями груза вдоль грузонесущего органа на отдельных этапах движения, характером, продолжительностью и порядком следования этих этапов. Свободное движение груза происходит с момента отрыва t_{0x} до момента падения $t_{пx}$, продолжительность его в угловых единицах составляет δ_x , скольжение в прямом и обратном направлениях имеет место на участках $t_{(+)x} - t_{(+)x}$ и $t_{(-)x} - t_{(-)x}$, продолжительность скольжения в угловых единицах составляет соответственно $\delta_{(+)x}$ и $\delta_{(-)x}$, перемещение относительно грузонесу-

шего органа за счет упругой деформации слоя на участке $t_{ny} - t_{ky}$ имеет продолжительность δ_{yx} .

Проинтегрировав значения скоростей движения груза в соответствующих пределах и разделив на продолжительность всего этапа движения, получим средние скорости его транспортирования на каждом этапе. Таким образом, средняя скорость транспортирования за полный цикл движения груза определится как его суммарное перемещение за цикл, деленное на его продолжительность. Так как в различных режимах работы вибрационных транспортирующих машин полный цикл движения груза может завершаться за несколько циклов движения грузонесущего органа, при определении средней скорости целесообразно рассматривать достаточно продолжительный промежуток движения груза

$$v = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega t_0}^{\omega t_n} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega t_0}^{\omega t_{\pm 0}} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega t_{ny}}^{\omega t_{ky}} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t \right],$$

где Δ — общая продолжительность исследуемого цикла движения груза в условных единицах.

Следует иметь в виду, что приведенная зависимость представляет собой общее выражение для определения средней скорости вибротранспортирования груза. Однако в конкретных случаях некоторые из возможных этапов движения груза могут и не реализоваться. Весьма важным показателем эффективности режима вибротранспортирования является коэффициент передачи скорости от грузонесущего органа транспортируемому грузу. Этот коэффициент может быть определен по выражению $\chi = v/\dot{X}_{\max}$, где \dot{X}_{\max} — амплитудное значение составляющей скорости колебаний грузонесущего органа в направлении оси Ox .

При расчете вибрационных транспортирующих машин с учетом нагрузки и для определения затрат энергии, обусловленных перемещением транспортируемого груза, необходимо знать нагрузки от транспортируемого груза на грузонесущий орган. Величина сопротивлений, которые транспортируемый груз оказывает перемещению грузонесущего органа, определяется массой груза, находящегося на грузонесущем органе, свойствами груза и сопротивлениями окружающей среды, а также режимом работы вибрационной транспортирующей машины.

Сопротивления, обусловленные транспортируемым грузом, действуют на грузонесущий орган не только на участке совместного, но и на участке свободного движения. Нагрузки на грузонесущий орган на участке свободного движения сравнительно невелики, они передаются через окружающую среду и обусловлены деформацией в процессе вибротранспортирования воздушной прослойки, имеющейся между слоем транспортируемого груза и поверхностью грузонесущего органа.

Величина сопротивлений на участке свободного движения зависит от свойств и толщины слоя транспортируемого груза, увеличиваясь с ухудшением его воздухопроницаемости. При транспортировании крупнокусковых грузов нагрузки на грузонесущий орган на участке свободного движения невелики и в практических расчетах не могут не учитываться. Напротив, при транспортировании мелкодисперсных грузов возникающие нагрузки весьма значительны и близки к тем, которые возникают при совместном перемещении груза и грузонесущего органа.

Реакции груза на грузонесущий орган вибрационной транспортирующей машины равны:

при движении в контакте в отсутствие скольжения

$$F_x = k_{1x}x_1, \quad F_y = k_{1y}y_1, \quad F_z = k_{1z}z_1,$$

при скольжении по дну и стенкам грузонесущего органа

$$F_x = \text{sign } \dot{x} \mu_y F_y, \quad F_x^* = \text{sign } \dot{x} \mu_z F_z,$$

при движении без контакта с грузонесущим органом

$$F_x = c_{2x}^* \dot{x}_2, \quad F_y = c_{2y}^* \dot{y}_2, \quad F_z = c_{2z}^* \dot{z}_2.$$

При вибрационном транспортировании насыпных грузов некоторых видов необходимо предотвращать их измельчение, в других случаях, например при совмещении процесса транспортирования с технологической обработкой, желательнее, чтобы имеющиеся в грузе агрегаты в процессе перемещения были разгружены. Для правильного подбора режима транспортирования в соответствии с конкретными предъявляемыми требованиями в отношении сохранности груза необходимо знать внутренние напряжения в слое, возникающие в процессе вибрационного транспортирования. Усилия в слое груза, вызывающие внутренние напряжения к деформации, могут быть определены по следующим выражениям (для перехода от усилий к напряжениям следует приводимые ниже зависимости разделить на площадь деформируемых сечений):

в случае упруговязких деформаций

$$F_{x_{yв}}^* = c_x(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_x(x_2 - x_1); \quad F_{y_{yв}}^* = c_y(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_y(y_2 - y_1);$$

$$F_{z_{yв}}^* = c_z(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_z(z_2 - z_1);$$

при пластических деформациях

$$F_{xn}^* = F_{nx} + \left| \frac{k_{nx}}{0} \right| (x - x_3); \quad F_{yn}^* = F_{ny} + \left| \frac{k_{ny}}{0} \right| (y - y_3); \quad F_{zn}^* = F_{nz} + \left| \frac{k_{nz}}{0} \right| (z - z_3).$$

При проектировании вибрационных транспортирующих машин для правильного подбора мощности приводного двигателя практический интерес приобретает вопрос определения затрат энергии, связанных с процессом транспортирования груза, особенно это важно при создании мощных установок, работающих под большими нагрузками, когда технологические затраты энергии превышают потери в элементах конструкции. Знание зависимости затрат энергии, обусловленных процессом вибрационного транспортирования, от параметров режима работы необходимо также при отыскании оптимальных параметров вибрационных транспортирующих машин. По величине непроизводительных затрат энергии в процессе транспортирования можно судить об измельчении транспортируемого груза и истирании грузонесущего органа.

Общие затраты энергии, связанные с вибрационным транспортированием, обуславливаются теми сопротивлениями, которые оказывает перемещаемый груз движению грузонесущего органа. Особенностью энергетического баланса вибрационных транспортирующих машин является периодически меняющийся на протяжении одного цикла движения груза расход энергии. Это вызывается в режимах перемещения груза с отрывом существенным уменьшением сопро-

тивлений перемещению грузонесущего органа на участке раздельного движения и усугубляется тем, что потери энергии транспортируемым грузом на участке свободного движения восполняются за счет повышенного потребления энергии привода вибрационной транспортирующей машины на участке совместного движения. В безотрывном режиме транспортирования груза потребление энергии также периодически меняется вследствие имеющих место периодических деформаций слоя перемещаемого груза.

Общие затраты энергии вибрационной транспортирующей машиной, связанные с процессом транспортирования груза, равны

$$W = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega t_0}^{\omega t_n} (F_x \dot{X} + F_y \dot{Y} + F_z \dot{Z}) d\omega t + \int_{\omega t_{0z}}^{\omega t_{z0}} F_x \dot{X} d\omega t + \int_{\omega t_{ny}}^{\omega t_{ky}} (F_{xy} \dot{X} + F_{yy} \dot{Y} + F_{zy} \dot{Z}) d\omega t \right].$$

Общие затраты энергии складываются из полезных затрат на ускорение транспортируемого груза и преодоление сопротивлений его перемещению:

$$W_n = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega t_0}^{\omega t_n} [F_x(\dot{X} + \dot{x}) + F_y(\dot{Y} + \dot{y}) + F_z(\dot{Z} + \dot{z})] d\omega t + \int_{\omega t_{0z}}^{\omega t_{z0}} F_x(\dot{X} + \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega t_{ny}}^{\omega t_{ky}} [F_{xy}(\dot{X} + \dot{x}) + F_{yy}(\dot{Y} + \dot{y}) + F_{zy}(\dot{Z} + \dot{z})] d\omega t \right],$$

и непроизводительных затрат, обусловленных измельчением транспортируемого груза:

$$W_n = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega t_0}^{\omega t_n} (F_x \dot{x} + F_y \dot{y} + F_z \dot{z}) d\omega t + \int_{\omega t_{0z}}^{\omega t_{z0}} F_x \dot{x} d\omega t + \int_{\omega t_{ny}}^{\omega t_{ky}} (F_{xy} \dot{x} + F_{yy} \dot{y} + F_{zy} \dot{z}) d\omega t \right].$$

При помощи приведенных выражений можно определить общий, полезный и непроизводительный расход энергии по отдельным составляющим — затраты энергии на преодоление сопротивлений внешней среды, затраты энергии, связанные с сопротивлениями от сухого трения, и затраты энергии, обусловленные деформациями слоя перемещаемого груза. Так, первые интегралы в приведенных выражениях характеризуют затраты энергии, обусловленные сопротивлениями среды перемещению груза; вторые — затраты энергии на преодоление сухого трения, третьи — затраты энергии, обусловленные необратимыми деформациями слоя груза.

Для оценки эффективности процесса вибрационного транспортирования с точки зрения энергозатрат в процессе расчетов целесообразно вычислять также удельные затраты энергии на выполнение полезной работы $W_n + W$ и удельные затраты энергии, теряемой вследствие несовершенства процесса транспортирования и нерационального выбора параметров режима работы $W_n + W$.

2.6. ФЕНОМЕНОЛОГИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ВИБРОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

В данном разделе приводятся реологические модели и рассматривается феноменология вибрационного подъема насыпных грузов, жидкостей и суспензий по грузонесущим органам, выполненным в виде вертикальной вибрирующей трубы, вибрационной бункеризации насыпных грузов в емкостях, а также вибрационного транспортирования специальными шахтными конвейерами.

2.6.1. ВИБРАЦИОННЫЙ ПОДЪЕМ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ, СУСПЕНЗИЙ И ЖИДКОСТЕЙ

Известны три варианта вибрационных вертикальных трубчатых подъемников (см. рис. 1, *в-д*) со сплошной трубой, совершающей двухкомпонентные колебания (поперечные с частотой ω и продольные с удвоенной частотой 2ω); с разрезанной вдоль трубы, каждая половина которой совершает эллиптические колебания (при этом горизонтальные составляющие колебаний половин трубы сдвинуты по отношению друг к другу на 180°), и со сплошной трубой, совершающей продольные колебания. В установках первых двух типов груз забирается непосредственно из штабеля или емкости; в третьей установке груз подается из емкости, расположенной на некоторой высоте, с подпором.

Исследование закономерностей вибрационного подъема в установках всех трех типов может быть произведено посредством одной и той же реологической модели груза, приведенной на рис. 15, *а*. Эта модель разработана на базе стандартной модели для исследования закономерностей вибрационного транспортирования обычными вибрационными конвейерами и подъемниками с винтовым грузонесущим органом. В модель внесены лишь некоторые дополнения, которые предназначаются для воспроизведения физических особенностей процесса подъема насыпных грузов в вибрационных подъемниках рассматриваемого типа.

Имеются в виду следующие особенности процесса виброподъема: изменение массы груза, находящегося в трубе, по мере заполнения грузонесущего органа ($m = m'y$, где m — погонная масса груза в трубе; y — высота подъема груза); возникающий боковой распор за счет статического подпора столба груза, находящегося в трубе; наличие периодической подачи груза в приемный конец трубы в те моменты, когда нижний монослой смещается по трубе вверх.

На рисунке приведена полная феноменологическая модель груза, позволяющая воспроизводить его упруговязкие и пластические деформации. Однако в большинстве практических расчетов можно ограничиться рассмотрением одних упруговязких деформаций перемещаемого груза. В направлении оси Oy груз может подвергаться упруговязким деформациям, скользить по стенкам трубы или перемещаться без контакта с ними. Соответственно дифференциальные уравнения деформаций и перемещений груза в направлении оси Oy при наличии сопротивлений окружающей среды имеют вид

$$\ddot{y} = -\ddot{Y} - \frac{2n_y}{y} (\dot{y} - \dot{y}_1) - \frac{\rho_x^2}{y} (y - y_1) - \frac{\text{sign } \dot{y}}{y} \left| \begin{matrix} \mu_y \\ 0 \end{matrix} \right| f_x,$$

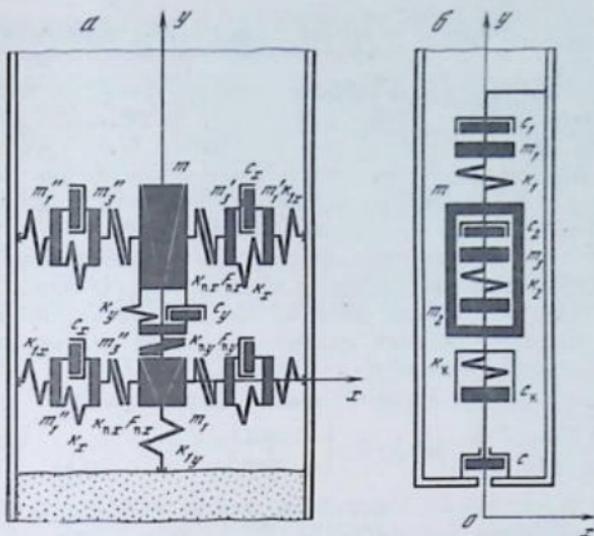


Рис. 15. Феноменологическая модель процессов вибрационного подъема насыпных грузов, суспензий и жидкостей

a – установка с двухкомпонентными колебаниями грузонесущего органа; *б* – установка с однокомпонентными продольными колебаниями грузонесущего органа

$$\ddot{y}_1 = -\ddot{Y} - g - \frac{2n_y}{\lambda_1 y} (\dot{y}_1 - \dot{y}) - \frac{p_y}{\lambda_1 y} (y_1 - y) - \frac{\text{sign } \dot{y}_1}{\lambda_1 y} \left| \frac{p_{1y}^2 y}{p_{2y}^2 (y_1 - y_2)} \right| - \frac{\text{sign } \dot{y}_1}{\lambda_1 y} \left| \frac{\mu_y}{0} \right| f_{1x},$$

$$\ddot{y}_2 = -\ddot{Y} + \frac{1}{\lambda_2 y} p_{2y}^2 (y_2 - y_1) - \frac{2n_{2y}^*}{\lambda_2 y} \dot{y}_2 - \frac{2n_{2y}^{**}}{\lambda_2 y} (\dot{y}_2 + \dot{Y}).$$

В первом и втором уравнениях в последних членах при наличии проскальзывания принимается коэффициент μ_y , а в отсутствие проскальзывания – коэффициент нуль. Во втором уравнении, во втором члене на участке совместного движения принимается верхнее выражение, на участке свободного движения – нижнее.

Здесь приняты следующие обозначения:

λ_1 и λ_2 – соотношение масс феноменологической модели ($\lambda_1 = m_1/m$; $\lambda_2 = m_2/m$);

$n_y, n_{2y}^*, n_{2y}^{**}$ – коэффициенты демпфирования, приведенные к погонной массе груза, обусловленные внутренними и внешними сопротивлениями деформированию и перемещению слоя груза и внешней среде ($2n_y = c_y/m'$; $2n_{2y}^* = c_{2y}^*/m'$; $2n_{2y}^{**} = c_{2y}^{**}/m'$);

m' – погонная масса груза в трубе;

p_y, p_{1y}, p_{2y} – собственные частоты колебаний монослоев груза и окружающей среды ($p_y = k_y/m'$, $p_{1y} = k_{1y}/m'$; $p_{2y} = k_{2y}/m'$);

f_x и f_{1x} — реакции масс m и m_1 на стенки трубы, приведенные к погонной массе груза.

Механизм работы трубчатого виброподъемника таков, что насыпной груз поступает в приемную часть трубы самотеком в те моменты, когда нижний монослой груза поднимется вверх и в загрузочной части трубы образуется свободное пространство. При движении нижнего монослоя вниз он опирается на поступившую ранее самотеком порцию насыпного груза, что препятствует его дальнейшему опусканию и высыпанию из трубы.

Таким образом, насыпной груз, поступающий самотеком к загрузочной части трубы, играет роль своеобразного клапана, пропускающего груз в трубу и препятствующего его высыпанию из нее. Для моделирования этого механизма в уравнение движения нижнего монослоя введен управляющий член $\text{sign}^* \dot{y}_1 = +1$ при $\dot{y}_1 > 0$ и $\text{sign}^* \dot{y}_1 = 0$ при $y_1 < 0$.

Управляющие члены $\text{sign} \dot{y}$ и $\text{sign} \dot{y}_1$ имеют обычные значения:

$$\text{sign} \dot{y} = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{y} > 0, \\ -1 & \text{при } \dot{y} < 0; \end{cases} \quad \text{sign} \dot{y}_1 = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{y}_1 > 0, \\ -1 & \text{при } \dot{y}_1 < 0. \end{cases}$$

Переход от упруговязкой деформации слоя к скольжению массы m происходит при выполнении условия

$$\left| -\frac{1}{y} [2n_y(\dot{y} - \dot{y}_1) + p_y^2(y - y_1)] \right| \geq \mu_y f_x$$

и от скольжения к упруговязкой деформации — при $|\mu_y f_x| \geq \left| -\frac{1}{y} [2n_y(\dot{y} - \dot{y}_1) + p_y^2(y - y_1)] \right|$.

Направление скольжения груза определяется по знаку сдвигающей силы: при $-2n_x(\dot{y} - \dot{y}_1) - p_x^2(y - y_1) > 0$ груз скользит вверх ($\dot{y} > 0$), при $-2n_{1y} \times (\dot{y} - \dot{y}_1) - p_{1y}^2(y - y_1) < 0$, груз скользит вниз ($\dot{y} < 0$). Как показывают расчеты (это подтверждено также экспериментально), при достижении определенной высоты подъема груза скольжение вверх прекращается и дальнейший подъем груза оказывается невозможным.

Дифференциальные уравнения деформаций и движений верхнего и нижнего монослоев груза в направлении оси Ox имеют одинаковый вид, поэтому здесь приводим уравнения только для верхнего монослоя:

$$\ddot{x} = -\ddot{X} - 2n_x(\dot{x} - \dot{x}') - p_x^2(x - x') - 2n_x(\dot{x} - \dot{x}'') - p_x^2(x - x''),$$

$$\ddot{x}'_1 = -\ddot{X}' - 2n_x(\dot{x}'_1 - \dot{x})/\lambda_1 - p_x^2(x'_1 - x)/\lambda_1 - p_{1x}^2 x'_1/\lambda_1 - f_{xp}/\lambda_1 - p_{2x}^2(x'_1 - x_2)/\lambda_1,$$

$$\ddot{x}''_1 = -\ddot{X}'' - 2n_x(\dot{x}''_1 - \dot{x})/\lambda_1 - p_x^2(x''_1 - x)/\lambda_1 - p_{1x} x''_1/\lambda_1 - f_{xp}/\lambda_1 - p_{2x}^2(x''_1 - x_2)/\lambda_1,$$

где X' , X'' — перемещения стенок трубы в направлении оси Ox ; f_{xp} — приведенные к единице массы реакции груза от статического подпора на стенках трубы.

Переход от этапа движения груза в контакте со стенками трубы к свободному движению определяется из условия $x'_1(t'_0) \geq 0$, $x''_1(t''_0) \geq 0$, обратный переход имеет место при выполнении условий $x'_1(t'_n) \leq 0$, $x''_1(t''_n) \leq 0$.

Приведенные дифференциальные уравнения пригодны для исследования закономерностей подъема груза в виброподъемниках, выполненных по первым двум схемам. Следует отметить, что по типу виброподъемника с разрезным грузонесущим органом выполняются также уравновешенные

вибрационные воронки для разгрузки насыпных грузов из бункеров. В связи с этим разработанная феноменология и уравнения полностью пригодны для исследования закономерностей выпуска насыпных материалов из бункеров посредством уравновешенных вибрационных воронок.

Для исследования закономерностей вибрационного подъема по трубе, совершающей продольные колебания при наличии подпора, достаточно уравнений, описывающих деформации и перемещения груза в направлении оси Oy . При этом в приведенные уравнения следует добавить член, учитывающий наличие подпора.

С учетом подпора груза из загрузочной емкости уравнения движения нижнего монослоя можно записать в следующем виде:

$$\ddot{y}_1 = -\ddot{Y} - g - \frac{2n_y}{\lambda_1 y} (\dot{y}_1 - \dot{y}) - \frac{p_y^2}{\lambda_1 y} (y_1 - y) - \frac{1}{\lambda_1} \left[\begin{array}{l} \text{sign}^* \dot{y}_1 [p_{1y}^2 y_1 + P(H - y_1)] \\ p_{2y}^2 (y_1 - y_2) \end{array} \right] - \frac{\text{sign} \dot{y}_1 \left[\begin{array}{l} \mu_y \\ 0 \end{array} \right]}{\lambda_1 y} f_{1x},$$

где H — высота груза в загрузочной емкости;

$$\text{sign}^* \dot{y}_1 = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{x} < 0, \\ 0 & \text{при } \dot{x} > 0. \end{cases}$$

Для обеспечения подъема насыпных грузов в установках рассмотренного типа требуются интенсивные колебания грузонесущего органа. Высота подъема груза в таких установках невелика. Их использование оправдано только в некоторых специальных случаях. Поэтому вертикальные грубчатые вибрационные подъемники более широко используются для подъема жидкостей и суспензий, чем для подъема насыпных грузов. При подъеме жидкостей и суспензий эффективность работы виброподъемников возрастает, повышаются производительность и максимальная возможная высота подъема. Виброподъемники для жидкостей и шламов на заборном конце оборудуются клапаном, который открывается при всасывании и при обратном ходе рабочего органа предотвращает вытекание жидкости или суспензии.

Реологическая модель дисперсной среды для исследования закономерностей виброподъема приведена на рис. 15, б. Для получения модели жидкости из приведенной феноменологической модели дисперсной среды на схеме следует принять $m_2 = m_3 = k_2 = c_2 = 0$. Модель жидкости представлена двухмассной упруговязкой системой с массами m и m_1 , соединенными между собой упругим элементом k и со стенкой трубопровода — вязким элементом c . Может быть смоделирован ламинарный режим движения жидкости, в этом случае сопротивления движению принимаются пропорциональными относительной скорости жидкости \dot{y} ; при турбулентном режиме движения сопротивления принимаются пропорциональными квадрату относительной скорости жидкости \dot{y}^2 .

Механизм работы клапана следующий: при смещении жидкости (массы m) вверх относительно трубы под слоем жидкости перед клапаном давление становится ниже давления за клапаном. Клапан открывается внешним напором, и жидкость засасывается в трубопровод. При ходе

столба жидкости вниз давление повышается, клапан перекрывает всасывающее отверстие, предотвращая вытекание жидкости, содержащейся в трубе. При движении жидкости вверх скорость ее положительна, $\dot{y} > 0$, при движении вниз — отрицательна, $\dot{y} < 0$.

При засасывании жидкости ($\ddot{y} > 0$) возникают местные сопротивления прохождению жидкости через клапан, пропорциональные первой $c_k \dot{y}_1$ или второй степени скорости движения жидкости относительно впускного отверстия $c_k \dot{y}_1^2$. При движении жидкости вниз ($\dot{y} < 0$) и закрытии клапана происходит деформация системы жидкость—клапан, в процессе которой проявляются ее упруговязкие свойства и возникает усилие $-c'_k \dot{y}_1 - k'_k y_1$, действующее на клапан.

С учетом изложенного дифференциальные уравнения движения жидкости в виброподъемнике можно записать в следующем виде:

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} - mg - k(y - y_1) + \text{sign } \dot{y} f(y_1, \dot{y}_1),$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - c \dot{y}_1^n - k(y_1 - y),$$

где $\text{sign } \dot{y} f(y_1, \dot{y}_1) = \begin{cases} -y_1^n & \text{при } \dot{y} > 0, \\ -c'_k \dot{y}_1 - k'_k y_1 & \text{при } \dot{y} < 0; \end{cases}$

n — коэффициент, зависящий от режима движения жидкости (в ламинарном режиме $n = 1$, в турбулентном $n = 2$); c_k — коэффициент вязких сопротивлений происхождению жидкости через клапан; c'_k и k'_k — коэффициент вязких сопротивлений и коэффициент жесткости системы жидкость—клапан;

При перемещении по виброподъемнику суспензии следует учитывать что твердые компоненты поднимаются со скоростями, меньшими скорости подъема жидкости, поэтому модель дисперсной среды разработана с учетом этого обстоятельства. Масса жидкости, находящейся в трубопроводе m (см. рис. 15, б), взаимодействует со стенками через упруговязкоинерционное реологическое тело массы m_1 с коэффициентами жесткости k_1 и вязких сопротивлений c_1 . Масса твердых компонент m_2 взаимодействует с жидкостью через упруговязкоинерционное реологическое тело массы m_3 с коэффициентами жесткости k_2 и вязких сопротивлений c_2 . Взаимодействие жидкости с клапаном описывается вязким реологическим телом с коэффициентом вязкости c и упруговязким реологическим телом с коэффициентом жесткости k_k и коэффициентом вязких сопротивлений c_k .

Таким образом, уравнения движения суспензии по трубопроводу виброподъемника имеют вид

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} - mg - k(y - y_1) + \text{sign } \dot{y} f(y_1, \dot{y}_1),$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - c \dot{y}_1^n - k(y_1 - y),$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 \ddot{Y} - mg - k(y_2 - y_3),$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = -m_3 \ddot{Y} - c_2(\dot{y}_3 - \dot{y}_1) - k(y_3 - y_2).$$

Известен виброподъемник для жидкости, роль клапана в котором выполняет песок, насыпанный на сетку, имеющуюся в заборном конце трубы. При засасывании жидкости песок разрыхляется, пропуская через себя поступающую воду, при обратном ходе слой песка на сетке уплотняется

и пропускная способность его резко уменьшается. Тем самым достигается разность расходов при прямом и обратном ходе трубы, что необходимо для обеспечения действия установки. Следует, однако, отметить, что эффективность песчаного клапана низка, поэтому для работы такого виброподъемника необходимо создавать интенсивные колебания трубы.

2.6.2. ВИБРАЦИОННОЕ БУНКЕРОВАНИЕ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ В ЕМКОСТИ

Феноменологическая модель для исследования процесса вибрационного бункерования насыпных грузов приведена на рис. 16. Модель воспроизводит два процесса — транспортирование груза, находящегося на загрузочном органе, и бункерование его в примыкающей емкости. В соответствии с этим она состоит из двух взаимодействующих частей — феноменологических моделей слоя и массива в бункере.

Первая часть модели содержит инерционные элементы m , m_1 , m_3 , упруговязкопластические свойства слоя воспроизводятся упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_{1y} , k_y , вязким реологическим телом с коэффициентом вязкости c_y и пластическим реологическим телом с пределом пластического деформирования F_{ny} и коэффициентом пластического упрочнения k_{ny} .

Вторая часть включает в себя инерционные элементы массы m^* , m_1^* , m_3^* ; упруговязкопластические свойства массива моделируются в направлении оси Oy упругими реологическими телами k_{1y}^* , k_y^* , вязким реологическим телом с коэффициентом вязкости c_y^* и пластическим реологическим телом с пределом пластического деформирования F_{ny}^* и коэффициентом пластического упрочнения k_{ny}^* . Инерционные и упруговязкие свойства массива в направлении оси Ox моделируются инерционными элементами с массами m_{1x}^* , m_{3x}^* , упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_{1x}^* , k_x^* , вязким реологическим телом с коэффициентом вязкости c_x^* и пластическим реологическим телом с пределом пластического деформирования F_{nx}^* и коэффициентом пластического упрочнения k_{nx}^* . От массива груза на стенки бункера действуют распорные реакции F_x^* .

Взаимодействие слоя груза, подаваемого загрузочным органом, с массивом, находящимся в бункере, воспроизводится инерционным упруговязкопластическим телом с массами m_{1x} , m_{3x} , коэффициентами жесткости k_{1x} , k_x , коэффициентом вязкости c_x , пределом пластического деформирования F_{nx} , коэффициентом пластического упрочнения k_{nx} и клиновым элементом с передаточным отношением i_{xy} , который представляет собой соотношение между перемещением подаваемого груза в направлении оси Ox и подъемом массива в бункере в направлении оси Oy (основным фактором, определяющим величину этого коэффициента, являются рабочие поперечные сечения загрузочного органа и бункера). Загрузочный орган, днище бункера и его стенки могут в целях обеспечения наиболее эффективного процесса бункерования совершать колебания по различным законам, соответственно X , Y , \dot{X} , \dot{Y} , \ddot{X} , \ddot{Y} .

Окружающая среда (на рисунке не изображена) моделируется инерционными упруговязкими феноменологическими моделями с массами m_{2y} , m_{2x} , m_{2y}^* , упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_{2y} , k_{2x}^* , k_{2y}^* , вязкими реологическими телами c_{2y} , c_{2x}^* , c_{2y}^* , воспроизво-

внешней среды описываются теми же уравнениями, что и на этапе упруго-вязких деформаций):

$$m^* \ddot{y}^* = -m^* \ddot{Y}' - m^* g - c_y^* (\dot{y}^* - \dot{y}_1^*) - k_y^* (y^* - y_1^*) + c_{y1} \dot{x} + k_{y1} \dot{x} - \text{sign} \dot{y}^* \mu_y F_x.$$

На этапе свободного движения груза (свободное движение груза практически может реализоваться только на загрузочном органе, массив груза в бункере при достижимых в условиях эксплуатации ускорениях не отрывается от днища):

$$m \ddot{y} = -m \ddot{Y} - mg \cos \alpha - c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y (y - y_1),$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - k_{2y} y_1,$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 \ddot{Y} + k_{2y} y_1 - c_{2y} \dot{y}_2.$$

На этапе упруговязких деформаций при наличии сопротивлений движению массива в бункере (в направлении оси Ox перемещается — скользит — лишь слой груза, находящийся на загрузочном органе, массив в бункере под напором вновь поступающего груза перемещается лишь в направлении оси Oy — поднимается вверх, в направлении оси Ox он испытывает только упруговязкие деформации):

$$m \ddot{x} = -m \ddot{X} - mg \sin \alpha - c_x (\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x (x - x_1),$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha - c_x (\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x (x_1 - x) - k_{1x} (x_1 - \dot{y}^*),$$

$$m^* \ddot{x}^* = -m^* \ddot{X}'' - c_x (\dot{x}^* - \dot{x}_1^*) - k_x (x^* - x_1^*) - c_x (\dot{x}^* - \dot{x}_1^{**}) - k_x (x^* - x_1^{**}),$$

$$m_1^* \ddot{x}_1^* = -m_1^* \ddot{X}'' - c_x (\dot{x}_1^* - \dot{x}^*) - k_x (x_1^* - x^*) - k_{1x} x_1^* + F_x,$$

$$m_1^{**} \ddot{x}_1^{**} = -m_1^{**} \ddot{X}'' - c_x (\dot{x}_1^{**} - \dot{x}^*) - k_x (x_1^{**} - x^*) - k_{1x} x_1^{**} - F_x.$$

Скольжение по загрузочному органу:

$$m_1 \ddot{x} = -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha - c_x (\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x (x_1 - x) - \text{sign} \mu_x F_y.$$

Свободное движение груза без контакта с поверхностью загрузочного органа (движение верхнего монослоя при этом описывается тем же уравнением, что и на этапе упруговязких деформаций в направлении оси Ox) в условиях внешних сопротивлений среды:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha - c_x (\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x (x_1 - x) - k_{2x} (x_1 - x_2),$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 \ddot{X} + k_{2x} (x_2 - x_1) - c_{2x} \dot{x}_2.$$

2.6.3. САМОЗАГРУЖАЮЩИЕСЯ ВИБРАЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Вибрационные самозагружающиеся конвейеры могут быть использованы в выемочных агрегатах и комплексах для погрузки и доставки отбитого угля. Особенностью режима работы самозагружающихся конвейеров является то, что наряду с наличием поперечной составляющей колебаний в плоскости, перпендикулярной к поверхности грузонесущего органа, в плоскости транспортирования также имеется поперечная составляющая колебаний. Вследствие этого груз перемещается вдоль грузонесущего органа, т.е. транспортируется, как в обычном вибрационном конвейере, и в то же время осуществляется загрузка конвейера, как в погрузочной машине, по всей его длине. При этом грузонесущий орган конвейера имеет только один борт.

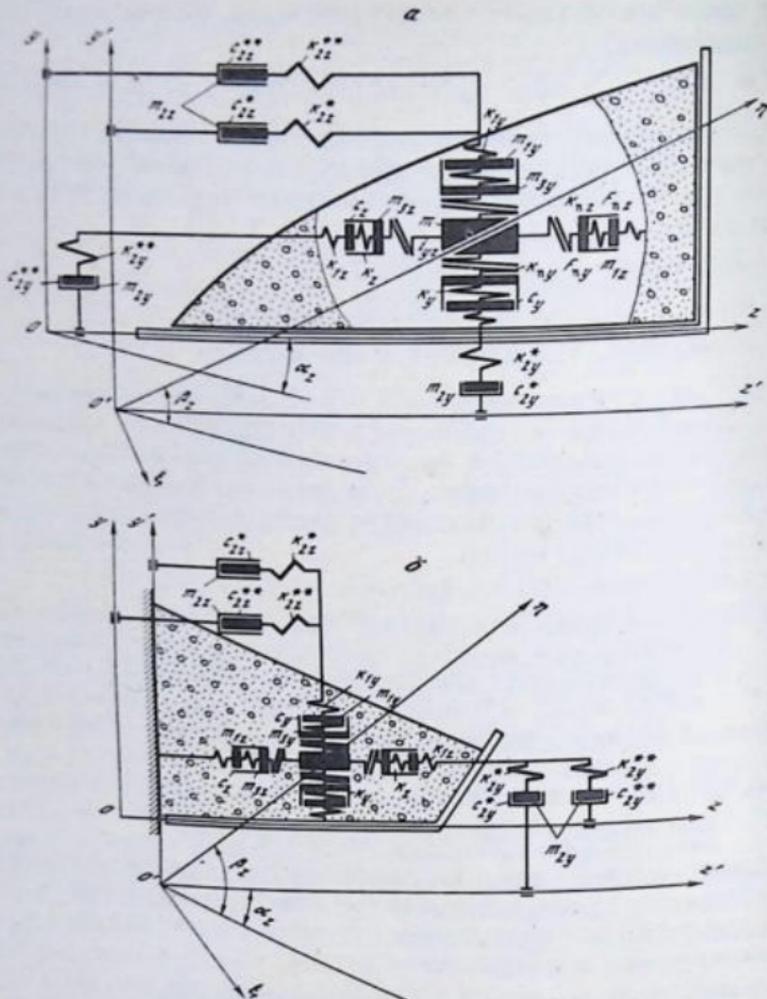


Рис. 17. Феноменологическая модель процесса транспортирования самозагружающихся вибрационным конвейером при горизонтальном (а) и наклонном (б) расположении агрегата

Работа вибрационных самозагружающихся конвейеров возможна по двум схемам. Первая схема (рис. 17, а) предназначена для выемочных агрегатов и комплексов, не имеющих поперечного наклона или работающих с небольшим поперечным наклоном. Вторая схема (рис. 17, б) разработана для комплексов, в которых достаточный конвейер имеет значительный поперечный наклон. В самозагружающемся вибрационном конвейере, выполненном по первой схеме, груз перемещается, прижимаясь к задней стенке грузонесущего органа. В установках второго типа груз перемещается по грузонесущему органу и опирается на забой.

Для исследования закономерностей вибротранспортирования насып-

ных грузов самозагружающимися конвейерами воспользуемся трехкомпонентной феноменологической инерционной упруговязкой моделью, устройство которой было подробно рассмотрено ранее. Рассмотрение процесса вибрационного транспортирования будем вести с учетом сопротивлений, оказываемых окружающей средой перемещению груза.

Колебания грузонесущего органа и перемещения груза будем рассматривать в системе двух неподвижных координатных осей $\eta\xi\kappa$ и $x'y'z'$ и в одной подвижной системе координат xuz . Ось η направим в направлении колебаний грузонесущего органа; ось ξ — в плоскости, перпендикулярной к транспортирующей поверхности и проходящей через продольную ось грузонесущего органа; ось κ — перпендикулярно к плоскости, проходящей через ось $\eta\xi$, поперек грузонесущего органа. Ось подвижной системы координат x совпадает с продольной осью грузонесущего органа и жестко с ним связана; ось z направлена поперек грузонесущего органа; ось y перпендикулярна к поверхности грузонесущего органа. Оси $x'y'z'$ параллельны осям подвижной системы координат xuz . Примем, что колебания грузонесущего органа в направлении осей xuz происходят по закону X, Y, Z .

В соответствии с изложенным дифференциальные уравнения перемещения и деформации слоя насыщенного груза на грузонесущем органе самозагружающегося конвейера с учетом взаимодействия с окружающей средой на этапе упруговязкой деформации имеют следующий вид.

В направлении оси Oy :

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} - mg\cos\alpha_x \cos\alpha_z - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1),$$

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - m_1g\cos\alpha_x \cos\alpha_z - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y).$$

В направлении оси Ox :

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} - mg\sin\alpha_x \cos\alpha_z - c_x(\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x(x - x_1),$$

$$m_1\ddot{x}_1 = -m_1\ddot{X} - m_1g\sin\alpha_x \cos\alpha_z - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x(x_1 - x).$$

В направлении оси Oz :

$$m\ddot{z} = -m\ddot{Z} - mg\cos\alpha_x \sin\alpha_z - c_z(\dot{z} - \dot{z}_1) - k_z(z - z_1),$$

$$m_1\ddot{z}_1 = -m_1\ddot{Z} - m_1g\cos\alpha_x \sin\alpha_z - c_z(\dot{z}_1 - \dot{z}) - k_z(z_1 - z),$$

где α_x и α_z — углы наклона грузонесущего органа в продольном и поперечном направлениях.

Нижний монослой массы m_1 может совершать движение без контакта с грузонесущим органом (свободное движение и скольжение по нему в направлении осей xuz).

Движение нижнего монослоя массы m_1 без контакта с дном грузонесущего органа начинается при выполнении условия $y_1 \geq 0$ и прекращается когда $y_1 \leq 0$, без контакта с боковой стенкой грузонесущего органа или забоем — начинается при выполнении условия $z_1 \geq 0$ и прекращается, когда $z_1 \leq 0$.

Уравнения свободного движения нижнего монослоя груза массы m_1 в условиях сопротивлений внешней среды в направлении осей xzu имеют вид

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - m_1g\cos\alpha_x \cos\alpha_z - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y) - k_{2y}(y_1 - y_2),$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha_x \cos \alpha_z - c_x (\dot{x}_1 - \dot{X}) - k_x (x_1 - X) - k_{2x} (x_1 - x_2),$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -m_1 \ddot{Z} - m_1 g \cos \alpha_x \sin \alpha_z - c_z (\dot{z}_1 - \dot{Z}) - k_z (z_1 - Z) - k_{2z} (z_1 - z_2).$$

Скольжение нижнего монослоя массы по днищу грузонесущего органа в направлении оси x начинается при выполнении условия $x_1 \geq \mu_x^* F_y / k_{1x}$ и прекращается, когда $\dot{x}_1 = 0$ (при этом $x_1 \leq \mu_x F_y / k_{1x}$). Скольжение нижнего монослоя по днищу грузонесущего органа в направлении оси x начинается при условии $x_1 \geq \mu_x^* F_z / k_{1x}$ и прекращается, когда $\dot{x}_1 = 0$ (при этом $x_1 \leq \mu_x F_z / k_{1x}$); скольжение нижнего монослоя по боковой стенке грузонесущего органа в направлении оси z начинается при выполнении условия $z_1 \geq \mu_z^* F_y / k_{1z}$ и прекращается, когда $\dot{z}_1 = 0$ (при этом $z_1 \leq \mu_z F_y / k_{1z}$); скольжение нижнего монослоя по боковой стенке в направлении оси y начинается при выполнении условия $y_1 \geq \mu_y^* F_z / k_{1y}$ и прекращается, когда $\dot{y}_1 = 0$ (при этом $y_1 \leq \mu_y F_z / k_{1y}$); скольжение нижнего монослоя по забюю в направлении оси x начинается при выполнении условия $x_1 \geq \mu_x^* F_z / k_{1x}$ и прекращается, когда $\dot{x}_1 = 0$ (при этом $\dot{x}_1 \leq \mu_x F_z / k_{1x}$); скольжение нижнего монослоя по забюю в направлении оси y начинается при выполнении условия $y_1 \geq \mu_y^* F_z / k_{1y}$ и прекращается, когда $\dot{y}_1 = 0$ (при этом $y_1 \leq \mu_y F_z / k_{1y}$).

Уравнения скольжения нижнего монослоя груза массы m_1 в направлении осей uxz имеют следующий вид.

В конвейере, выполненном по первой схеме:

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha_x \cos \alpha_z - c_y (\dot{y}_1 - \dot{Y}) - k_y (y_1 - Y) - \text{sign} \dot{y}_1 \mu_y F_z,$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha_x \cos \alpha_z - c_x (\dot{x}_1 - \dot{X}) - k_x (x_1 - X) - \text{sign} \dot{x}_1 \mu_x F_y - \text{sign} \dot{x}_1 \mu_x F_z,$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -m_1 \ddot{Z} - m_1 g \cos \alpha_x \sin \alpha_z - c_z (\dot{z}_1 - \dot{Z}) - k_z (z_1 - Z) - \text{sign} \dot{z}_1 \mu_z F_y.$$

В конвейере, выполненном по второй схеме:

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha_x \cos \alpha_z - c_y (\dot{y}_1 - \dot{Y}) - k_y (y_1 - Y) - \text{sign} (\dot{y}_1 + \dot{Y}) \mu_y' F_z,$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha_x \cos \alpha_z - c_x (\dot{x}_1 - \dot{X}) - k_x (x_1 - X) - \text{sign} \dot{x}_1 \mu_x F_y - \text{sign} (\dot{x}_1 + \dot{X}) \mu_x F_z,$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -m_1 \ddot{Z} - m_1 g \cos \alpha_x \sin \alpha_z - c_z (\dot{z}_1 - \dot{Z}) - k_z (z_1 - Z) - \text{sign} \dot{z}_1 \mu_z F_y.$$

Блок-схемы для исследования закономерностей работы самозагружающихся вибрационных конвейеров приведены в работе [17].

2.7. ВИБРАЦИОННОЕ УПЛОТНЕНИЕ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ

Процесс вибрационного уплотнения насыпных грузов можно исследовать только в рамках феноменологических моделей, содержащих пластические реологические тела. При этом в трехмассной модели о степени уплотнения можно судить по величине объемной деформации пластического реологического тела.

Для исследования закономерностей вибрационного уплотнения насыпных грузов воспользуемся двухкомпонентной феноменологической инерционной упруговязкопластической моделью, которая представляет собой частный случай модели, приведенной на рис. 10. Так как в процессе виб-

рационального уплотнения весьма существенную роль играют сопротивления внешней среды, модель насыпного груза дополним инерционной упруго-вязкой моделью среды. Инерционные свойства насыпного груза моделируются массами m, m_1, m_3 .

Упруговязкопластические свойства воспроизводятся упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_y, k_{1y}, k_x, k_{1x} , вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_y, c_x и пластическими реологическими телами с пределами пластического деформирования F_{ny}, F_{nx} и коэффициентами пластического упрочнения k_{ny}, k_{nx} . Взаимодействие внутренних напряжений в направлении осей Ox и Oy воспроизводится клиновым элементом с передаточным отношением i_{xy} . Окружающая среда моделируется инерционной феноменологической упруго-вязкой моделью, включающей массу m_2 , упругие реологические тела с коэффициентами жесткости k_{2y}, k_{2x} и вязкие реологические тела с коэффициентами вязкости $c_{2y}^*, c_{2y}^{**}, c_{2x}^*, c_{2x}^{**}$.

Рассмотрим общий случай вибрационного уплотнения, когда емкости с находящимся в ней сыпным грузом сообщаются колебания в направлении осей Ox и Oy по законам X, Y , что имеет место, например, при эллиптических колебаниях.

В соответствии с изложенным деформации насыпного груза в емкости с учетом взаимодействия с окружающей средой в вибрируемой емкости на этапе упруговязкой деформации описываются уравнениями

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} - mg - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1),$$

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - m_1g - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y) - \begin{vmatrix} k_{1y} \\ k_{2y} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_1 \\ (y_1 - y_2) \end{vmatrix},$$

$$m_2\ddot{y}_2 = -m_2\ddot{Y} - k_{2y}(y_2 - y_1) - c_{2y}^*(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - c_{2y}^{**}(\dot{y}_2 - \dot{y}_1 + \dot{Y}),$$

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} - c_x(\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x(x - x_1),$$

$$m_1\ddot{x}_1 = -m_1\ddot{X} - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x(x_1 - x) - \begin{vmatrix} k_{1x} \\ k_{2x} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} x_1 \\ (x_1 - x_2) \end{vmatrix},$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -m_2\ddot{X} - k_{2x}(x_2 - x_1) - c_{2x}^*(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_{2x}^{**}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 + \dot{X}).$$

В уравнениях с переменными коэффициентами следует принимать коэффициенты k_{1y}, k_{1x} при выполнении условий $y_1 \leq 0$ и $x_1 \leq 0$ и коэффициенты k_{2y}, k_{2x} , когда $y_1 \geq 0, x_1 \geq 0$.

Когда внутренние упруговязкие напряжения в сыпном грузе достигнут предела пластического деформирования, начнутся пластические деформации слоя. Таким образом, при выполнении условий $|-c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1)| \geq F_{ny}$ и $|-c_x(\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x(x - x_1)| \geq F_{nx}$ начинаются пластические деформации слоя груза, описываемые уравнениями

$$m\ddot{y} = -m\ddot{Y} - mg - k_{ny}(y - y_3) - i_{xy}k_{nx}(x - x_3),$$

$$m_3\ddot{y}_3 = -m_3\ddot{Y} - m_3g - k_{ny}(y_3 - y) - c_y(\dot{y}_3 - \dot{y}_1) - k_y(y_3 - y_1),$$

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - m_1g - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) - k_y(y_1 - y_3) - \begin{vmatrix} k_{1y} \\ k_{2y} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} y_1 \\ (y_1 - y_2) \end{vmatrix},$$

$$m_2\ddot{y}_2 = -m_2\ddot{Y} - k_{2y}(y_2 - y_1) - c_{2y}^*(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - c_{2y}^{**}(\dot{y}_2 - \dot{y}_1 + \dot{Y}),$$

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} - k_{\text{пх}}(x - x_3) - i_{xy}k_{\text{пу}}(y - y_3),$$

$$m_3\ddot{x}_3 = -m_3\ddot{X} - k_{\text{пх}}(x_3 - x) - c_x(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - k_x(x_3 - x_1),$$

$$m_1\ddot{x}_1 = -m_1\ddot{X} - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_x(x_1 - x_3) - \begin{vmatrix} k_{1x} & x_1 \\ k_{2x} & (x_1 - x_2) \end{vmatrix},$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -m_2\ddot{X} - k_{2x}(x_2 - x_1) - c_{2x}^*(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_{2x}^{**}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 + \dot{X}).$$

Пластические деформации насыпного груза в вибрируемой емкости продолжаются до того момента, пока не будут выполнены условия

$$|-c_y(\dot{y}_3 - \dot{y}_1) - k_y(y_3 - y)| \leq |k_{\text{пу}}(y_3 - y)|$$

и

$$|-c_x(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - k_x(x_3 - x)| \leq |k_{\text{пх}}(x_3 - x)|.$$

При выполнении этих условий прекращаются пластические и начинаются упруговязкие деформации слоя.

Скольжение груза по стенке емкости возможно только в направлении оси Oy , начинается оно при выполнении условия $y_1 \geq \mu_y^* F_x / k_{1y}$ и прекращается, когда $\dot{y}_1 = 0$ (при этом $y_1 \leq \mu_x F_x / k_{1y}$).

Уравнение движения груза на этапе скольжения в направлении оси Oy на этапе упругой и пластической деформации имеет вид

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - mg - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y) - \text{sign}\dot{y}_1 \mu_y F_x,$$

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - mg - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}_3) - k_y(y_1 - y_3) - \text{sign}\dot{y}_1 \mu_y F_x.$$

О степени уплотнения насыпного груза в процессе вибрирования можно судить по величине его пластической деформации $y - y_3$, $x - x_3$. Уменьшение объема емкости, занимаемой насыпным грузом, на единицу ее длины произойдет на величину $(y - y_3)(x - x_3)$. Коэффициент уплотнения в этом случае может быть определен, если известен объем груза (%) до уплотнения (на единицу длины емкости) Q по формуле $[Q - (y - y_3)(x - x_3)] / Q$.

УСТРОЙСТВО ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ И ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

3.1. ВИБРОВОЗБУДИТЕЛИ (ВИБАТОРЫ), ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ СИЛЫ

3.1.1. ТИПЫ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ (ВИБАТОРОВ)

Вибровозбудитель сообщает движение колебательной системе и создает возмущающую силу, необходимую для восполнения внутренних потерь и преодоления внешних сопротивлений; при резонансном и дорезонансном режимах вибровозбудитель преодолевает также силы инерции колеблющихся масс или восстанавливающие силы упругих связей, в резонансном режиме они друг друга уравнивают. Различные типы вибровозбудителей характеризуются разным воздействием на рабочие органы вибрационной машины. Рассматриваются следующие типы вибровозбудителей: инерционные, эксцентриковые, гидравлические и электромагнитные.

По характеру действия вибровозбудители можно подразделить на следующие основные группы.

К первой группе относятся силовые вибровозбудители, представленные такими вибраторами, которые прикладывают к ведомому звену колебательной системы силу, изменяющуюся по определенному закону в зависимости от положения этого звена или от скорости его движения. Силовые вибровозбудители представлены электромагнитными и пневматическими вибраторами. Отличительной особенностью силового привода является возможность создания с его применением вибрационных машин с одной степенью подвижности.

Ко второй группе вибровозбудителей, рассмотрению которых в основном и посвящен настоящий раздел, относятся кинематические, т.е. такие вибраторы, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма. Кинематические вибровозбудители наиболее широко используются на практике в виде инерционных, эксцентриковых и гидравлических вибраторов.

Третья группа включает ударные вибровозбудители — вибраторы, которые возбуждают колебания ведомого звена колебательной системы ударом. Некоторые типы вибраторов, как, например, ударные электромагнитные вибраторы или инерционные вибромолоты, сообщают ведомому звену вибрационной машины как ударные, так и вибрационные импульсы. Этот тип привода находит применение в специальных машинах.

Принципиальное устройство, закономерности формирования возмущающей силы

В инерционных вибраторах возмущающая сила создается вследствие вращения одной или нескольких неуравновешенных масс. Создаваемая инерционным вибратором возмущающая сила может быть вращающейся, т.е. непрерывно изменяющей свое направление, или направленной. В вибраторах с направленной возмущающей силой последняя постоянно действует в одном и том же направлении и изменяется только по величине. Существуют также специальные типы инерционных вибраторов, создающие возмущающий крутящий момент или различные комбинации возмущающих сил и крутящих моментов.

К вибраторам с вращающейся возмущающей силой относятся: вибраторы типа дебаланс, в которых возмущающая сила создается одной вращающейся неуравновешенной массой (дебалансом), а также вибраторы для создания эллиптических и бигармонико-эллиптических колебаний.

Для получения прямолинейно направленной возмущающей силы в инерционных вибраторах применяют обычно два способа: составляющие, действующие в нежелательном направлении, уравниваются равными по величине, но противоположно направленными силами, или используется известное свойство шарнира — передавать усилие только в направлении, перпендикулярном его оси. На практике в этих целях обычно применяются резиновые шарниры, обладающие некоторой упругостью или рессоры с небольшой поперечной жесткостью.

Направленное действие возмущающей силы обеспечивается вибратором типа самобаланс, представляющим собой два спаренных дебалансных вибратора, синхронно вращающихся с одинаковой угловой скоростью в противоположные стороны. Если синхронность вращения дебалансов достигается без механической связи между вибраторами, то они называются самосинхронизирующимися. В целях получения направленной возмущающей силы от одного дебалансного вибратора его подвешивают к шарниру при помощи коромысла в виде маятника. Для обеспечения устойчивого положения коромысла в пространстве его распирают между двумя пружинами или используют резиновый шарнир. При этом возмущающая сила передается вибрационной машине лишь в направлении линии, соединяющей центр вращения дебаланса и центра подвески коромысла, на котором закреплен мотор-вибратор. Такие вибраторы называются маятниковыми. Направленная возмущающая сила, изменяющаяся по бигармоническому закону, создается двумя спаренными самобалансными вибраторами, один из которых вращается с удвоенной по отношению к другому скоростью.

Для одновременного создания возмущающей силы и возмущающего момента применяют маятниковые вибраторы со смещенными дебалансами, подвешиваемые посредством пространственного шарнира, и специальные двухвальные четырехдебалансные вибраторы. Следует иметь в виду, что здесь речь идет о характере возмущающей силы относительно неподвижной стойки вибратора.

При установке вибратора на машину характер создаваемого возмущения будет зависеть не только от типа вибратора, но и от расположения его относительно центра масс и центра приведения восстанавливающих сил и направления экстремальных жесткостей упругих связей. Так, например, если ось простейшего дебалансного вибратора не совпадает с центром масс колебательной системы, то последний наряду с вращающейся возмущающей силой будет создавать и возмущающий момент.

Вибратор типа дебаланс состоит из дебаланса, вращающегося с постоянной угловой скоростью на валу в подшипниках опорной части, которая крепится к вибрационной машине. В дебалансном вибраторе возмущающая сила создается центробежной силой неуравновешенной массы m (дебаланса), вращающейся с угловой скоростью ω . При расстоянии от центра вращения этой массы до ее центра тяжести r возмущающая сила равна $F = mr\omega^2$. Таким образом, возмущающая сила дебалансного вибратора постоянно меняет свое направление, вращаясь вместе с дебалансом, и остается равной по величине. Проекции возмущающей силы на оси x , y , проходящие через центр и находящиеся в плоскости вращения дебаланса, соответственно равны $F_x = mr\omega^2 \sin \omega t$, $F_y = mr\omega^2 \cos \omega t$.

Если плоскость вращения дебаланса не совпадает с плоскостью xy , то вибратор создает возмущения в направлении не только осей x и y , но и оси z . В общем случае плоскость вращения дебаланса может составлять с осями x , y , z углы $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$. В этом случае проекции радиуса дебаланса на оси x , y и z будут равны соответственно $r_x = r \cos \alpha_x$, $r_y = r \cos \alpha_y$, $r_z = r \cos \alpha_z$ и в направлении осей x , y , z будут действовать составляющие возмущающей силы F_x, F_y, F_z . Если ось вращения дебаланса находится на расстоянии a_x, a_y от центра масс колебательной системы, то вибратор создает не только вращающуюся возмущающую силу $F = mr\omega^2$, но и возмущающие моменты $M_x = mr\omega^2 a_x$ и $M_z = mr\omega^2 a_y$.

Таким образом, если ось вращения дебаланса не проходит через центр масс колебательной системы и плоскость вращения дебаланса не совпадает с экстремальными значениями упругих связей, в общем случае при помощи простейшего дебалансного вибратора можно вызвать поступательные колебания вдоль осей x , y , z и угловые колебания вокруг этих осей колебательной системы.

Принципиальная схема устройства маятникового вибратора приведена на рис. 18, а. Вибратор состоит из дебаланса, вращающегося на валу, закрепленном на коромысле, которое шарнирно (например, при помощи резинометаллического шарнира) крепится в опоре.

При шарнирном креплении вибратора составляющая центробежной силы, проходящая через центр вращения дебаланса и шарнир коромысла, полностью передается на опору, которая жестко крепится к вибрационной машине. Составляющая центробежной силы, действующая в перпендикулярном направлении, обуславливает колебания вибратора вокруг шарнира коромысла. При этом вследствие малой жесткости резинометаллического шарнира реакция, передаваемая на вибрационную машину, получается весьма незначительной.

Момент относительно оси z пропорционален крутильной жесткости шарнира θ и углу поворота дебаланса $\varphi - M_z = \theta \varphi$. Практически можно считать, что вибрационной машине передается лишь направленная воз-

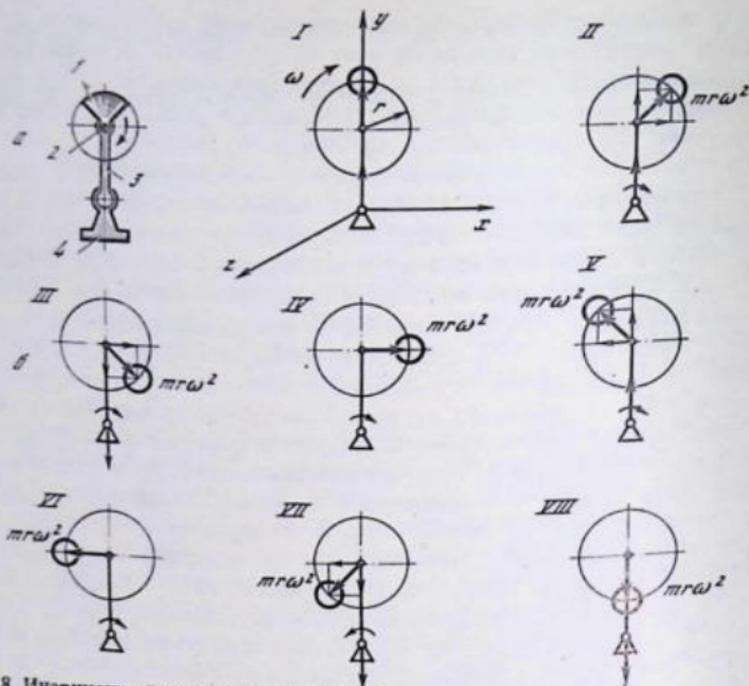


Рис. 18. Инерционный маятниковый вибратор
а — принципиальная схема; *б* — закономерности формирования возмущающей силы

мушающая сила. Закономерности формирования возмущающей силы на стойке маятникового вибратора поясняют схемы I–VIII на рис. 18, б.

Принципиальная схема инерционного вибратора типа самобаланс с дебалансами, вращающимися в противоположные стороны, приведена на рис. 19, а. Вибратор состоит из двух дебалансов 1 и 2, вращающихся в противоположные стороны с одинаковой угловой скоростью на валах 3 и 4, укрепленных в общей опоре 5.

Принцип действия самобалансного вибратора поясняет схема, приведенная на рис. 19, б. При нахождении дебалансов, имеющих массу m и эксцентриситет r , в положении I центробежные силы $-mr\omega^2, mr\omega^2$ равны по величине и направлены по горизонтали в противоположные стороны, их равнодействующая равна нулю: $F = 0$. При нахождении дебалансов в положении III центробежные силы дебалансов действуют по вертикали и направлены вниз. Возмущающая сила вибратора в этом случае равна их сумме: $F = -2mr\omega^2$. В положении I возмущающая сила равна нулю, в положении VII она направлена вертикально вверх и по величине равна сумме центробежных сил дебалансов: $F_x = 2mr\omega^2$. Таким образом, самобалансный вибратор с дебалансами, вращающимися в противоположные стороны, создает постоянную по направлению и переменную по величине возмущающую силу, изменяющуюся по закону $F_x = 2mr\omega^2 \cos \omega t$.

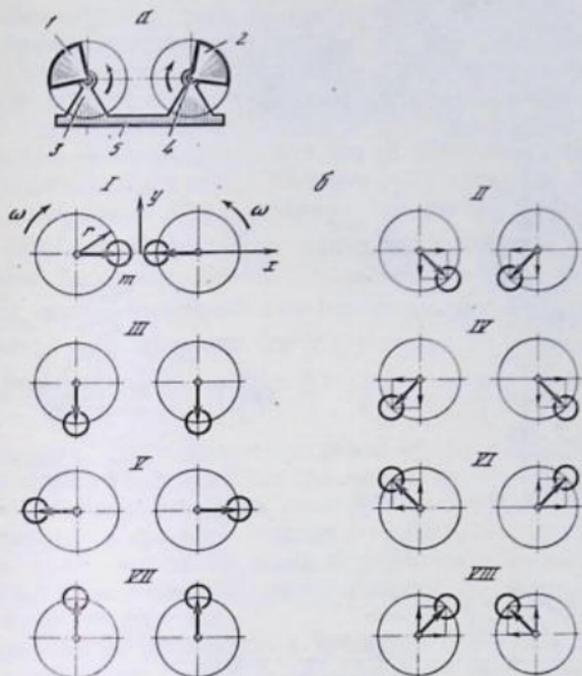


Рис. 19. Инерционный вибратор типа самобаланс

a — принципиальная схема; *б* — закономерности формирования возмущающей силы

Направленная возмущающая сила может быть получена при помощи трехдебалансного вибратора, средний дебаланс которого вращается в одну сторону, а два крайних — в противоположную. Принципиальная схема устройства трехдебалансного вибратора приведена на рис. 20, *a*.

Вибратор состоит из трех дебалансов (центрального 1 и двух боковых 2), вращающихся на трех параллельных валах, расположенных на равных расстояниях друг от друга. Валы крепятся в общей опоре 3. Центральный дебаланс вибратора вращается в направлении, противоположном направлению вращения крайних дебалансов. Все дебалансы вращаются с постоянной угловой скоростью и создают постоянную по величине центробежную силу (средний $mr\omega^2$ и каждый крайний $\frac{1}{2}mr\omega^2$), которая непрерывно меняет свое направление. Результирующая возмущающая сила вибратора равна векторной сумме этих сил. Закономерности формирования направленной возмущающей силы в трехдебалансном вибраторе поясняет рис. 20, *б*.

Трехдебалансные вибраторы позволяют легко регулировать направление действия возмущающей силы. Угол действия возмущающей силы равен половине угла, образуемого направлениями крайних и среднего дебалансов в исходном положении. Так, на рис. 20, *в* приведена схема

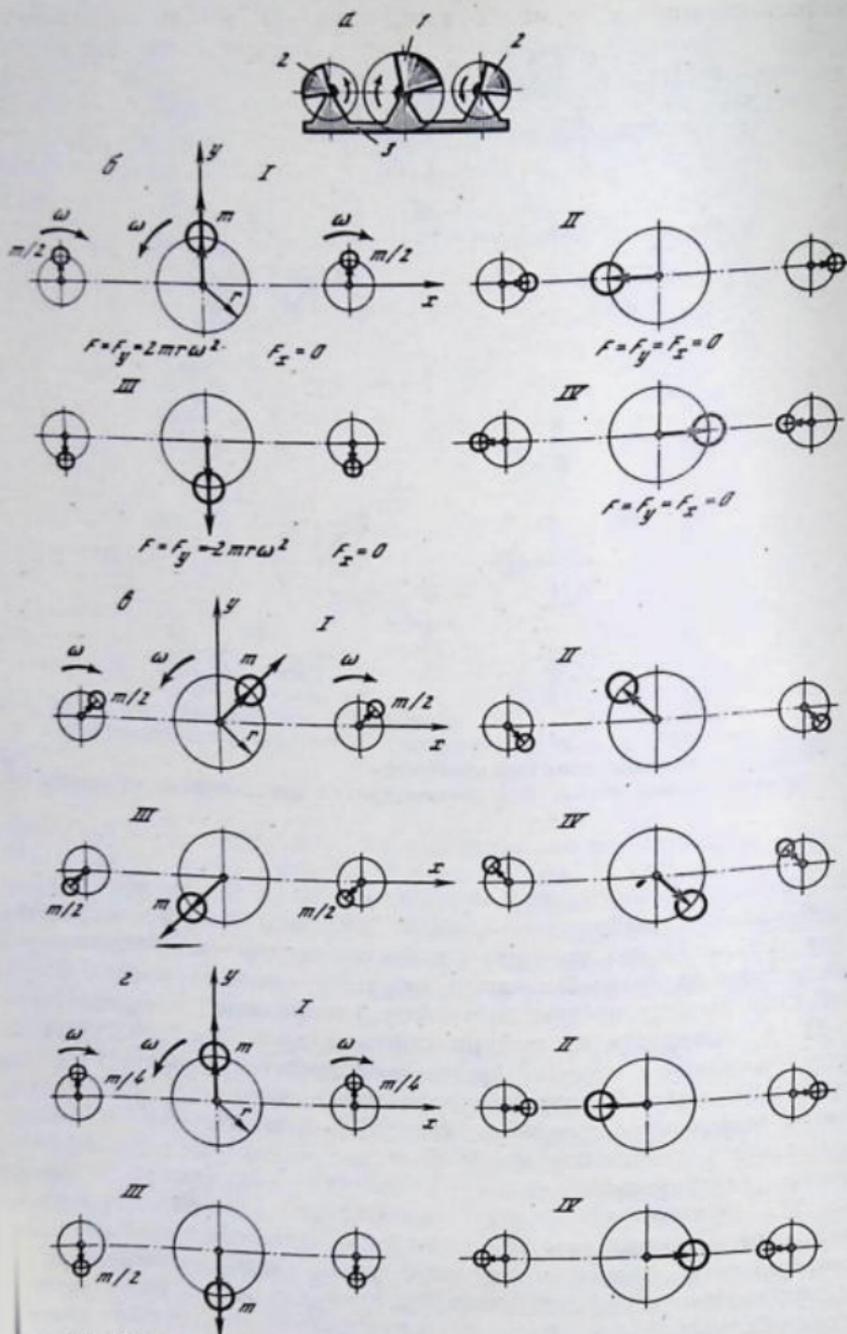


Рис. 20. Инерционный вибратор с тремя дебалансами
 а — принципиальная схема; б — закономерности формирования направленной возмущающей силы, действующей перпендикулярно к прямой, соединяющей оси вращения дебалансов; в — закономерности формирования направленной возмущающей силы, действующей под произвольным углом; г — закономерности формирования эллиптической возмущающей силы

формирования возмущающей силы под углом 45° к осям. Посредством трехдебалансного вибратора можно создать возмущающую силу, меняющуюся по эллиптическому закону. Для этого суммарная масса крайних дебалансов должна отличаться от массы центрального дебаланса.

На рис. 20, *г* рассмотрены закономерности формирования эллиптической возмущающей силы при массе центрального дебаланса m и массе каждого крайнего дебаланса $m/4$, эксцентриситет у всех дебалансов одинаков и равен r . В положении *I* все дебалансы повернуты вверх, возмущающая сила вибратора действует в направлении оси y и равна $F = F_y = \frac{3}{2} mr\omega^2$; В положении *II* центробежные силы крайних и центрального дебалансов направлены по горизонтальной оси навстречу друг другу, возмущающая сила вибратора направлена по оси x и равна $F = F_x = -\frac{1}{2} mr\omega^2$. В положении *III* возмущающая сила равна $F = F_y = -\frac{3}{2} mr\omega^2$ и в положении *IV* $F = F_x = \frac{1}{2} mr\omega^2$.

В тех случаях, когда желательно иметь наряду с возмущающей силой и возмущающий момент, находит применение двухдебалансный вибратор, в котором дебалансы смещены относительно друг друга на некоторый угол и вращаются в противоположные стороны. Вибратор состоит из двух дебалансов, вращающихся на валах в общей опорной части. Дебалансы соединены зубчатой передачей, обеспечивающей их синхронное вращение в противоположные стороны.

При расположении дебалансов в начальном положении под углом 90° в процессе вращения создаются возмущающая сила, направленная под углом 45° ($90^\circ/2$) к прямой, соединяющей их центры, и крутящий момент, пропорциональный величине возмущающей силы и расстоянию между дебалансами. По величине она равна $F = 2mr\omega^2$, проекции ее на оси x , y равны соответственно $F_x = 2\sqrt{2}mr\omega^2$, $F_y = 2\sqrt{2}mr\omega^2$, крутящий момент вибратора вокруг оси xy .

В вибрационных машинах находят также применение специальные конструкции инерционных виброприводов, создающие возмущающую силу, меняющуюся по сложному закону. Для создания бигармонических колебаний можно использовать инерционные четырехдебалансные вибраторы. Вибратор состоит из двух пар синхронно вращающихся в противоположные стороны дебалансов, которые закреплены в общей опоре. Первая пара дебалансов вращается с удвоенной скоростью. Если принять следующие обозначения: m' и r' — масса и эксцентриситет дебалансов первой ступени, вращающихся с угловой скоростью ω , m'' и r'' — масса и эксцентриситет дебалансов второй ступени, закон изменения возмущающей силы бигармонического вибратора определяется выражением

$$F = 2m'r'\omega^2 \sin \omega t + 8m''r''\omega^2 \cos(2\omega t - \gamma),$$

где γ — угол сдвига фаз между дебалансами второй и первой ступеней.

Для создания эллиптических колебаний находят применение специальные двухдебалансные инерционные вибраторы. Принципиальная схема инерционного вибратора для создания эллиптических колебаний аналогична принципиальной схеме вибратора типа самобаланс. Отличие состоит в том, что кинетические моменты дебалансов вибратора неоди-

наковы. Для получения более сложных годографов возмущающей силы может быть использован бигармонико-эллиптический вибратор. По принципиальному устройству он подобен бигармоническому инерционному вибратору для создания прямолинейных колебаний.

Принцип действия двухдебалансного вибратора для создания возмущающего момента с дебалансами, вращающимися в одном направлении и смещенными на 180° один относительно другого, поясняет рис. 21. Вибратор состоит из двух дебалансов *I* и *2*, укрепленных на валах и вращаемых приводной шестерней *3* в одну сторону. Валы дебалансов и приводная шестерня закреплены в общей опоре *4*.

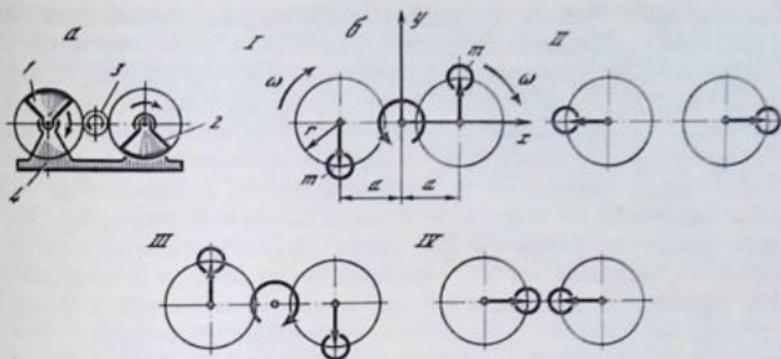
В положении *I* центробежные силы, возникающие при вращении дебалансов, одинаковые по величине и направленные в противоположные стороны, создают вращающий момент в вертикальной плоскости, действующий против часовой стрелки и равный по величине $M_z = -2mr\omega^2 a$. В положении *II* центробежные силы дебалансов, равные по величине и действующие по одной линии в противоположные стороны, уравновешивают друг друга и создаваемый вибратором момент $M = 0$. В положении *III* действует момент по часовой стрелке, равный $M = 2mr\omega^2 a$; в положении *IV* воздействие вибратора равно нулю.

Таким образом, двухдебалансный вибратор с дебалансами, смещенными на 180° и вращающимися в одном направлении, создает переменный по величине и направлению возмущающий момент, действующий в плоскости вращения дебалансов, который изменяется по закону $M = 2mr\omega^2 \sin \omega t$. Возмущающий момент и возмущающая сила возбуждаются двухшарнирным маятниковым вибратором.

Принципиальная схема устройства маятникового вибратора с двумя шарнирами (расположенными в перпендикулярных плоскостях) и со смещенными дебалансами приведена на рис. 22, *a*. Вибратор состоит из двух дебалансов *1* и *2*, вращающихся на валу *3* и смещенных относительно друг друга на угол 90° или несколько больше. Вал с дебалансами при помощи шарниров *4*, ось которых перпендикулярна к валу, устанавливается шарнирно в коромысле *5*, крепящемся посредством резинометаллического шарнира *6* к опоре *7*.

Принцип действия двухшарнирного маятникового вибратора поясняют диаграммы рис. 22, *б*. В положении *I* горизонтальные составляющие центробежных сил дебалансов направлены перпендикулярно к оси шарнира *6* и вследствие этого не передаются на опору вибратора *7*, а лишь обуславливают отклонение коромысла влево. Вертикальные составляющие создают момент относительно оси шарниров, вызывающий поворот вала вибратора против часовой стрелки. При этом на опору вибратора, а следовательно, и на колебательную систему практически не передается никаких усилий.

В положении *II* горизонтальные составляющие создают момент $M_y = \sqrt{2}mr\omega^2 a$ в горизонтальной плоскости вокруг оси *V*, действующий по часовой стрелке. Вертикальные составляющие действуют в одну сторону и создают вертикальную возмущающую силу $F = F_x = \sqrt{2}mr\omega^2$. Так как ни момент, ни возмущающее усилие не компенсируются шарнирами (рис. 22, *a*), они полностью передаются опоре вибратора и от

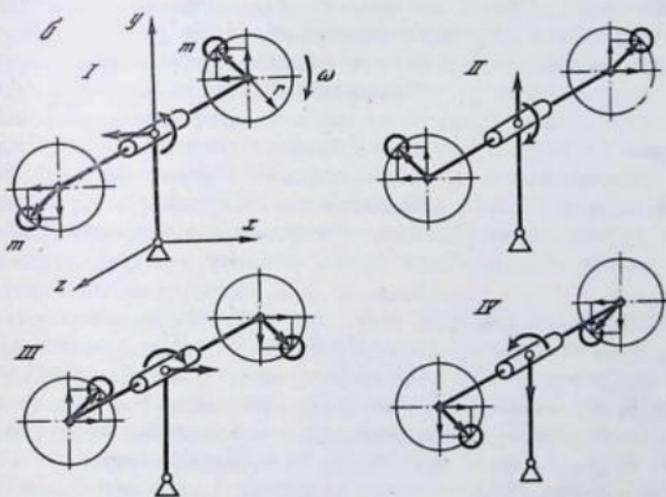
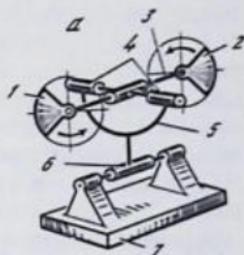


Р и с. 21. Инерционный вибратор со смещенными дебалансами, вращающимися в одну сторону

а - принципиальная схема; б - закономерности формирования возмущающего момента

Р и с. 22. Инерционный двухшарнирный маятниковый вибратор

а - принципиальная схема; б - закономерности формирования возмущающей силы и возмущающего момента



нее колебательной системе. В положении III двухшарнирный маятниковый вибратор не сообщает колебательной системе никаких усилий.

В положении IV создаются возмущающая сила (действующая вертикально вниз) $F = F_y = \sqrt{2}mr\omega^2$ и момент в горизонтальной плоскости, направленный против часовой стрелки: $M_y = -\sqrt{2}mr\omega^2 a$. Таким образом, двухшарнирный маятниковый вибратор со смещенными дебалансами создает возмущающую силу, действующую в вертикальной плоскости, и возмущающий момент — в горизонтальной плоскости, которые изменяются по закону $F = F_x = 2mr\omega^2 \sin \omega t$, $M_y = 2mr\omega^2 a \sin \omega t$.

Для одновременного создания возмущающей силы и возмущающего момента находят также применение двухвальные вибраторы с четырьмя или шестью смещенными дебалансами. Принципиальная схема устройства такого шестидебалансного вибратора приведена на рис. 23, а. Вибратор состоит из двух валов, синхронно вращающихся в противоположные стороны, на которых укреплено по три дебаланса. Дебалансы каждого вала смещены относительно друг друга на 90° или несколько больше; дебалансы, находящиеся с одной стороны вибратора, смещены относительно друг друга на 180° или несколько меньше. Так как возмущающая сила средних дебалансов совпадает с центром вращения системы, они не создают возмущающего момента.

В рассмотренной конструкции открывается возможность регулирования в отдельности кинетических моментов средних и крайних дебалансов, а следовательно, независимо регулировать величину возмущающей силы и возмущающего момента. Если убрать средние дебалансы, получим четырехдебалансный вибратор. Крайние дебалансы имеют массу m'' , средние — m' , эксцентриситет крайних и средних дебалансов равен r .

Принцип действия двухвального вибратора с шестью дебалансами поясняют диаграммы рис. 23, б. В положении I горизонтальные составляющие центробежных сил передних дебалансов направлены влево, задних — вправо. Результирующие силы горизонтальных составляющих крайних дебалансов создают момент в горизонтальной плоскости, направленный по часовой стрелке и равный $M_y = 4m''r\omega^2 a$. Вертикальные составляющие средних дебалансов создают вертикальную возмущающую силу $F = F_y = 2m'r\omega^2$, направленную вверх.

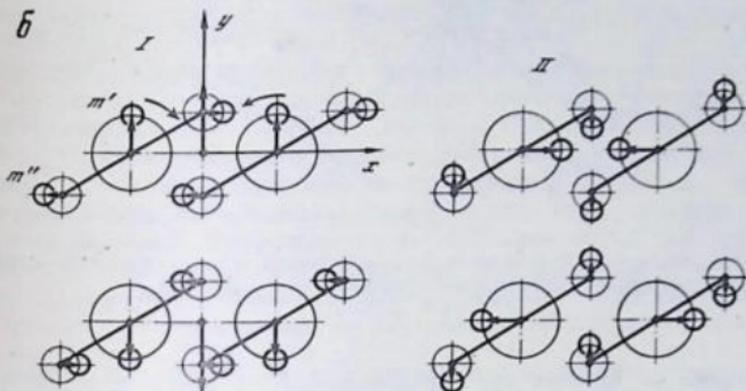
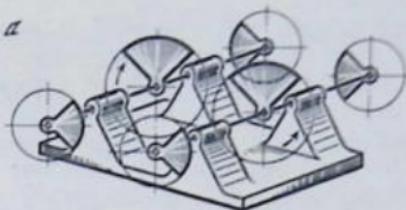
В положении II вертикальные составляющие центробежных сил дебалансов левого и правого валов создают моменты в вертикальной плоскости, направленные в противоположные стороны. Поэтому равнодействующий момент четырех дебалансов равен нулю. Центробежные силы средних дебалансов направлены по горизонтали в противоположные стороны и уравновешивают друг друга, поэтому возмущающая сила равна нулю.

В положении III вибратор создает направленную вверх и вниз вертикальную возмущающую силу $F = F_y = 2m'r\omega^2$ и момент в горизонтальной плоскости $M_y = -4m''r\omega^2 a$, действующий против часовой стрелки. В положении IV вибратор не передает никаких возмущений. Законы изменения возмущающей силы и возмущающего момента следующие: $F = F_y = 2m'r\omega^2 \cos \omega t$; $M_y = 4m''r\omega^2 \cos \omega t$.

В ряде случаев эффективность протекания рабочего процесса воз-

Рис. 23. Инерционный двухвалный вибратор для создания возмущающей силы и возмущающего момента

a — принципиальная схема; *b* — закономерности формирования возмущающей силы и возмущающего момента



растает с использованием специальных законов возбуждения. В ряде новых транспортно-технологических машин, например в установках с торoidalным рабочим органом, для обеспечения спиралевидного движения обрабатываемой среды применяются одновалные трех- или двухдебалансные вибраторы, представляющие как бы половину вибратора, приведенного на рис. 23, *a*. Вал такого вибратора обычно устанавливается вертикально.

Для исследования механизма формирования возмущающей силы и возмущающего момента воспользуемся схемами рис. 23, *b*, причем будем рассматривать только левый вал с тремя дебалансами, повернув его в вертикальное положение. В положении *I* средний дебаланс создает возмущающую силу $F = F_z = -m'r'\omega^2$ и возмущающий момент $M = M_z = -2m''r''\omega^2a$; в положении *II* создаются возмущающие сила $F = F_x = m'r'\omega^2$ и момент $M = M_x = 2m''r''\omega^2a$, в положении *III* — возмущающие сила $F = F_z = m'r'\omega^2$ и момент $M = M_z = 2m''r''\omega^2a$, в положении *IV* — возмущающие сила $F = F_x = -m'r'\omega^2$ и момент $M = M_x = -2m''r''\omega^2a$.

Для создания возмущающей силы, изменяющейся по сложному многопестковому годографу, который может вращаться вокруг своего центра, можно использовать трехдебалансные вибраторы. Принципиальная схема трехдебалансного вибратора была рассмотрена выше (рис. 20, *a*). Каждый из дебалансов, вращаясь со своей угловой скоростью, создает постоянную по величине центробежную силу (средний дебаланс $F' = m'r'\omega^2$ и крайние дебалансы $F'' = 2m''r''(\omega/i)^2$), которая непрерывно меняет свое направление. Здесь приняты обозначения: m' , m'' —

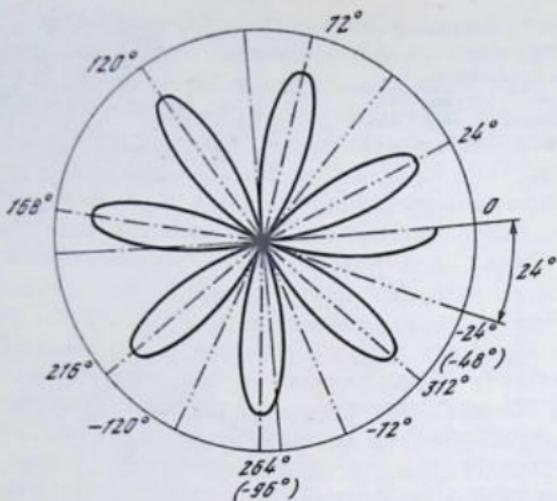


Рис. 24. Закономерности формирования возмущающей силы в инерционном трех-дебалансном вибраторе при передаточном отношении ступеней : 6,5

массы среднего и крайнего дебалансов; r' и r'' — радиусы среднего и крайнего дебалансов; ω — угловая скорость среднего дебаланса, i — соотношение скоростей дебалансов. При повороте первого дебаланса на угол φ второй дебаланс повернется на угол φ/i . Суммируя векторы сил F' и F'' , определим равнодействующую по формуле $F = (F'^2 + F''^2 + 2F'F'' \cos \alpha)^{1/2}$, где α — угол между векторами F' и F'' .

Равнодействующая обращается в нуль при условии $\alpha = 0$, $F' - F'' = 0$, $m'r'\omega^2 = 2m''r''(\omega/i)^2$. Из этого же условия определим соотношение масс дебалансов, принимая $r' = r''$, $m'/2m'' = 1/i$. Для передаточного отношения $i = 1 : 2 - m'/2m'' = 4m'' = m'/8$, т.е. для того, чтобы значение равнодействующей возмущающей силы вибратора проходило через ноль, масса каждого второго и третьего дебалансов должна быть в 8 раз меньше массы первого дебаланса, а для передаточного отношения $i = 1 : 3$ — в 18 раз меньше. На основе графических построений выявлена аналитическая зависимость для угла α между векторами сил F' и F'' от угла поворота первого дебаланса $\varphi - \alpha = |(2n + 1)\pi - (1 + p)\varphi|$ при $-2n\pi < (1 + p)\varphi < (n + 1)2\pi$, где n — целые числа ($n = 0, 1, 2, 3, \dots$); p — знаменатель дроби передаточного отношения, $i = 1/p$.

Приведенная формула действительна для любых передаточных отношений. Приравняв полученное выражение нулю, получим формулу для определения положения вектора равнодействующей с максимальным значением F_{\max} . Если это выражение будет равно π , то получится формула для определения положения вектора равнодействующей возмущающих сил с минимальным значением F_{\min} : $\varphi(F_{\max}) = \pi(2n + 1)/(1 + p)$; $\varphi(F_{\min}) = \pi 2n/(1 + p)$.

Значения углов $\varphi(F_{\max})$ и $\varphi(F_{\min})$ позволяют определить количество максимальных и минимальных значений равнодействующей при построении годографа в полярных координатах. Например, при $i = 1:2$

график функции $F = f(a, \varphi)$ имеет три максимума и три минимума: $\varphi(F_{\max}) = \pi/3, \pi, 5\pi/3$; $\varphi(F_{\min}) = 0, 2\pi/3, 4\pi/3$; при $i = 1:3$ график функции имеет четыре максимума и четыре минимума: $\varphi(F_{\max}) = \pi/4, 3\pi/4, 5\pi/4, 7\pi/4$; $\varphi(F_{\min}) = 0, \pi/2, \pi, 3\pi/2$.

Анализируя построенные в полярных координатах графики функции $F = f(a, \varphi)$ для $i = 1:2$ и $i = 1:3$, отмечаем, что они представляют собой замкнутые кривые линии с несколькими лепестками, причем количество лепестков равно соответственно трем и четырем, т.е. оно равно сумме числителя и знаменателя передаточного отношения для $i = 1:2$ $k = 1+2=3$; для $i = 1:3$ $k = 1+3=4$. Эта закономерность действительна для любого передаточного отношения, в том числе и для такого, у которого в знаменателе стоит десятичная дробь.

Например, график $F = f(a, \varphi)$ для $i = 1:6,5$ имеет 7,5 лепестков (рис. 24). Одновременно с увеличением количества лепестков наблюдаются их сужение и вращение по часовой стрелке, а также уменьшение угла между соседними векторами. Вектор F_{\max} за каждый оборот первого дебаланса поворачивается на угол, постоянный для данного передаточного отношения, в направлении, противоположном вращению дебаланса. Другими словами, вектор F_{\max} вращается с постоянной угловой скоростью, увеличивающейся по мере возрастания дроби в знаменателе передаточного числа.

Инерционные вибраторы используются при средних частотах колебаний. Применение вибраторов этого типа в низкочастотных режимах нерационально, так как в этом случае необходимо значительно увеличить массу дебалансов для получения необходимой величины возмущающей силы. На высоких частотах значительно увеличиваются опорные реакции в подшипниках вибратора, что приводит к быстрому выходу их из строя. Инерционные вибраторы способны создавать значительные возмущающие силы при небольших габаритах и весе. Они позволяют простыми средствами получить различные законы изменения возмущающей силы. Вследствие отсутствия жесткой связи между подвижными деталями вибратора и колебательной системой даже в случае заземления последней поломка привода не происходит.

Недостатком большинства конструкций инерционных вибраторов является увеличенное время пуска и останова. Это затрудняет их применение в вибрационных машинах, работающих с частыми включениями и выключениями. Однако существуют конструкции, лишенные этого недостатка, например вибраторы с выдвигаемыми дебалансами.

Современные конструкции инерционных вибраторов допускают регулирование режимов работы. Изменение частоты колебаний осуществляется регулированием скорости вращения приводного двигателя. Регулирование величины возмущающей силы (момента) производится изменением массы или эксцентриситета дебалансов. Используются также конструкции вибраторов с поворотными дебалансами. Изменяя взаимное положение дебалансов, регулируют величину результирующей возмущающей силы. Находят также применение инерционные вибраторы со специальным автоматическим регулированием величины возмущающей силы.

В частности, для вибрационных машин, работающих на резонансных режимах, применяются инерционные вибраторы с поворотными дебалансами. В исходном положении величина кинетического момента дебалансов такого вибратора мала или вообще равна нулю. При вращении вала вибратора со скоростью, соответствующей собственной частоте колебаний вибрационной машины (при резонансной частоте), вибратор создает ничтожную возмущающую силу или вообще ее не создает. Возмущающая сила достигает номинального значения лишь после перехода резонансной области, за счет выдвигания дебалансов на полную величину эксцентриситета. Применение таких вибраторов устраняет чрезмерное раскачивание вибрационной машины при переходе ею резонансной области.

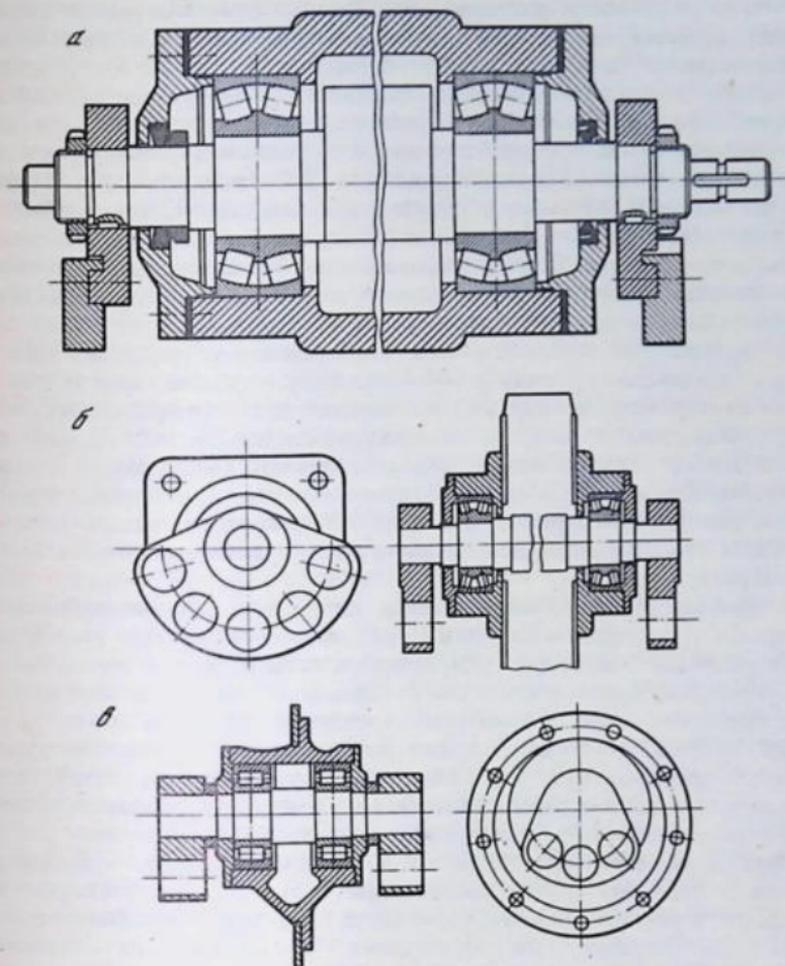
Конструкции

Простейшими в конструктивном отношении являются вибраторы типа дебаланс. Дебалансные вибраторы выпускаются универсальных типов и в специальном исполнении для установки на вибрационной машине определенного типа, например на вибрационном грохоте или питателе. Примером универсального привода является вибратор типа дебаланс на максимальное возмущающее усилие 5000 кг.

Корпус вибратора посредством болтового соединения может крепиться к рабочему органу любой вибрационной машины. Вибратор состоит из вала 1, установленного в мощных роликовых подшипниках 2, смонтированных в литом корпусе 3 (рис. 25, а). На консольных концах вала установлены дебалансные диски 4 с регулировочными грузами 5. Устанавливая или снимая дополнительные грузы, можно регулировать величину кинетического момента дебалансов и возмущающей силы вибратора. Привод вибратора может осуществляться с любого конца от электродвигателя через муфту любой конструкции, текстурную передачу, карданный вал и т.д.

При необходимости получения направленной, прямолинейно возмущающей силы можно использовать пару вибраторов рассмотренного типа, предварительно соединив один с другим шестернями и направив дебалансы таким образом, как это изображено на схеме рис. 19, а. В этом случае наряду с направленной возмущающей силой будет создаваться возмущающий момент. Вибратор может эксплуатироваться с густой и жидкой смазкой. Для заливки и слива масла в корпусе вибратора предусмотрены резьбовые пробки. При эксплуатации инерционных вибраторов любых типов рекомендуется при работе на низких и средних оборотах (до 1000 об/мин) пользоваться густыми смазками, а при эксплуатации высокооборотных вибраторов применять жидкие масла.

Фирма К. Шенк (ФРГ) выпускает две модификации вибраторов универсального исполнения, так называемые возбудительные ячейки, которые находят применение во многих вибрационных машинах. На рис. 25, б приведен дебалансный вибратор, он может быть применен на любой установке, которой нужно сообщать круговые колебания. Подшипники вибратора работают в масляной ванне, что гарантирует их высокую эксплуатационную надежность. В случае каких-либо неисправ-



Р и с. 25. Инерционные вибраторы типа дебаланс

а – модернизированный вибратор завода "Строммашина", *б* – стационарный вибратор; *в* – быстросъемный вибратор.

ностей вибратор без разборки снимается с машины и заменяется новым. Обычно эти вибраторы используются попарно для привода самых разнообразных вибромашин, во вращение приводятся от стандартного электродвигателя посредством карданного вала. Один с другим вибраторы соединяются также при помощи карданного вала.

Другая конструкция специализированного вибратора этой же фирмы приведена на рис. 25, *в*. Данный привод имеет меньшую стоимость, чем вибратор универсального исполнения. Однако в приведенной конструкции вышедшие из строя подшипники приходится заменять непосредственно на установке, т.е. в неблагоприятных для проведения ремонтных

работ эксплуатационных условиях. При таких обстоятельствах не всегда удается произвести монтаж высокоточных подшипников с надлежащей тщательностью и при соблюдении необходимой частоты. Кроме того, при замене подшипников машина на значительный срок выводится из эксплуатации. Вибраторы рассмотренных типов предназначаются для использования в машинах, работающих с круговыми и эллиптическими траекториями, малой и средней мощности. В вибраторах, предназначенных для создания очень больших возмущающих усилий, сам вал выполняется эксцентричным.

Весьма широко применяются в промышленности вибраторы типа самобаланс по схеме рис. 19, а, которые выпускаются в специализированном (применительно к машине данного типа) и реже универсальном исполнении. Вибратор типа самобаланс в универсальном исполнении имеет два вала, соединенных между собой зубчатыми колесами, помещенными в литой корпус, заполненный жидким маслом, этим же маслом производится смазка тяжело нагруженных подшипников. На выступающие из корпуса концы вала насажено по два дебаланса, выполненных в виде эксцентричных дисков. Дебалансы крепятся на валу при помощи шайбы и гайки, которая фиксируется шплинтом. Меняя относительное положение дисков каждого дебаланса, можно изменять величину возмущающей силы вибратора.

Для привода мощных вибрационных питателей и других вибрационных транспортирующих машин ИГД им. А.А. Скочинского разработал ряд инерционных вибраторов для создания направленной прямолинейно гармонической и бигармонической возмущающей силы, возмущающей силы и крутящего момента, а также эллиптического возмущения.

Вибратор типа самобаланс состоит из двух валов, установленных на роликовых подшипниках в боковинах корпуса. Между собой валы соединяются шестернями, одна из которых для снижения шума выполняется текстолитовой. Корпус вибратора в целях шумопоглощения выполняется обрешеченным. Шестерни помещены в корпусе. Вибратор крепится к рабочему органу посредством болтов и клиновых упоров, имеющих в несущих боковинах корпуса. Так как боковины корпуса передают все нагрузки, они выполняются из мощной стальной плиты. Подшипники могут смазываться как густой смазкой, так и масляным туманом, образующимся вследствие вращения шестерен в корпусе вибратора, частично заполненного маслом.

Дебалансы размещаются на свободных концах валов (рис. 26, а). Для уменьшения расстояния между валами в целях создания компактной конструкции одна пара дебалансов расположена внутри другой. В целях снижения аэродинамических сопротивлений вращению дебалансов последние закрыты кожухами из тонколистового железа. Привод вибратора осуществляется от двигателя через карданный вал. Разработаны вибраторы с дебалансами, расположенными внутри корпуса (рис. 26, б и в).

Сходное конструктивное выполнение имеет инерционный вибратор для создания бигармонической возмущающей силы. Вибратор состоит из двух пар коленчатых валов, помещенных в корпусе, причем большие валы унифицированы с валами аналогичного самобалансного вибратора. Каждая пара валов соединена зубчатыми колесами с передаточным

отношением 1 : 2, находящимися вне корпуса; меньший вал вращается с удвоенными оборотами. Большие шестерни каждой пары соединены между собой. Таким образом, все валы вращаются синхронно.

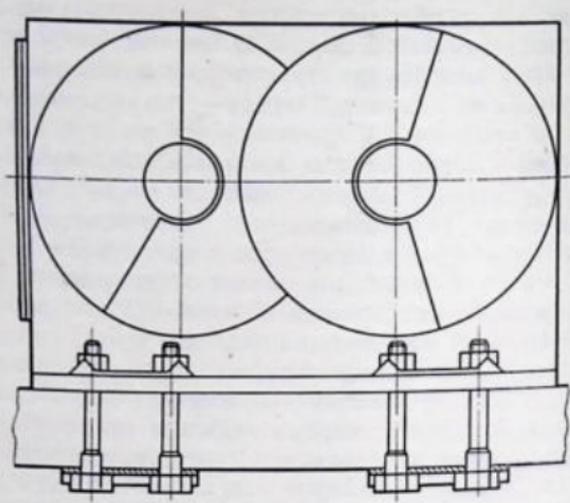
Инерционный вибратор для создания эллиптических колебаний по схеме рис. 20, г подобен конструкции самобалансного вибратора, однако дебалансы, установленные на первом и втором валу имеют различные кинетические моменты. Вибратор состоит из двух валов, вращающихся в подшипниках, установленных в корпусе вибратора. Между собой валы соединены зубчатыми, находящимися в корпусе колесами, обеспечивающими их синхронное вращение в противоположные стороны. На свободных консольных концах валов с коническими заточками насажены дебалансы с различными кинетическими моментами. Для обеспечения равной нагрузки подшипниковых узлов большие дебалансы насажены на более короткие консольные концы валов.

Привод вибратора осуществляется от электродвигателя через карданный вал. На вибромашину вибратор устанавливается кронштейнами, расположенными на его корпусе. Обычно вибраторы этого типа устанавливаются попарно по бокам грузонесущего органа вибротранспортирующей машины. В этом случае для обеспечения синхронизации между собой они соединяются карданным валом, проходящим под грузонесущим органом. Привод спаренных вибраторов может осуществляться как от одного, так и от двух электродвигателей. Корпус вибратора заливается через резьбовые пробки жидким маслом.

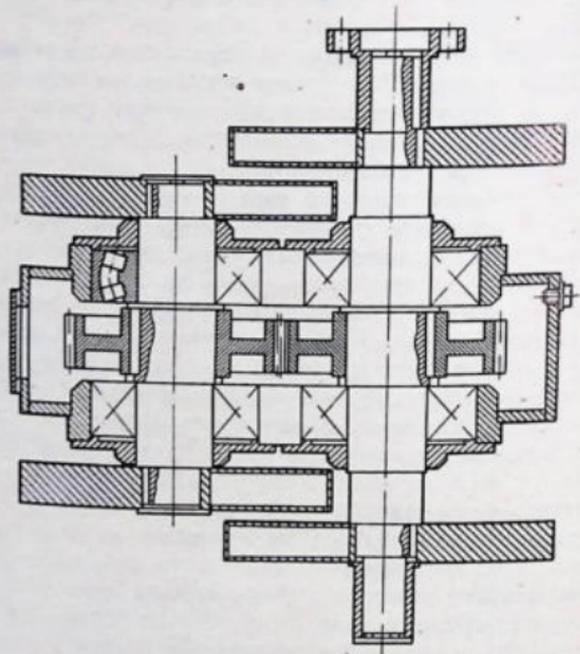
Весьма компактной является конструкция трехдебалансного вибратора, разработанного ИГД им. А.А. Скочинского по схеме рис. 20. Вибратор состоит из трех дебалансных валов — среднего и двух крайних. Кинетический момент среднего вала равен суммарному кинетическому моменту крайних валов в случае использования вибратора для возбуждения направленной по одной прямой возмущающей силы.

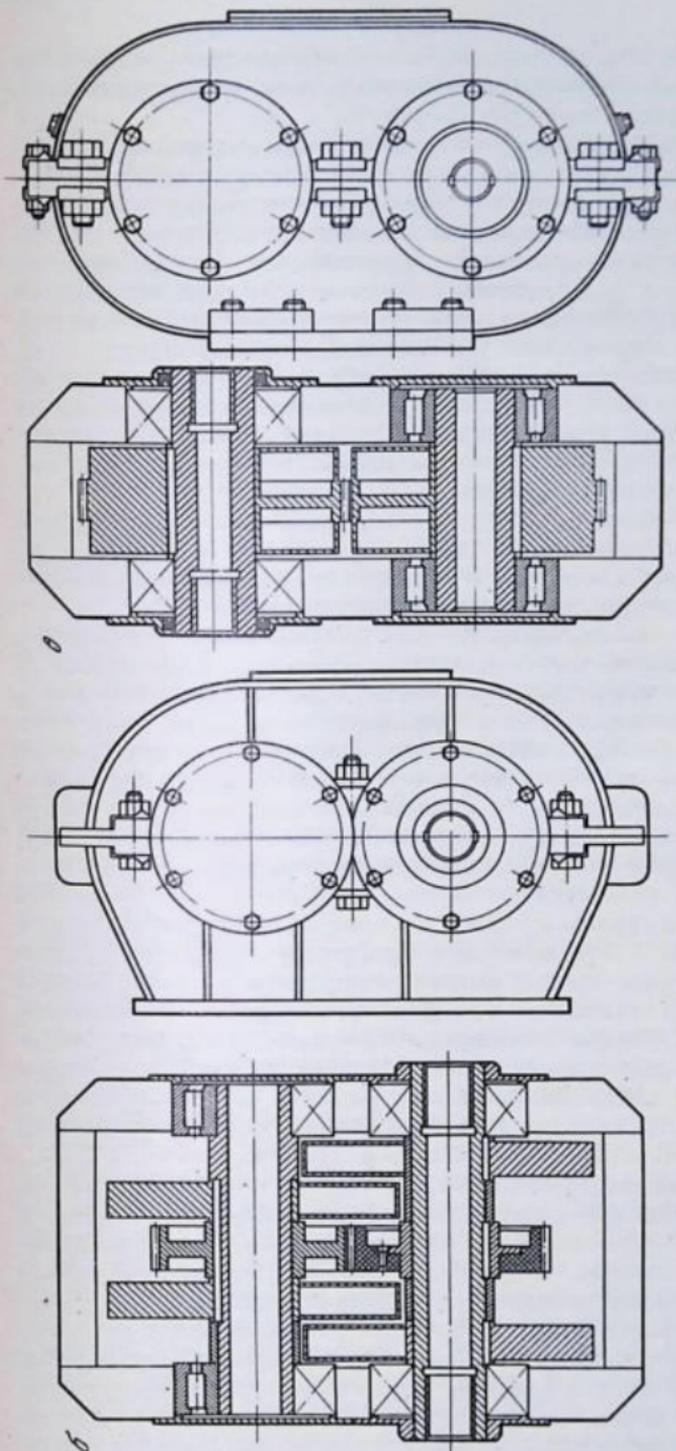
Для создания эллиптических колебаний используются дебалансные валы с неравными кинетическими моментами. Подшипники дебалансных валов устанавливаются в мощных несущих боковинах корпуса. Каждый дебалансный вал заключен в трубчатый кожух. Для придания конструкции жесткости и снижения шума кожуха соединены поперечными ребрами. Между собой дебалансные валы связаны зубчатыми колесами равного диаметра, которые защищены кожухом. К вибрационной машине вибратор крепится при помощи поперечных кронштейнов, приваренных к несущим боковинам корпуса.

Инерционный вибратор с двумя дебалансными валами, вращающимися в одну сторону, предназначен для привода двухколосниковых грохотов-питателей. Вибратор состоит из двух дебалансных валов, установленного между ними приводного вала, шестерней. Дебалансные и приводной валы установлены на роликовых подшипниках в литом разъемном корпусе вибратора. Приводной вал через дебалансные шестерни приводит во вращение дебалансные валы с насаженными на них поворотными дебалансами. Вибратор крепится к колосниковым решеткам вибрационного грохота-питателя в резиновых втулках, устанавливаемых на приливах его корпуса. Так как для привода машины используются два вибратора, то



27





Р и с. 26. Самобалансовые инерционные вибраторы
а — с наружными креплениями дебалансов; *б* — с четырьмя внутренними дебалансами

для обеспечения их синхронного вращения они соединяются между собой карданными валами. Величина возмущающей силы регулируется поворотом дебалансов относительно шестерен валов.

В настоящее время в промышленности все более широкое применение получают мотор-вибраторы. Мотор-вибратор представляет собой обычный трехфазный синхронный двигатель с замкнутым ротором, у которого на удлиненном валу насажены дебалансы. Совмещение вибратора с двигателем в одном агрегате представляет существенные эксплуатационные удобства, так как привод получается более компактным, автономным и не требует никаких дополнительных устройств. Вся конструкция двигателя выполняется с повышенной устойчивостью к вибрациям.

Для обеспечения длительной бесперебойной работы мотор-вибраторы снабжены значительно более мощными и долговечными подшипниками качения, чем обычный электродвигатель той же мощности. Для поддержания нормального теплового режима работы в некоторых системах мотор-вибраторов применяется обдув.

Различают мотор-вибраторы симметричной и несимметричной конструкции — в первой конструкции дебалансы, а во второй ротор расположены на валу консольно. В зависимости от условий применения используются преимущества той или иной конструкции.

Мотор-вибратор несимметричной конструкции имеет секционный дебаланс, состоящий из двух поворотных элементов, установленных на приводном валу, располагающемся в мощных роликовых подшипниках в корпусе. На консольной части приводного вала установлен ротор электродвигателя. Статор электродвигателя расположен в кожухе, соединенном с корпусом вибратора. Вибратор крепится к машине посредством кронштейнов, имеющихся на его корпусе. Для восприятия веса ротора и дебаланса вибратора при вертикальном расположении его оси рядом с роликовым подшипником установлен упорный шариковый подшипник.

Мотор-вибратор симметричной конструкции состоит из приводного вала с двумя консольными концами, на которых установлены двухсекционные дебалансы — неподвижный и поворотный. Роликовые подшипники приводного вала располагаются в корпусах дебалансов. Корпуса дебалансов болтами соединяются с кожухом электродвигателя, в котором установлен статор. Корпуса дебалансов имеют съемные крышки, обеспечивающие легкий доступ к дебалансам. Мотор-вибраторы выпускаются с двух-, четырех- и шестиполюсными электродвигателями соответственно числу оборотов дебалансов, а следовательно, и частота возмущающей силы составляет 2860, 1440 и 960 об/мин.

Размах колебаний вибрационных машин с мотор-вибраторами рассмотренных типов обычно составляет: для высокочастотных — 1–2 мм, для среднечастотных — 4,5–6 мм и для низкочастотных — 8–10 мм. Возмущающая сила, создаваемая мотор-вибраторами, по условиям обеспечения необходимой долговечности подшипников понижается с увеличением числа оборотов (на высокооборотных устройствах устанавливаются дебалансы с меньшими кинетическими моментами). Так, при 2860 об/мин величина возмущения принимается в пределах до 2500 кг, при 1440 об/мин — 3500 кг и при 960 об/мин — 5000 кг. Высокочастотные вибраторы используются в качестве побудителей на бункерах и работают в режиме кратко-

временных включений. Мотор-вибраторы на средние и низкие частоты специально предназначены для привода вибрационных транспортирующих машин.

В тех случаях, когда необходима большая возмущающая сила, на вибрационные машины устанавливаются по два или несколько мотор-вибраторов. Для обеспечения синхронной работы валы их соединяются жесткой связью, например карданным валом. В целях получения направленной по одной прямой возмущающей силы на основе обычных мотор-вибраторов создаются специальные конструкции.

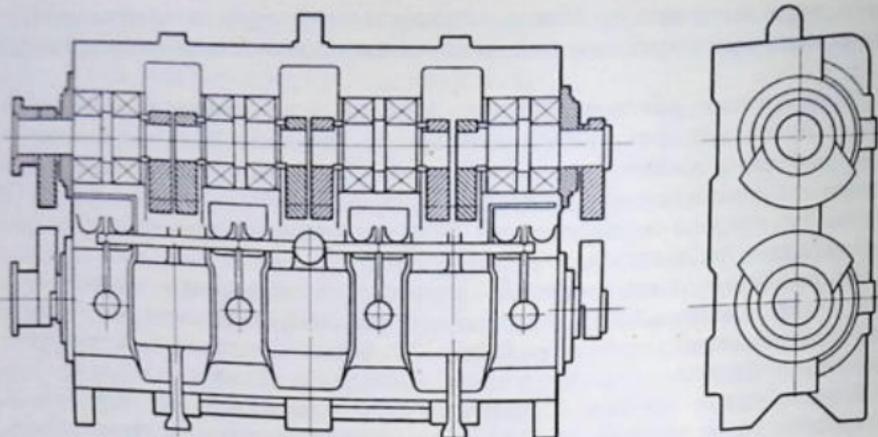
Весьма широко используются маятниковые вибраторы — на базе обычных мотор-вибраторов. Маятниковый вибратор состоит из корпуса, в котором помещен электродвигатель. На обоих концах вала ротора установлены обычные или выдвигные дебалансы. Корпус вибратора при помощи болтов жестко соединяется с кронштейнами, установленными посредством роликовых подшипников на оси, которая, в свою очередь, закрепляется на кронштейне. К маятниковой опоре болтами присоединена наружная металлическая втулка амортизатора, а его внутренняя втулка неподвижно крепится на оси. Между внутренней и наружной втулками запрессовано резиновое кольцо. При помощи амортизаторов корпус вибратора удерживается в определенном положении, но получает возможность покачиваться относительно оси на небольшой угол.

Кронштейн болтами крепится на вибрационной машине. Установка направления вибраций осуществляется поворотом оси относительно кронштейна, для чего на кронштейне имеются зажимные болты. Вибратор допускает поворот оси на 45° в обе стороны. Обычно с каждого конца вала установлено по два дебаланса: один дебаланс болтом неподвижно соединяется с валом, а второй дебаланс может быть повернут относительно неподвижного на любой угол и закреплен на валу клеммовым соединением. Поворотом подвижных дебалансов обеспечивается бесступенчатое изменение величины статического момента вибратора от нуля до максимума.

Вибратор может иметь тормозное устройство, состоящее из тормозного диска, выполненного как одно целое с одним из жестко фиксируемых дебалансов, тормозной колодки и кнопки. Нажатие на кнопку производится рычагом, колодка прижимается к диску и затормаживает вибратор. Торможение вибратора осуществляется в целях быстрой его остановки после выключения электродвигателя и предотвращения вредного влияния резонансных колебаний при выбеге.

Для привода особо крупных вибромашин, например вибрационных дробилок, применяются мощные самобалансные вибраторы, в корпусах которых устанавливаются два сочлененных дебалансных вала, связанных зубчатой передачей. Каждый сочлененный вал набирается из дебалансных элементов, представляющих собой короткий валик с дебалансом, валик установлен в корпусе на двух подшипниках. Между собой дебалансные элементы соединяются муфтами. В таком вибраторе много опорных подшипников, это позволяет выдерживать нагрузки в допустимых пределах. Вибратор имеет принудительную централизованную смазку (рис. 27).

Рассмотренные конструкции вибраторов в настоящее время выпускаются двух модификаций: для длительной непрерывной работы и для



Р и с. 27. Вибратор типа самобаланс

кратковременной работы с перерывами. Вибраторы последней модификации могут также использоваться и в условиях непрерывной длительной эксплуатации, однако в этом случае они имеют меньший срок службы, чем вибраторы специального исполнения. В вибраторах, предназначенных для длительной работы, применены специальные роликподшипники и имеются устройства для непрерывной подачи к ним смазки. При этом отработанная смазка выдавливается из внутренних частей подшипника свежей смазкой и затем удаляется. Замена смазки производится снаружи, без демонтажа вибратора.

Для смазки применяют специальные масла, марка которых меняется в соответствии с конструктивными и эксплуатационными особенностями вибратора (частотой колебаний, нагрузкой, местом установки и др.). В мотор-вибраторах используются трехфазные электродвигатели на различное напряжение, допускающие значительные перегрузки, могущие иметь место в процессе эксплуатации, а также при пуске. В лучших образцах обмотка статора выпускается виброустойчивой, она способна противостоять действию влаги, паров, масел и др.

Направленная возмущающая сила может быть также получена при помощи спаренных мотор-вибраторов. Для создания такого вибратора с обычных мотор-вибраторов снимают защитные крышки, на валы роторов надевают зубчатые колеса и устанавливают вибраторы на общей опорной части таким образом, чтобы шестерни вошли в зацепление. С боков вибраторы закрываются общими предохранительными крышками. В целях улучшения вентиляции электродвигателей крышки имеют отверстия, защищенные сеткой.

Выпускаются также спаренные мотор-вибраторы специальной конструкции. Агрегат состоит из двух мотор-вибраторов, на одном конце вала которых насажены дебалансы, а на другом — зубчатые колеса. Последняя передача заключена в отдельную герметическую коробку, заполнен-

ную маслом. Валы двигателей вращаются с одинаковой скоростью, но в противоположные стороны. Соответствующим образом осуществляется подвод тока к электродвигателям.

Вал каждого мотор-вибратора вращается в подшипниках качения. Со стороны установки дебаланса он опирается на мощный роликподшипник, с противоположной — на шарикоподшипник значительно меньшего размера. Такая конструкция мотор-вибраторов обеспечивает примерно равную долговечность каждого подшипникового узла и высокую долговечность всего вибратора в целом. В некоторых конструкциях вибрационных машин направленность действия возмущающей силы обеспечивают путем достижения синхронной работы двух независимых мотор-вибраторов, установленных в одном поперечном сечении рабочего органа.

Во многих конструкциях инерционных вибраторов предусматривается возможность регулирования кинетического момента дебалансов. Регулировка может осуществляться на неподвижном вибраторе и в процессе работы оператором или автоматически. Наиболее широко применяются вибраторы первого и третьего типов. Широко применяются составные дебалансы, состоящие из двух секторов или эксцентричных дисков, один из которых соединен с валом неподвижно, а второй — подвижный — клемменным соединением. Поворачивая подвижный дебаланс на угол от 0 до 180° по отношению к неподвижному, регулируют суммарный кинетический момент дебалансов от максимума до нуля. Дебалансы могут устанавливаться на валу на шпонках, причем один из них можно поворачивать относительно другого на фиксированный угол.

Применяются дебалансы с двойным эксцентриком. На валу эксцентрично устанавливается втулка, а на нее также эксцентрично устанавливается диск. Поворачивая диск относительно втулки, можно плавно изменять кинетический момент дебаланса. Имеются крепежные устройства, фиксирующие диск на втулке, а также конструкции дебалансов со ступенчатой регулировкой величины кинетического момента. Такой дебаланс представляет собой диск или сектор с отверстиями, в которые могут закладываться регулировочные стержни.

Возможна и другая конструкция, где к основному дебалансу в случае необходимости присоединяют накладную часть, закрепляемую болтами. Центробежную силу накладной части воспринимает имеющийся на ней специальный уступ. Применяется ряд конструктивных решений механизмов с автоматическим изменением кинетического момента дебаланса. Они предназначаются для установок зарезонансного типа, и сущность их работы заключается в том, что при переходе через резонанс они имеют минимальный кинетический момент дебалансов (этим исключается чрезмерное раскачивание вибромашины в околорезонансных режимах) и при входе в номинальный режим работы кинетический момент дебалансов автоматически увеличивается до нормы.

В вибраторе с выдвигным дебалансом подвижная и неподвижная части соединены между собой пружиной с начальным натягом, величина предварительного натяга пружины регулируется. Выдвижение дебаланса происходит при достижении вибратором заданной скорости вращения, в этом случае центробежные силы превышают силы действия пружины. Возвра-

шение дебаланса в исходное положение имеет место при уменьшении скорости вращения ниже критической.

В другой модификации дебаланс устанавливается на валу вибратора свободно, и на этапе разгона кинетический момент близок к нулю. Только при достижении определенной скорости вращения за счет создания необходимых сил трения между валом и дебалансом они начинают вращаться совместно, кинетический момент возрастает и начинает генерироваться возмущающая сила.

Известны конструкции с откидными дебалансами. В установке с одним дебалансом он устанавливается шарнирно с эксцентриситетом на приводном валу. В исходном положении дебаланс удерживается рессорой, при этом кинетический момент минимальный. При достижении заданной скорости вращения дебаланс за счет центробежных сил преодолевает сопротивления в рессоре и переходит в рабочее положение; устанавливается номинальный кинетический момент.

Вторая модификация состоит из двух дебалансов, установленных на общей оси, смещенной относительно оси вращения в исходном положении. Пружинами поворотные дебалансы прижаты к ступице вала, и в этом положении они полностью уравновешивают друг друга. Когда устанавливается заданная скорость вращения, дебалансы под действием центробежных сил отбрасываются в рабочее положение, их суммарный кинетический момент достигает номинала. Разработаны конструкции с поворотными дебалансами, теория их действия подробно изложена в работе [1].

Имеются две модификации с регулируемым и нерегулируемым эксцентриситетом. В механизме есть два дебаланса, установленные с возможностью поворота на эксцентричной относительно вала вибратора втулке и пружиной прижатые к упорам. Упоры расположены таким образом, что в начальном положении дебалансы полностью уравновешивают друг друга. При достижении заданной скорости вращения центробежные силы дебалансов, преодолевая сопротивление пружины, выводят их в рабочее положение. Кинетический момент дебалансов достигает номинала. В механизме с регулируемым эксцентриситетом находятся две эксцентричные втулки, поворотом которых плавно изменяется эксцентриситет дебалансов относительно вала.

Достаточно широко применяются инерционные вибраторы с пневматическим приводом. В качестве привода таких вибраторов используются различные модификации пневматических турбин. В одной из разновидностей пневматического инерционного привода дебаланс устанавливается на наружном кольце подшипника, внутреннее кольцо которого насажено на неподвижный вал, установленный в корпусе вибратора. В корпусе вибратора находятся сопла, из которых сжатый воздух направляется на сепаратор подшипника, который приводит во вращение наружное кольцо с закрепленным на нем дебалансом.

Более широкое применение в качестве высокочастотных возбудителей колебаний находят шариковые вибраторы, приводимые в действие сжатым воздухом. В настоящее время выпускаются шариковые пневматические вибраторы, работающие по принципу дебалансного вибратора. Вибратор состоит из стального корпуса, имеющего замкнутый кольцевой паз, в котором свободно располагается стальной шарик. Для обеспечения

долговечности вибратора направляющая канавка и шарик подвергаются термической обработке и шлифовке. На корпусе вибратора имеется штуцер с соплом, предназначенный для присоединения шланга, подающего сжатый воздух. Сжатый воздух подается к соплу, тангенциально направленному к кольцевой канавке для шарика. В центральной части в торцевых стенках корпуса вибратора расположены отверстия, служащие для выхода в атмосферу отработанного сжатого воздуха.

Вибратор работает следующим образом. Сжатый воздух, проходя через сопло, приобретает большую скорость. Выходящая из сопла воздушная струя ударяет в шарик, и он начинает перемещаться по направляющей канавке. Под влиянием центробежной силы шарик прижимается к наружной стенке канавки. Вследствие такого кругового движения шарика возникает вращающая возмущающая сила. Так как шарик свободно располагается в направляющей канавке и между ним и боковыми стенками канавки есть большие зазоры, на шарик действует только динамический напор воздушной струи, статическое давление при этом практически не оказывает никакого влияния.

Частота колебаний вибратора, определяющаяся диаметром кольцевой канавки и скоростью движения шарика, регулируется путем изменения подачи воздуха при помощи вентиля или специального устройства, имеющегося на некоторых типах вибраторов и изменяющего величину проходного сечения сопла. Частота колебаний вибратора может регулироваться в пределах 7000—8000 кол/мин. Однако в специальных высокочастотных вибраторах частота колебаний может достигать 50 000 кол/мин.

Шариковые вибраторы выпускаются различных конструктивных модификаций с разнообразными рабочими параметрами. Вибраторы имеют чрезвычайно компактную конструкцию. Вследствие наличия у корпуса вибратора специального кронштейна он может крепиться к рабочему органу вибрационной машины в любом положении: горизонтально, вертикально и с любым наклоном. В тех случаях, когда на вибромашину устанавливаются несколько виброприводов, используются вибраторы специального исполнения. В отличие от вибраторов в обычном исполнении они имеют два штуцера, в один из которых подается сжатый воздух, а из другого сжатый воздух поступает в последовательно включенный за ним вибратор. В некоторых конструкциях есть специальные устройства для регулирования подачи воздуха — так меняется частота колебаний.

Разработана конструкция пневматического шарикового вибратора, в котором в качестве беговой дорожки используется кольцо радиального подшипника. Вибратор выполняется из корпуса, состоящего из двух половин (крышек) с продольным разъемом. Между кромками, соединяемыми болтами, устанавливается наружное кольцо радиального подшипника. В кольцо вкладываются два диска с кольцевыми канавками, дополняющими рабочий канал вибратора, по которому движется шарик. В дисках по периметру выполняются сопла, через которые подается сжатый воздух. Отводится отработанный воздух через центр одного из дисков. Наличие нескольких радиальных сопел позволяет повысить скорость движения шарика и существенно увеличить его размеры. Вибраторы такой конструкции могут создавать значительную возмущающую силу.

Принципиальное устройство

Эксцентрикковые вибраторы в соответствии с принципиальным устройством делятся на привод с упругим и с демпфированным шатуном, причем преимущественное применение имеют приводы с упругим шатуном. В последнее время появились приводы с упругими эксцентриками. С точки зрения возможности осуществления регулирования привода различают устройства с регулируемой и нерегулируемой амплитудой колебаний. Регулируемый привод, в свою очередь, подразделяется на привод, регулируемый без остановки машин, и привод, регулируемый в нерабочем состоянии машины. По характеру регулирования различают приводы с плавным и ступенчатым регулированием.

Простейший эксцентрикковый привод с упругим шатуном состоит из вала с насаженным на нем эксцентриком, который обхватывается хомутом шатуна, с упругим элементом. Свободный конец шатуна шарнирно крепится к рабочему органу машины. В целях уравнивания движущихся масс (эксцентрика и шатуна), а в отдельных случаях и частичного уравнивания движущихся частей рабочей машины на валу устанавливается дебаланс таким образом, чтобы создаваемая им центробежная сила уравнивала силы инерции движущихся частей привода (неуравновешенных частей машины).

Наиболее полное уравнивание сил инерции движущихся частей привода и вибрационной машины достигается в системе привода с двумя эксцентрикковыми валами. Такой вибратор состоит из двух валов с эксцентриками, на которые насажены шатуны. Эксцентрикковые валы соединены друг с другом синхронизирующей передачей. Оба вала приводятся во вращение в противоположные стороны с одинаковыми угловыми скоростями. Для уравнивания сил, передаваемых шатунами, на валах установлены дебалансы.

В шатунах, как обычно, устанавливаются упругие элементы. В приводе этой конструкции горизонтальные составляющие центробежных сил дебалансов вследствие вращения валов в противоположные стороны (принцип работы рассмотренного выше инерционного вибратора типа самобаланс) полностью уравниваются. Остаются составляющие центробежных сил дебалансов, которые действуют в направлении колебаний. При надлежащей регулировке с их помощью можно уравновесить реакции шатунов на опорные подшипники вибратора. Уравновешенный эксцентрикковый привод передает на раму меньшие динамические нагрузки и способствует устранению нежелательных паразитных колебаний.

При использовании эксцентриккового привода в вибрационных машинах : резонансной настройкой, в которых силы инерции движущихся частей полностью уравниваются восстанавливающими силами рабочих упруго-элементов, весьма затрудняются условия пуска вследствие того, что привод должен преодолеть силу сопротивления сжатию рессор, имеющих довольно высокую жесткость. В приводе с жестким шатуном это достигается следующими способами.

Для облегчения пуска, например, используется специальный пусковой маховик. Такой привод включает в себя эксцентрикковый вал, состоящий

из двух частей, соединенных между собой муфтой. На одной половине вала установлен эксцентрик с шатуном, на другой — маховик, приводимый во вращение от двигателя клиноременной передачей. При пуске машины при помощи муфты рассоединяют обе части вала, затем двигателем раскручивают маховик. Когда маховик набирает заданное число оборотов, включают муфту и соединяют обе части вала. При этом кинетическая энергия, накопленная в маховике, идет на начальную деформацию рабочих рессор, и этим облегчается пуск. В установившемся режиме маховик способствует обеспечению плавной работы машины.

Для облегчения пуска может использоваться также эксцентрик с регулируемой в процессе пуска величиной эксцентриситета. Такой привод состоит из двух эксцентриковых втулок, помещенных одна в другой. Поворачивая втулки относительно друг друга, можно регулировать величину эксцентриситета от нуля до максимума. В остальном устройство привода обычное. Пуск машины, имеющей такой привод, осуществляется следующим образом. Поворачивают одну из втулок так, чтобы уменьшить эксцентриситет до минимума. Затем включают двигатель, который легко сжимает рессоры при небольшом ходе шатуна привода. По мере разгона машины увеличивают эксцентриситет, пока он не достигнет эксплуатационной величины.

В эксцентриковом приводе используются различные системы упругих шатунов. В зависимости от конструкции шатуна различают две модификации привода этого типа. К первой модификации относятся приводы с шатунами, являющимися упругими во всем диапазоне рабочих нагрузок; ко второй — приводы с начальным поджатием упругой системы. Предварительное поджатие упругой системы достигается, например, в приводе, шатун которого состоит из двух половин, поджатых друг к другу винтовыми пружинами с начальным затягом. Величина начального затяга пружин выбирается таким образом, чтобы усилие предварительного поджатия пружин лишь немного превосходило силы сопротивления в установившемся режиме вибромашины. В резонансных вибромашинах такой привод в процессе пуска работает как упругий, а при установившейся работе — как кинематический.

Указанный привод облегчает запуск резонансных вибромашин и одновременно обеспечивает кинематически определенное движение при установившихся режимах работы. Недостатком привода являются удары и сильный шум при запуске, когда деформируются пружины и соударяются половины разрезного шатуна.

Вибровозбудитель с демпфером имеет амортизатор, один конец которого укреплен на грузонесущем органе, а второй соединен с трехшарнирным коромыслом — балансиром. Коромысло при помощи среднего шарнира также крепится к грузонесущему органу. Ко второму короткому концу коромысла крепится шатун вибратора. При запуске привода или переходе резонансной области, когда сопротивления в системе велики, усилия, прикладываемые к коромыслу, деформируют демпфер. При этом вследствие смещения коромысла, к которому крепится шатун, уменьшаются перемещения, сообщаемые рабочему органу вибромашины.

По мере разгона вибромашины или при переходе резонансной зоны снижаются усилия в приводе, уменьшаются качания коромысла и увеличи-

вается амплитуда колебаний рабочего органа. Основной особенностью эксцентрикового привода с демпфером является то, что сопротивления демпфера деформированию возрастают с увеличением числа оборотов приводного вала. В связи с этим чем больше разгоняется привод, тем "жестче" становится амортизатор, и при номинальных оборотах он работает практически как жесткое звено.

Вместо упругого шатуна или демпфера в последнее время начинает получать применение привод с упругим эксцентриком. Привод состоит из эксцентричного упругого резинометаллического кольца, закрепленного на валу. Хомут шатуна через подшипник соединен с упругим эксцентриком. При пуске, когда действует большее усилие, упругий эксцентрик деформируется, уменьшая пусковую амплитуду. Кроме того, так как эксцентрик имеет переменную радиальную жесткость, возможно параметрическое возбуждение колебаний машины.

Для создания бигармонических колебаний можно использовать привод, состоящий из двух эксцентриковых втулок, насаженных одна на другую и вращающихся с различными скоростями.

Поличастотные колебания могут быть получены также при помощи секционного эксцентрикового вибратора. Число секций вибратора принимается равным числу гармоник в желаемой возмущающей силе. Каждая секция состоит из эксцентрика, шатуна и направляющей. Эксцентриковый вал каждой последующей секции устанавливается на направляющей предыдущей секции. Каждый эксцентрик приводится во вращение со скоростью, соответствующей порядку воспроизводимой им гармоники. Полигармоническое возмущающее усилие получается на шатуне последней секции.

Для создания бигармонических колебаний можно применять также эксцентриковый привод с параллельным расположением шатунов, состоящий из двух параллельных, синхронно вращающихся валов с эксцентриками, на которых закреплены упругие шатуны. Перемещения отдельных шатунов суммируются на маятниковом шарнире, соединенном с рабочим органом вибромашины, сообщаящим ей бигармоническое движение.

Эллиптические колебания могут возбуждаться эксцентриковым вибратором с двумя смещенными эксцентриками, вращающимися с одинаковой угловой скоростью. Вибратор состоит из эксцентрикового вала с двумя эксцентриками, сдвинутыми один относительно другого на угол 90° . На эксцентриках расположены упругие шатуны, также смещенные на четверть окружности и крепящиеся к рабочему органу вибромашины.

Эксцентриковый привод наиболее рационально использовать в низкочастотных колебательных системах. Усилие, создаваемое приводом этого типа, зависит от величины эксцентриситета и жесткости упругой связи шатуна и мало зависит от скорости вращения вала. Этот тип привода способен создавать большие возмущающие усилия при невысоких частотах колебаний. При высоких частотах колебаний возникают большие силы инерции от неуравновешенных масс эксцентрикового вала, которые передаются на опорные подшипники. При этом в подшипниках действуют значительные силы трения, что обуславливает относительно более быстрый выход их из строя.

При повышенных частотах колебаний эксцентриковый привод используется лишь в уравновешенных колебательных системах, работающих на резонансных режимах. В этом случае силы инерции колеблющихся масс практически полностью уравновешены и на подшипники передаются сравнительно небольшие нагрузки, обусловленные действующими сопротивлениями.

Эксцентриковый привод с жестким шатуном (привод с кинематически определенным движением) обеспечивает поддержание постоянной амплитуды колебаний рабочего органа во всем диапазоне частот работы машины. В то же время серьезным недостатком жесткого привода являются затрудненные условия пуска. При пуске привод должен за один оборот преодолеть восстанавливающие силы упругой системы вибромашины и сообщить ей необходимое начальное ускорение.

При использовании такого привода применяются электродвигатели с повышенным пусковым моментом; устанавливаются два электродвигателя, один из которых отключается после пуска, или применяют специальные накопители энергии, например в виде предварительно раскрученного маховика. Эксцентриковый привод с жестким шатуном работает обычно на собственных частотах колебательной системы. При этом привод должен развивать наименьшую возмущающую силу. Снижение или повышение частоты по сравнению с собственной частотой колебательной системы сейчас же сказывается в резком увеличении возмущающих усилий. Энергозатраты на поддержание колебаний системы при использовании эксцентрикового привода с жестким шатуном прямо пропорциональны частоте колебаний.

Эксцентриковый привод с упругим шатуном лишен недостатков привода с жестким шатуном. Вследствие наличия упругой связи пуск вибромашины с приводом такого типа растягивается, колеблющиеся массы раскачиваются постепенно, в результате привод в переходных режимах испытывает меньшие нагрузки. Упругий привод также настраивается на собственную частоту колебательной системы (на осцилляторный резонанс) для снижения потребного возмущающего усилия. В этом режиме амплитуда колебаний рабочего органа близка к эксцентриситету привода, увеличиваясь с уменьшением сопротивлений. При настройке упругого привода на резонансный режим возмущающее усилие несколько возрастает и существенно увеличиваются амплитуда колебаний и затраты энергии в колебательной системе.

Характерно, что при работе в резонансном режиме эксцентриковый привод расходует при равных размахах колебаний меньше энергии, чем эксцентриковые приводы с жестким и вязким шатунами, и обычно меньше, чем инерционный привод. С точки зрения энергозатрат на преодоление сопротивлений в упругой системе в резонансных режимах наиболее предпочтительными являются эксцентриковый привод с упругим шатуном, затем эксцентриковые приводы с демпфированным и жестким шатунами¹.

¹ Данный вывод делается для работы машины без нагрузки или под небольшой нагрузкой. Выбор типа привода для вибромашин, работающих под большими нагрузками, в каждом конкретном случае должен осуществляться специально.

Недостатком упругого привода, проявляющимся при работе на собственных частотах колебаний динамической системы, является зависимость амплитуды от действующих сопротивлений и величины нагрузок на машину.

Эксцентрикковый привод с демпфированным шатуном обеспечивает большую устойчивость работы в резонансных режимах, однако для обеспечения одинаковых размахов колебаний такой привод должен создавать большие возмущающие усилия, чем привод с упругим шатуном. В до-резонансных и зарезонансных режимах эта разница еще более существенна. То же отмечается и в отношении энергозатрат.

Эксцентрикковый привод целесообразно использовать в низкочастотных машинах, так как он может создавать необходимые при этом большие амплитуды колебаний. Этот тип привода способен создавать большие возмущающие силы при невысокой скорости вращения приводного вала. В низкочастотных машинах меньше также динамические нагрузки на привод, что позволяет работать с некоторой отстройкой от собственной частоты колебательной системы, обеспечивая большую устойчивость.

При использовании двигателей с регулируемым числом оборотов, например электродвигателей постоянного тока или коллекторных электродвигателей трехфазного тока, можно получить привод с широким диапазоном регулирования частот. Используя поворотные эксцентрики, можно также регулировать амплитуду колебаний.

Конструкции

Наиболее распространенные конструкции эксцентриккового привода приведены на рис. 28. Привод состоит из эксцентриккового вала, установленного в опорах с подшипниками качения. На эксцентрикке устанавливаются один (рис. 28, а) или два шатуна (рис. 28, б), каждый шатун посредством резиновой втулки крепится к рабочему органу вибромашины. Вращение эксцентрикковому валу сообщается обычно клиноременной передачей. Для уравнивания вращающихся масс на эксцентрикковом валу нередко устанавливаются дебалансы.

Дебалансы обычно крепятся на валу при помощи стягиваемой болтами разрезной ступицы и могут поворачиваться относительно вала на любой угол. Такая конструкция обеспечивает возможность надлежщей их установки с целью наиболее полного уравнивания масс вибромашины. Для достижения большей плавности хода на валу привода в ряде случаев устанавливают маховик, который может быть совмещен с приводным шкивом и дебалансом.

Находит применение привод с регулируемой величиной эксцентриситета. Регулировка осуществляется на неработающем приводе. Привод (рис. 29, б) состоит из эксцентриккового вала, связанного шатунами и коромыслами с грузонесущими органами. Приводной вал установлен в двух радиальных сферических роликоподшипниках, корпуса которых жестко крепятся к раме привода.

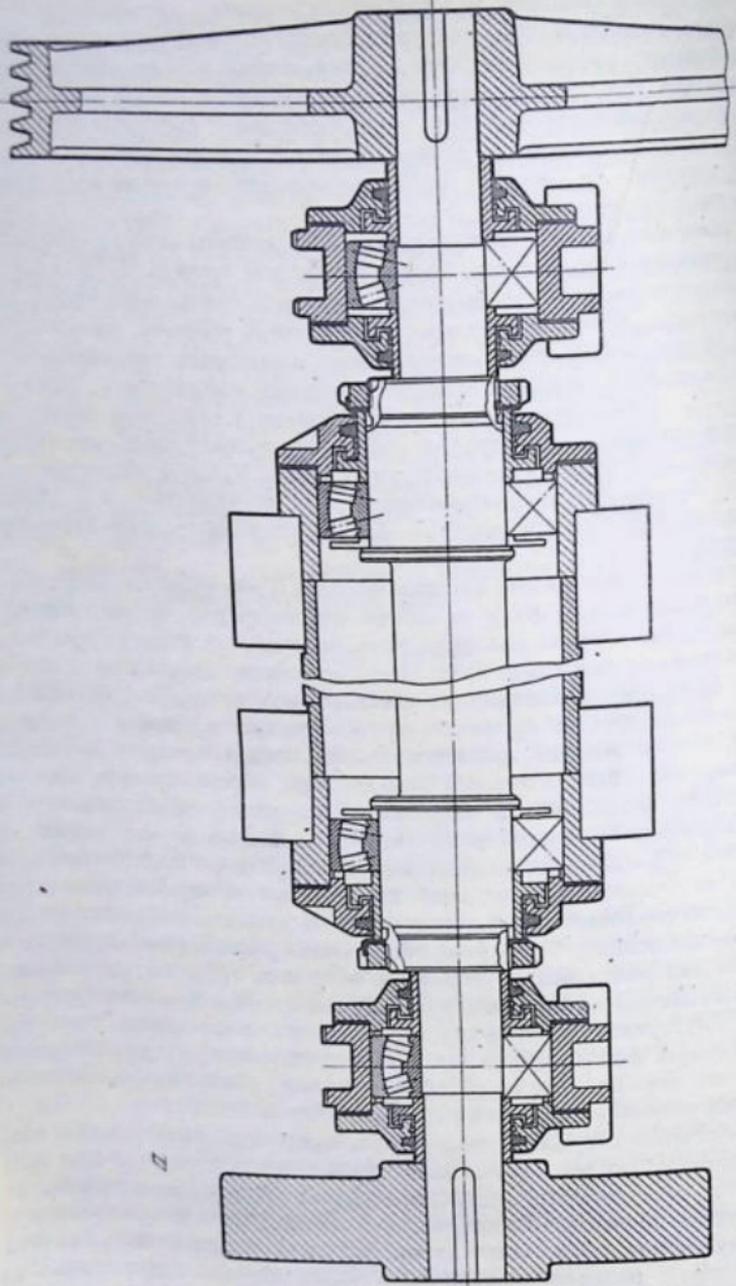
На валу имеются два эксцентрикковых узла, каждый эксцентрикковый узел состоит из двух эксцентрикковых втулок, одна из которых связана с валом шпонкой, а вторая связана с первой при помощи зубчатой муфты. На внешнюю втулку насажен шарикоподшипник шатуна. Свободный конец

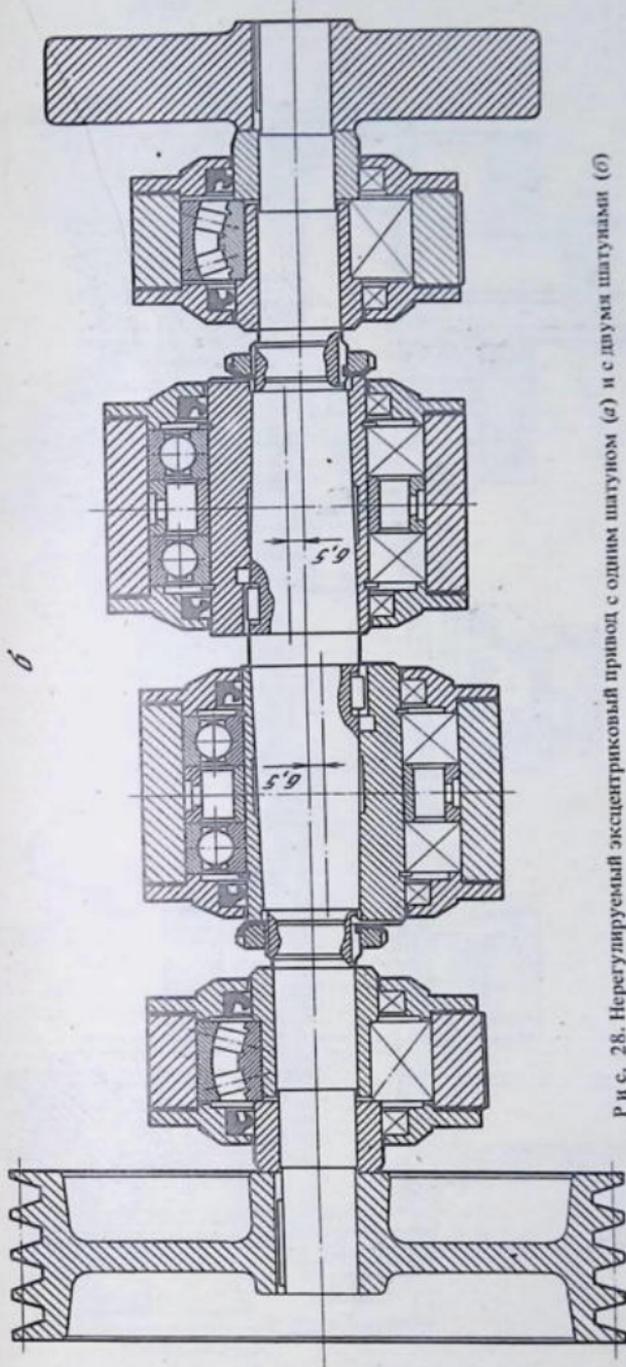
шатуна шарнирно соединен через упругий элемент с грузонесущим органом. Изменение хода шатунов осуществляется поворотом внешних втулок эксцентриковых узлов относительно внутренних втулок, закрепленных на приводном валу. В конструкции предусмотрена специальная стяжка, вращением которой относительно вала достигаются расцепление зубчатых муфт эксцентриковых узлов и симметричный поворот внешних эксцентриковых втулок. На рис. 29, а, б представлены и другие конструкции регулируемого привода.

Для уравнивания колеблющихся масс машины находит применение комбинированный эксцентриково-самобалансный привод. Привод состоит из двух эксцентриковых механизмов, шатуны которых движутся в плоскости, совпадающей с направлением колебаний рабочего органа вибромашины. Между собой оба эксцентриковых механизма соединены общим приводным валом и приводятся во вращение коническими зубчатыми колесами со спиральным зубом, помещенными в масляной ванне. Приводной вал соединен с электродвигателем текстурной передачи. Шатуны привода крепятся с боков грузонесущего органа. Каждый эксцентриковый механизм состоит из эксцентрикового вала, установленного в роликоподшипниках. На эксцентриковом валу также на роликоподшипнике сидит шатун.

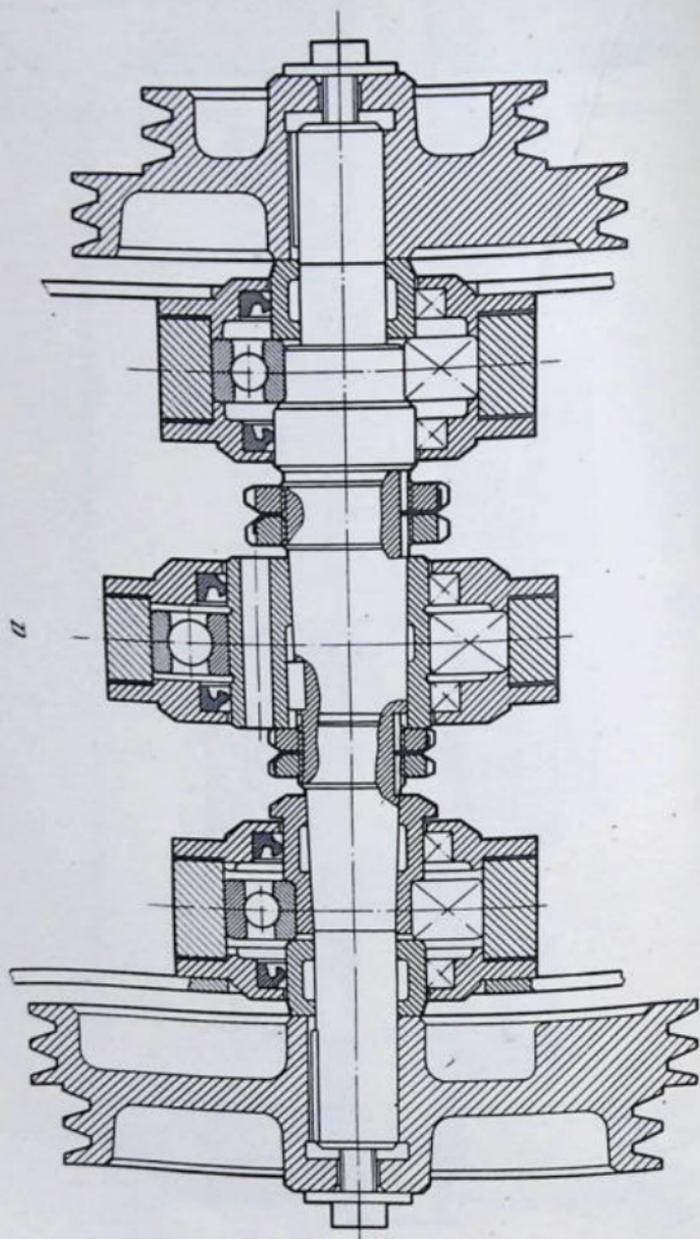
Для уравнивания сил инерции привода и движущихся частей машины на эксцентриковом валу по обеим сторонам шатуна располагаются четыре дебаланса. Два из них укреплены неподвижно, а два других могут поворачиваться относительно вала. Такое устройство дебалансов позволяет изменять суммарную величину их центробежной силы. Это обеспечивает возможность настройки привода с грузонесущими органами различного веса. Так как в машине применяются два эксцентриковых механизма с противофазно установленными дебалансами, обеспечиваются действие возмущающей силы лишь в направлении колебаний и компенсация ее в перпендикулярном направлении (как в инерционном вибраторе типа самобаланс). Для привода вибрационных конвейеров с продольным уравниванием колеблющихся масс используется четырехшатунный привод — два шатуна соединяются с одним грузонесущим органом, два — с другим. Такое расположение шатунов обеспечивает равномерную нагрузку на приводной вал вибратора и устранение перекосов грузонесущего органа. В целях обеспечения колебаний грузонесущих органов в противофазе эксцентрики внутренних шатунов повернуты относительно внешних на 180° . Для двух левых и двух правых шатунов эксцентриковые втулки выполнены парными, что облегчает их обработку, а также обеспечивает совпадение продольных осей обеих втулок и удобство монтажа.

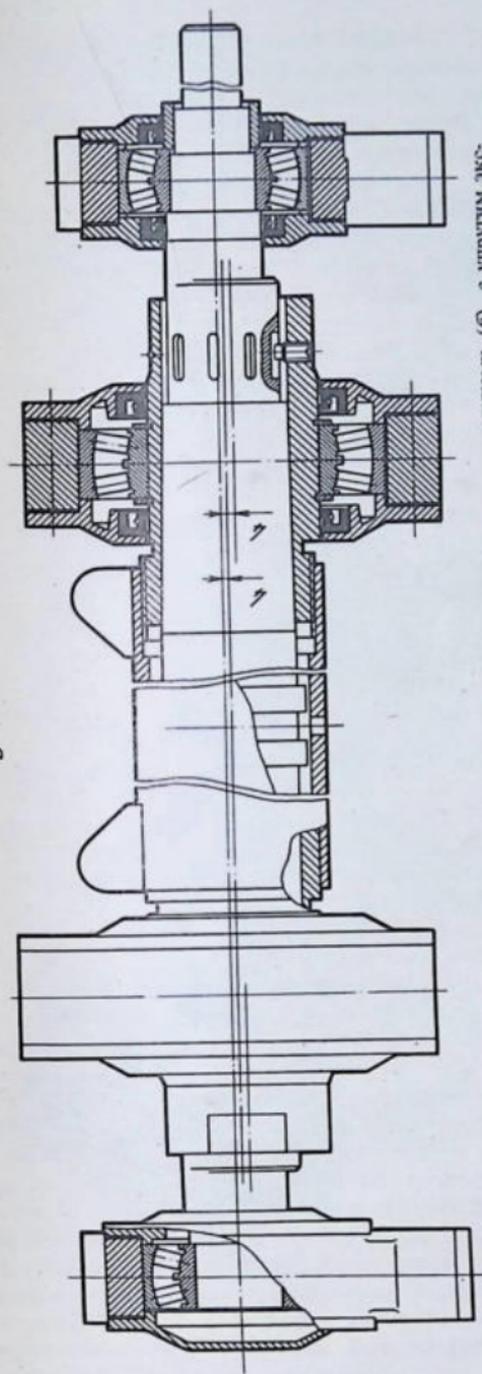
Для облегчения сборки и уменьшения концентрации напряжений в валу эксцентриковые втулки закрепляются на конической поверхности вала при помощи гаек, которые контятся в крайнем положении шайбами. Демонтаж втулок производится посредством стяжных гаек. Шатуны монтируются на двухрядных самоустанавливающихся роликоподшипниках. Вал установлен в двух роликоподшипниках, корпуса которых закреплены на опорной раме конвейера. Смазка к подшипникам подается при помощи масленок. Подшипниковые камеры для предотвращения вытекания смазки и попадания пыли защищены армированными резиновыми манжетами.



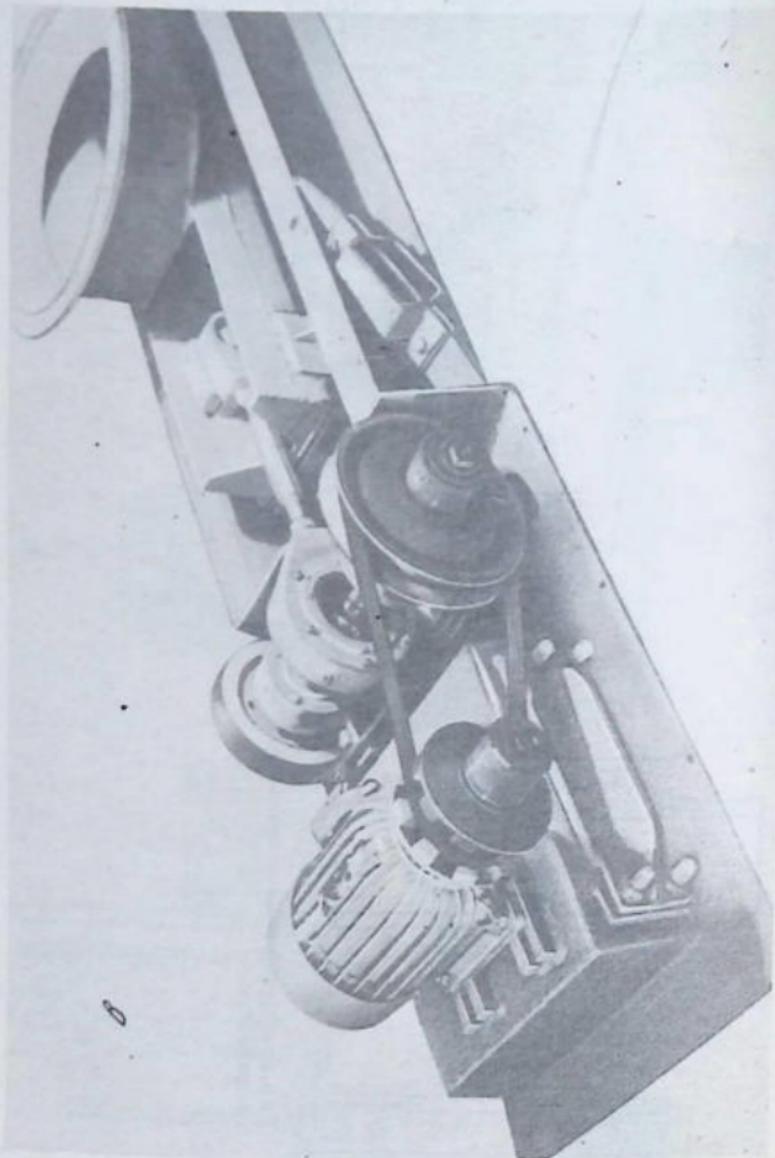


Р и с. 28. Нерегулируемый эксцентриковый привод с одним шатуном (а) и с двумя шатунами (б)





Р и с. 29. Регулируемый эксцентриковый привод с одним шатуном (а), с двумя шатунами (б), с упругим эксцентриком (в)



Р и с. 29. (окончание)

На одном конце вала привода установлен шкив. Вращение вала осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу.

Крепление шатунов к грузонесущему органу может осуществляться посредством резинометаллических втулок (сайлентблоков) или резиновых пластин, работающих на сдвиг. В уравновешенных конвейерах приводной вал может устанавливаться не только на раме, но и на одном из грузонесущих органов, в этом случае в приводе имеется только два шатуна. В вибрационном трубчатом конвейере с продольным уравновешиванием колеблющихся масс эксцентриковый привод конвейера установлен на одной из секций. Вал привода с эксцентриковыми втулками смонтирован в корпусе, сваренном в секцию, на двух однорядных шарикоподшипниках. На концах вала привода установлены шкивы. Вращение вала осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу. Благодаря двухстороннему расположению шкивов привода в зависимости от потребности может осуществляться правая или левая сборка конвейера.

Для компенсации неуравновешенных масс эксцентриковых втулок и других деталей в шкивах предусмотрены сегментобразные приливы. Смазка к подшипникам подается при помощи масленок. Подшипниковые камеры для предотвращения вытекания смазки и попадания пыли защищены армированными резиновыми материалами. Эксцентриковые втулки через головки передают колебания шатунам, выполненным в виде пластинчатых тяг. Последние крепятся к пластине, установленной между двумя резиновыми пластинами-амортизаторами, работающими на сдвиг.

В вибрационных конвейерах специального назначения, например для использования в шахтных условиях, находят применение эксцентриковый привод, скомпонованный вместе с редуктором.

Эксцентриковый привод малогабаритного вибрационного конвейера состоит из эксцентрикового вала, один конец которого расположен в опоре с подшипником качения, а второй — в подшипнике редуктора. На эксцентриковом валу при помощи подшипников качения установлена втулка с двумя шатунами. Привод осуществляется от фланцевого двигателя через зубчатые колеса, находящиеся в корпусе редуктора.

Эксцентриковый привод с продольным расположением двигателя и редуктором с коническими зубчатыми колесами применен в виброустановке для выпуска руды. В отличие от рассмотренной конструкции привод располагается в средней части эксцентрикового вала. На эксцентриковом валу установлено четыре шатуна, а сам эксцентриковый вал располагается в подшипниковых опорах, находящихся в его концах.

В виброконвейерах английской фирмы «Вимек» применен эксцентриковый привод с амортизатором, обеспечивающий устойчивую работу при установившихся режимах, а также плавный пуск и выбег. Привод состоит из эксцентрикового вала, помещенного в опоры; на эксцентриках вала (эксцентриситет 6,5 мм) установлены шатуны. Концы шатунов посредством резиновых блок-шарниров связаны с двухплечими коромыслами балансирами, средний шарнир которых, в свою очередь, соединен резиновым блок-шарниром с кронштейном, укрепленным на грузонесущем органе. Концы длинных плеч рычагов пальцами с резиновыми блок-шарнирами соединены с гидравлическими демпферами (амортизаторами), второй конец которых закреплен на грузонесущем органе.

Текстопная передача позволяет регулировать скорость вращения эксцентрикового вала в пределах $\pm 7\%$ от номинальной. Это позволяет осуществлять точную настройку машины в конкретных условиях эксплуатации.

Принципиально новая конструкция эксцентрикового привода разработана ВНИИПТМАШ. В этом приводе в качестве упругого элемента используется резинометаллический эксцентрик. Эксцентрик имеет различную радиальную жесткость в разных направлениях, поэтому при работе привода меняется на протяжении каждого оборота суммарная жесткость упругой системы вибромашины. Это обуславливает наряду с обычным возбуждением еще параметрическое возбуждение, которое, как известно, гарантирует устойчивую работу машины.

Общий вид эксцентрикового привода с упругим шатуном приведен на рис. 29, в. Он состоит из приводного вала, жестко установленного в подшипниковых опорах на раме; в центре вала между подшипниками смонтирован другой эксцентрик, на котором установлен корпус шатуна. Свободный конец шатуна через резинометаллическую втулку крепится к грузонесущему органу конвейера. На одном конце приводного вала установлен шкив вариатора, на втором — маховик. Второй регулируемый шкив вариатора установлен на электродвигателе; привод осуществляется клиновым ремнем.

3.1.4. ПОРШНЕВЫЕ (ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ) ВИБРОВЗБУДИТЕЛИ

Принципиальное устройство

Поршневые гидравлические и пневматические вибровозбудители сообщают колебания рабочему органу вибромашины либо за счет использования пульсирующего источника рабочей жидкости, либо прерывания потока рабочей жидкости постоянного расхода при помощи золотниковых устройств. Золотниковые устройства могут управляться либо от внешнего привода, либо самим вибратором в соответствии с положением его исполнительного органа.

Поршневые вибровозбудители (вибраторы) по принципу действия делятся на пульсаторные, следящие, автоколебательные и самоуправляющиеся. Вибраторы первого типа (поршневые вибровозбудители) построены по принципу возбуждения исполнительного органа пульсирующим давлением, которое создается переменным потоком рабочей жидкости. Находят применение пульсаторные вибраторы с протоком рабочей жидкости, имеющие замкнутый рабочий объем, и без протока рабочей жидкости. Используются гидровибраторы одностороннего и двухстороннего действия. В первых рабочая жидкость совершает работу только во время прямого хода, а обратный ход осуществляется под действием упругой системы вибромашины. В вибраторах двухстороннего действия обратный ход происходит также под действием рабочей жидкости.

Следящим называется гидравлический вибропривод, который имеет жесткую отрицательную обратную связь по перемещению между распределителем потока и рабочим органом машины.

В автоколебательных и самоуправляющихся вибраторах периодическая

возмущающая сила создается при питании от магистрали постоянного давления вследствие наличия в вибраторе специальной системы, автоматически осуществляющей периодический подвод и отвод рабочей жидкости. Поршень (или мембрана цилиндра) управляет движением распределительного золотника, обеспечивая непрерывность возвратно-поступательного движения.

В автоколебательных вибраторах колебания возбуждаются из-за наличия в системе нелинейного элемента — зазора, ограничителя хода, зон нечувствительности обратной связи. В самоуправляющихся вибраторах колебания генерируются благодаря наличию специальных устройств, обеспечивающих переключения управляющего золотника в момент нахождения поршня или мембраны в крайнем положении. Частота колебаний вибраторов этого типа регулируется подводимым давлением, амплитуда — величиной зазора в обратной связи автоколебательного вибратора или смещением упоров переключающих устройств самоуправляющихся вибраторов.

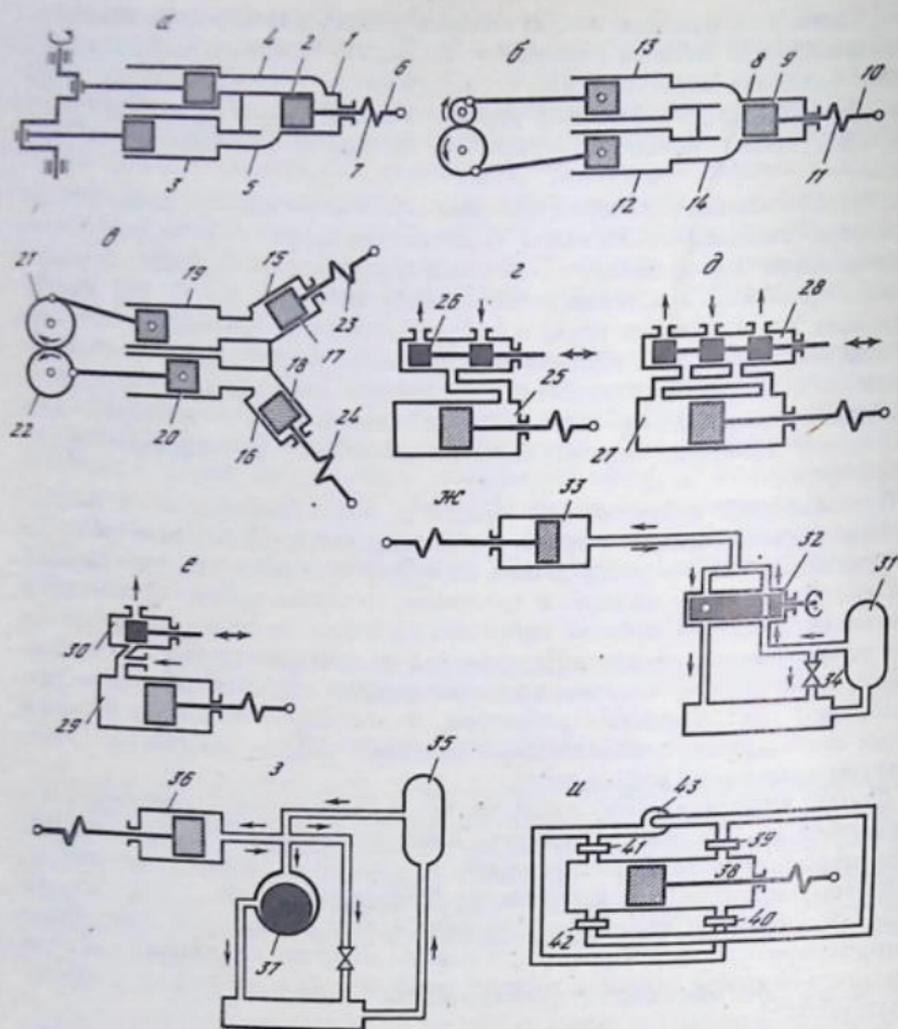
Пульсаторные вибраторы по принципу возбуждения делятся на две группы: с насосами-пульсаторами и с распределителем потока генератором пульсаций. В качестве распределителей потока используются вращающиеся или наступательно движущиеся золотники, имеющие привод от внешнего двигателя. Частота колебаний вибратора регулируется скоростью вращения или возвратно-поступательного движения распределителя потока. Амплитудой управляют изменением давления рабочей жидкости. Наиболее разнообразны гидравлические вибраторы, и поскольку по принципиальной схеме они подобны пневматическим вибраторам, более подробно рассмотрим гидравлический вибропривод.

Схема принципиального устройства пульсаторного гидравлического вибратора двухстороннего действия с насосом-пульсатором для создания гармонических колебаний приведена на рис. 30, а. Вибратор состоит из рабочего цилиндра 1, в котором перемещается поршень 2 под напором рабочей жидкости, подаваемой двухпоршневым пульсатором 3 или пульсатором другого типа. Пульсатор в первую половину хода подает рабочую жидкость с одной стороны поршня (патрубок 4) и откачивает с другой (патрубок 5).

Во второй половине хода направление подачи жидкости меняется. Колебательная система соединяется с поршнем вибратора штоком 6 с упругим элементом 7. Упругий элемент в этом случае нужен для придания системе необходимых степеней подвижности. Некоторая дополнительная упругость создается вследствие сжимаемости жидкости и упругости соединительных трубопроводов (шлангов).

Одним из наиболее существенных недостатков поршневых вибраторов является утечка рабочей среды в процессе работы через технологические зазоры между поршнем и цилиндром, уплотнением и штоком. Находит применение вибратор без пар скольжения, лишенный этого недостатка. В таких вибраторах применен вместо поршня резиновый упругий элемент, работающий на сдвиг. Достоинством этой конструкции является также органическое сращение вибродвигателя с упругой системой, что позволяет создать универсальный агрегатный вибропривод.

Для создания бигармонических колебаний может быть использован



Р и с. 30. Принципиальные схемы гидравлических виброприводов

поршневой вибратор с двухпоршневым пульсатором, один из поршней которого движется с удвоенной частотой. Принципиальная схема бигармонического поршневого вибратора одностороннего действия представлена на рис. 30, б. Вибратор состоит из цилиндра 8, в котором перемещается поршень 9, шток которого 10 имеет упругий элемент 11. Рабочая жидкость к цилиндру подается двухпоршневым пульсатором 12 через патрубки 13 и 14. Вследствие того что расход жидкости каждого цилиндра пульсатора суммируется в рабочем цилиндре гидровибратора, поршень последнего движется по бигармоническому закону.

Схема принципиального устройства пульсаторного поршневого вибратора одностороннего действия для создания эллиптических колебаний приведена на рис. 30, в. Вибратор состоит из двух рабочих гидроцилинд-

ров 15, 16, раздвинутых под прямым углом, в которых перемещаются поршни 17, 18 под напором рабочей жидкости, подаваемой двухпоршневым пульсатором, поршни 19, 20 которого перемещаются со сдвигом по фазе эксцентриковыми механизмами 21, 22, синфазно вращающимися с одинаковыми угловыми скоростями. Поршни через штоки с упругими элементами 23, 24 сообщают колебательной системе перемещения во взаимноперпендикулярных направлениях.

Поршневые вибраторы, приведенные на рис. 30, б, в, могут быть выполнены и двухстороннего действия, для этого на каждый рабочий цилиндр в пульсаторе должны работать два цилиндра.

Основным достоинством пульсаторных вибраторов с насосами-пульсаторами является жесткость амплитудно-частотной характеристики поршня исполнительного цилиндра. Данный привод представляет собой привод объемного действия. Амплитуда колебаний штока рабочего цилиндра вибратора определяется объемом, вытесненным поршнями насоса-пульсатора, и соотношениями конструктивных параметров машины независимо от рабочей нагрузки.

Регулирование режимов работы пульсаторных поршневых вибраторов осуществляется изменением как частоты, так и амплитуды колебаний. Частота колебаний регулируется путем изменения скорости вращения вала пульсатора, амплитуда колебаний — изменением производительности пульсатора, например при помощи дроссельного устройства.

К числу наиболее серьезных недостатков пульсаторных приводов относится нагрев рабочей жидкости, обусловливаемый замкнутостью ее объема на участке поршень пульсатора—поршень вибратора.

Существуют две разновидности золотникового пульсаторного привода: привод с золотником на входе исполнительного цилиндра вибратора и на выходе — с управляемым сливом.

Вибрационный привод пульсаторного типа одностороннего действия с поступательно движущимся золотником приведен на рис. 30, г. Он состоит из цилиндра 25 и золотника 26, который периодически соединяет рабочую полость то с напорной, то со сливной магистралями. Вибратор двухстороннего действия, состоящий из цилиндра 27 и золотника 28, приведен на рис. 30, д. Золотник периодически соединяет одну рабочую полость цилиндра со сливной и в это же время рабочую полость — с напорной магистралью; затем направление движения рабочей жидкости меняется. На рис. 30, е представлен вибратор, состоящий из цилиндра 29 и золотника 30, который управляет сливом рабочей жидкости.

Принципиальная схема поршневого вибрационного привода пульсаторного типа с золотником-генератором пульсации на входе приведена на рис. 30, ж. Привод состоит из насоса постоянной или регулируемой производительности 31, который подает рабочую жидкость на вход золотника 32. Золотник может быть выполнен, например, в виде вращающейся пробки с рядом отверстий, расположенных таким образом, что за один оборот полость цилиндра-вибратора 33 соединяется попеременно то с напорной магистралью, то со сливной. При этом в полости вибратора создается пульсация давления, обуславливающая возвратно-поступательные перемещения поршня.

Регулировка амплитуды колебаний осуществляется посредством регулятора давления 34, регулировка частоты — изменением скорости вращения золотника. Для привода золотника могут быть использованы регулируемые гидромоторы, механические вариаторы, двигатели постоянного тока малой мощности, так как золотник является лишь управляющим элементом.

В рассмотренном пульсаторном приводе давление перед золотником поддерживается постоянным и определяется характеристикой насоса. В полость цилиндра-вибратора рабочая жидкость подается от дросселированной в каналах золотника с давлением, зависящим от угловой скорости вращения золотника. Дросселирующие сопротивления золотника входящей из цилиндра-вибратора рабочей жидкости незначительны, и характер изменения давления в рабочей полости гидроцилиндра будет определяться гидравлическими сопротивлениями сливной магистрали и динамическими характеристиками колебательной системы, в паре с которой работает поршневой привод.

Этой схеме привода свойствен характерный недостаток, заключающийся в том, что при увеличении сопротивлений в колебательной системе, обуславливающим рост давления в цилиндре вибратора, уменьшается перепад давления в дросселирующем канале золотника, снижается расход рабочей жидкости, вследствие чего амплитуда колебаний с увеличением нагрузки уменьшается, т.е. привод имеет недостаточно жесткую характеристику. Поршневой вибропривод с золотником на выходе рабочего цилиндра-вибратора имеет значительно более жесткую нагрузочную характеристику.

Принципиальная схема пульсаторного вибропривода приведена на рис. 39, з. Привод состоит из насоса 35 постоянной или регулируемой производительности, который подает рабочую жидкость в полость цилиндра-вибратора 36. На выходе цилиндра-вибратора в сливной магистрали гидросистемы установлен золотник с вращающейся пробкой 37. При вращении пробки, выполненной по специальному профилю, изменяется величина проходной щели золотника и в полости цилиндра-вибратора возникает пульсация давления. Частота пульсации регулируется изменением скорости вращения пробки золотника, амплитуда — посредством дросселя 32 или изменением производительности насоса.

В виброприводе этого типа амплитуда колебаний поршня цилиндра-вибратора зависит от расхода через золотник и дроссель. Рабочая жидкость, подаваемая насосом, поступает в цилиндр и сливной бак через золотник и дроссель. Если дроссель полностью перекрыт, то амплитуда колебаний поршня будет зависеть только от пропускной способности золотника.

Пробку золотника можно спрофилировать таким образом, чтобы в течение большей части прямого хода поршня цилиндра-вибратора золотник был полностью перекрыт. В этом случае (при достаточном давлении насоса) амплитуда поршня при прямом ходе не зависит от величины сопротивлений в колебательной системе. Когда поршень совершает обратный ход под действием восстанавливающих сил упругих связей колебательной системы, золотник имеет достаточное отверстие для пропускания суммарного расхода рабочей жидкости, подаваемой насосом и поступающей из цилиндра-вибратора. Поскольку в рассмотренном приводе амплитуда установившихся колебаний определяется величиной прямого хода порш-

ня цилиндра-вибратора, он будет иметь достаточно жесткую нагрузочную характеристику.

Поршневой вибропривод пульсаторного типа с золотником-генератором несложен по конструкции, допускает сравнительно простое регулирование по амплитуде и частоте колебаний; пульсации от одного насоса могут передаваться на поршни желаемого числа цилиндров-вибраторов.

С точки зрения уменьшения инерционности системы управления представляет интерес новая конструкция гидравлического вибратора пульсаторного типа, в котором регулирование направлением движения рабочей жидкости осуществляется электрической системой управления. В вибраторе в качестве рабочей жидкости используется специальная среда, имеющая способность мгновенно затвердевать при воздействии на нее электростатического поля.

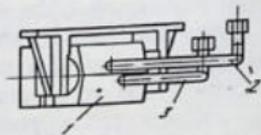
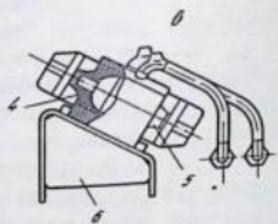
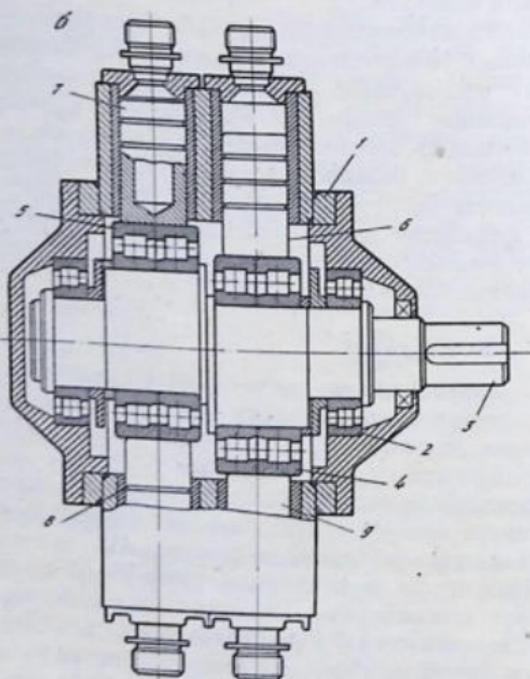
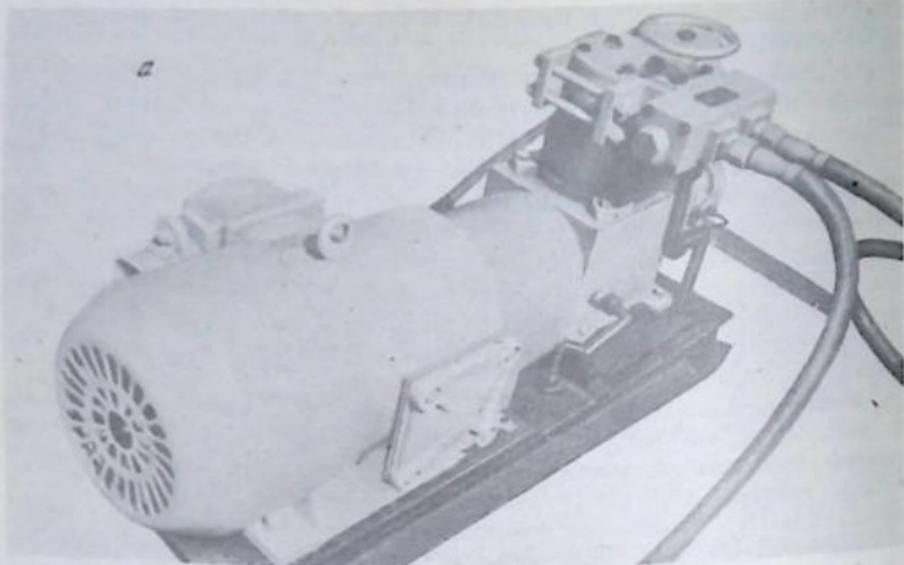
Схема гидровибратора с электрической системой управления приведена на рис. 30, и. Он состоит из гидроцилиндра двухстороннего действия. Рабочая жидкость подводится в рабочую полость гидроцилиндра 38 через четыре электростатические управляющие устройства 39-40 и 41-42 от насоса 43. При включении управляющего устройства движение рабочей жидкости через него прекращается. Гидромагистраль запроектирована так, что при включении одной пары гидрораспределителей (39-40 или 41-42) одна полость гидроцилиндра соединяется с напорной магистралью, вторая — со сливной. При переключении гидрораспределителей направление движения рабочей жидкости меняется.

Гидравлический вибропривод наиболее пригоден для использования в виброустановках, требующих значительной мощности возбуждения при ограниченных габаритах конструкции. Гидровибраторы могут создавать значительные возмущающие усилия при значительных размахах колебаний, допускают сравнительно простое регулирование режима работы. Недостатком гидравлических вибровозбудителей следует считать сравнительно большую сложность конструкции, нагрев и утечки рабочей жидкости. Пневматические вибраторы просты по конструкции и применяются на предприятиях, где имеется сжатый воздух, и особенно в условиях, где важна взрывобезопасность привода.

Конструкции

На практике наибольшее распространение имеют гидравлические вибраторы пульсационного действия. Гидравлический привод этого типа состоит из пульсатора, приводного двигателя, соединенного с валом пульсатора муфтой, подпиточного насоса и рамы-бака. Работа подпиточного насоса для упрощения конструкции привода осуществляется от основного двигателя через вал пульсатора и муфты. Для большей компактности привода сливной бак и опорная рама конструктивно совмещены.

Двухпоршневой гидропульсатор с вертикальным расположением цилиндров состоит из корпуса, в котором расположен вал с двумя эксцентриками, блока цилиндров с размещенными в нем толкателями и поршнями, клапанной коробки, в которой монтируются отсечной клапан с винтовым штурвалом и предохранительные клапаны. Конструкция гидропульсатора предусматривает плавное регулирование нагрузки на приводной



Р и с. 31. Гидропульсаторы и гидровибраторы
 Гидропульсаторы: *а* — двухпоршневой; *б* — четырехпоршневой; *в* — мембранный гидровибратор

двигатель (без перегрузок во время пуска) путем соединения рабочих пространств поршней соединительным каналом, который во время неустановившегося режима работы частично или полностью перекрыт отсечным клапаном. Для предотвращения перегрузок, действующих на привод гидропульсатора при заклинивании рабочего органа, в гидропульсаторе предусмотрены предохранительные клапаны, размещенные в клапанной коробке.

Двухпоршневой гидропульсационный привод с вертикальным расположением поршней приведен на рис. 31, а. Привод представляет собой раму, на которой смонтирован электродвигатель, гидропульсатор, подпиточный насос и блок управления. Гидропульсатор представляет собой сдвоенный поршневой насос, секции которого работают в противофазе. Секции соединены рабочими трубопроводами с соответствующими полостями рабочего гидроцилиндра. В блоке управления рабочие трубопроводы могут соединяться между собой накоротко посредством дроссельного устройства, управляемого винтом со штурвалом. Это устройство позволяет осуществлять плавный запуск вибрационной машины, а также регулировать амплитуду колебаний путем неполного перекрытия канала и сброса части рабочей жидкости. В блоке управления расположены два предохранительных клапана подпиточного насоса.

Четырехпоршневой гидропульсаторный привод приведен на рис. 31, б. Привод имеет корпус 1, в котором на подшипниках 2 установлен эксцентриковый вал 3 с подшипниками 4 и 5 и четыре горизонтальных поршня 6-9. Гидропульсатор представляет собой сдвоенный поршневой насос, секции которого работают в противофазе. Секции соединены рабочими трубопроводами с соответствующими полостями рабочего гидроцилиндра (собственно гидровибратора). В блоке управления рабочие трубопроводы могут соединяться между собой накоротко посредством дроссельного устройства, управляемого оператором. Это устройство позволяет осуществить плавный пуск машины, а также на ходу регулировать амплитуду колебаний.

Наиболее прогрессивными исполнительными органами являются гидроцилиндры с резиновыми поршнями-мембранами (рис. 31, в). Вибратор состоит из корпуса 1, к которому подведены напорный 2 и сливной 3 трубопроводы. С обоих концов корпуса установлены мембраны 4, 5, представляющие собой упругие резинометаллические элементы. Гидроцилиндр смонтирован на кронштейне 6. При подаче рабочей жидкости обе мембраны выдвигаются из корпуса. Приведенная конструкция предназначена для уравнированных конвейеров.

Находят применение также гидравлические вибраторы следящего типа. Гидравлический вибратор следящего типа состоит из распределителя золотникового типа и гидроцилиндра. Распределитель гидровибратора, построенный по схеме следящего золотникового устройства без обратной связи с вращающимся золотником, состоит из корпуса, в котором располагается ротор, имеющий систему распределительных клапанов. Масло от насоса постоянного расхода через штуцер попадает в кольцевую выточку в корпусе распределителя, из которой через четыре радиальных отверстия поступает в центральный канал ротора.

В зависимости от положения ротора масло поступает в полость нагнетания гидроцилиндра. В это время сливной канал ротора соединяется

со второй полостью гидроцилиндра, и масло по кольцевой выточке в корпусе распределителя через штуцер поступает в сливную емкость. При дальнейшем вращении ротора сливной и напорный каналы меняются местами. Для предотвращения гидравлических ударов при переключении сливной и напорной магистралей в роторе служит канал, соединяющийся в момент переключений со сливом.

В вибраторах фирмы «Линк-Белт» вращательное движение приводного вала электродвигателя насоса преобразуется в возвратно-поступательное движение штока. Частота колебаний вибратора может регулироваться изменением скорости вращения приводного электродвигателя; амплитуда колебаний — специальным регулировочным клапаном. Вибратор состоит из корпуса, внутри которого помещается эксцентрик, приводимый во вращение электродвигателем через клиноременную передачу и шкив. Возникающие при вращении эксцентрика пульсации находящегося в корпусе вибратора масла заставляют поршень совершать возвратно-поступательные движения. Эти движения штоком с цапфой передаются через упругую систему рабочему органу вибрационной машины. Корпус вибратора закрывается крышкой.

Устройство и принцип действия гидравлического вибратора состоят в следующем. Эксцентрик вращается валом в квадратной полости корпуса вибратора, заполненной маслом. Для устранения утечки масла из одной половины полости в другую к эксцентрику прижимаются пружинами пальцы. Масло из правой и левой половин полости может поступать соответственно с правой и левой сторон поршня. Кроме того, часть масла может поступать из полости, находящейся под повышенным давлением, в область пониженного давления — через зазор, имеющийся между клапаном и стенками отверстия, в котором он помещен. Величина этого зазора регулируется при помощи винта. Ввинчивая или вывинчивая этот винт, изменяют величину проходного сечения клапана.

Вибратор работает следующим образом. При вращении эксцентрика в рабочей полости вибратора (в правой и левой частях) происходят периодическое повышение и понижение давлений. Одновременно отсюда вытесняется масло и давит на поршень то с одной, то с другой стороны, вследствие чего поршень совершает возвратно-поступательные движения. Величина хода поршня определяется объемом масла, вытесненного из рабочей полости вибратора и поступившего в цилиндр рабочего поршня.

В этом случае, если регулировочный клапан вибратора полностью закрыт, все вытесненное масло поступает в цилиндр. Ход поршня максимальный и составляет 9 мм. Приоткрывая клапан, часть масла выпускают в рабочую полость вибратора, находящуюся под пониженным давлением; в цилиндр поступает меньший объем масла, и ход поршня уменьшается.

Таким образом, изменяя величину проходного сечения клапана, регулируют величину хода поршня. Компенсация утечек масла осуществляется при помощи шарикового клапана, через который масло поступает из резервного масляного резервуара. Гидравлический вибратор рассмотренного типа не нуждается в какой-либо специальной маслонпорной системе. Все трущиеся детали имеют хорошую смазку, вследствие чего вибратор характеризуется долговечностью и надежностью в эксплуатации.

На базе обычного аксиального гидронасоса с наклонным упорным диском разработан гидравлический вибропривод, который допускает не только регулирование амплитуды и частоты колебаний, но и изменение формы колебаний. Путем применения специально спрофилированной формы кулачка можно получить практически любой закон возбуждения. Как известно, в гидронасосе такого типа регулирование производительности осуществляется изменением наклона упорного диска. На этом и основана система регулирования гидровибратора. Ролик рычага упорного диска насоса катится по профилированному кулачку, которому через редуктор могут сообщаться пять скоростей вращения.

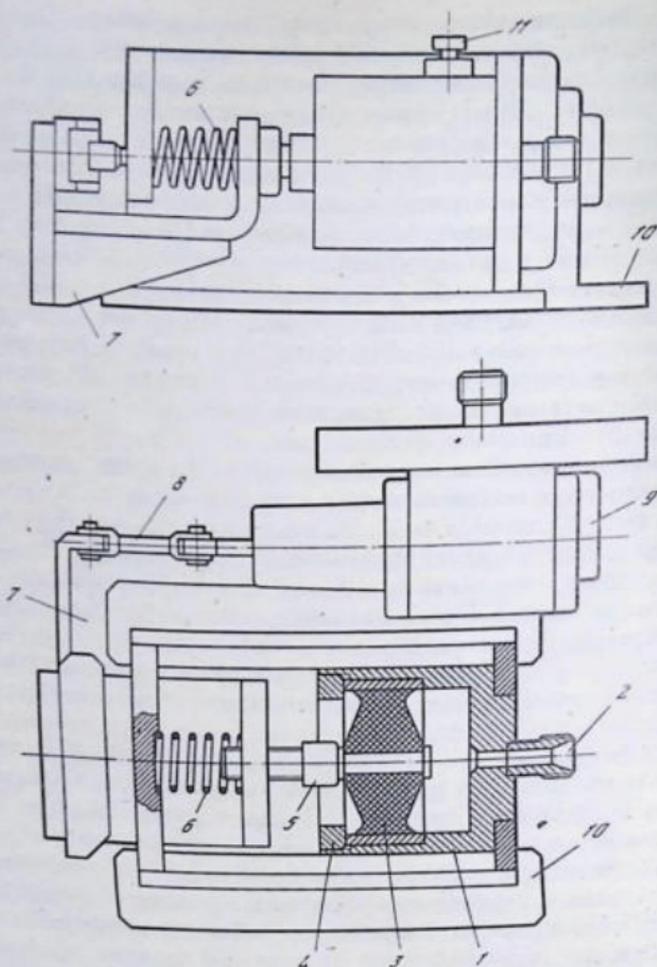
Таким образом, регулирование режима колебаний упорного диска производится изменением скорости вращения и профиля эксцентрикового кулачка. Размах колебаний диска меняется смещением эксцентрикового кулачка, имеющего по длине различный профиль, относительно ролика качающегося диска насоса.

При значительной длине гидромагистрали, что имеет место в вибрационных конвейерах шахтного типа, в гидравлических возбудителях пульсационного типа ухудшается тепловой режим и происходят большие потери энергии вследствие затухания пульсаций в трубопроводах. Наиболее подходящими типами гидравлического поршневого привода для гидромагистралей значительной длины являются автоколебательные вибраторы. Этот тип привода питается от насоса постоянной производительности, который создает постоянный напор рабочей жидкости по всей длине гидромагистрали, что позволяет применять гидромагистрали значительной длины.

Гидравлический автоколебательный вибратор (рис. 32) состоит из корпуса 1 с впускным патрубком 2, в котором установлена мембрана 3, выполненная в виде резинометаллического элемента. Мембрана быстроразъемная и крепится в корпусе гайкой 4. К металлическому центру 5 мембраны посредством пружины 6 крепится кронштейн 7, который шарнирной тягой 8 соединен с серийно выпускаемым золотником 9. Кронштейн 7 является рабочим шатуном и крепится к рабочему органу вибромашины, корпус вибратора устанавливается на раме при помощи кронштейна 10. Для выпуска воздуха из рабочей полости цилиндра при отладке установки служит клапан 11.

Работает вибратор следующим образом. При исходном положении мембраны золотник соединяет рабочий цилиндр с напорной гидромагистралью, в рабочую полость поступает жидкость, мембрана деформируется, перемещая кронштейн 7 влево. Совершается рабочий ход грузонесущего органа вибромашины. Одновременно кронштейн 7 через тягу 8 перемещает шток золотника 9. Напорная магистраль перекрывается, и рабочая полость цилиндра соединяется со сливной магистралью. Жидкость из рабочей полости цилиндра выдавливается в сливную магистраль под совместным действием мембраны, пружины 6 и рабочей упругой системы вибромашины. Золотник возвращается в исходное положение, соединяя рабочий цилиндр с напорной магистралью. Цикл повторяется.

Автоколебательный вибратор второй модификации содержит сливной клапан. Вибратор устроен следующим образом. В рабочем цилиндре установлена мембрана, аналогичная рассмотренной выше, в которой завул-



Р и с. 32. Гидравлический автоколебательный вибратор

канизирован шток. На конце штока при помощи предварительно напряженного резинового элемента установлен клапан. Подача рабочей жидкости в вибратор осуществляется от насоса постоянного давления, сброс жидкости — через отверстие клапана. К вибромашине вибратор крепится цапфами.

Работает автоколебательный вибратор следующим образом. В полость гидроцилиндра из напорной магистрали подается рабочая жидкость. Под напором рабочей жидкости основной резиновый упругий элемент, играющий в данном случае роль поршня, начинает перемещаться, увлекая за собой шток. В течение некоторого времени клапан вследствие предварительного поджатия резинового упругого элемента остается закрытым. При этом поступающая в рабочую полость гидроцилиндра жидкость продолжает перемещать шток вибратора.

В некоторый момент времени, когда упругий элемент клапана полностью раздеформируется, клапан перебросится вправо, открыв сливное отверстие. Произойдет сброс давления, и система вернется в исходное положение. Достоинством автоколебательного гидровибратора, кроме простоты конструкции и возможности работы от гидронасоса постоянного давления, является также высокая устойчивость возбуждаемых колебаний.

Пневматические вибраторы, как правило, работают от стандартных промышленных пневмосистем с давлением 2–7 кгс/см². По принципу действия различают следующие типы поршневых пневматических вибраторов: пульсаторные, которые применяют при частотах до 15 Гц, значительных амплитудах — до 20–30 мм, больших возмущающих силах; автоколебательные обьчные — на частоты 15–60 Гц при достаточно больших амплитудах и возмущающих силах; автоколебательные специальные — на частоты до 2000 Гц при амплитуде до 0,2 мм.

В вибрационных конвейерах шахтного типа находят применение пневматические пульсаторы. Пульсатор состоит из резинового прямоугольного резервуара, в нижней части которого закреплена стальная пластинка с выштампованным углублением. К верхней стенке пульсатора крепится шток клапана, резиновая мембрана которого в нерабочем состоянии располагается в углублении пластинки.

Пульсатор работает следующим образом. По резиновому шлангу в резервуар подается сжатый воздух. При этом верхняя стенка пульсатора перемещается вверх и клапан поднимается, открывая выпускное отверстие. Воздух выходит из пульсатора, верхняя стена опускается, клапан закрывает выпускное отверстие. Затем цикл повторяется. Таким образом, пульсатор периодически поднимает грузонесущий орган конвейера, при этом желоб, укрепленный на наклонно поставленных опорах, перемещается одновременно вперед. Обратный ход грузонесущего органа совершается силами упругости резиновых опор и под действием веса конструкции и груза.

Частота колебаний составляет 360–600 в минуту при ходе 15–35 мм. Параметры режима колебаний регулируются настройкой клапана и расходом воздуха. Расход сжатого воздуха давлением 3–3,2 кгс/см² на одну секцию конвейера составляет 100 м³/ч.

3.1.5. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛИ

Принципиальное устройство

В электромагнитном вибраторе ток, протекающий в обмотке, создает магнитный поток, который взаимодействует с якорем и создает электромагнитную силу, стремящуюся уменьшить воздушный зазор между электромагнитом и якорем. Особенностью работы электромагнитных вибраторов является изменение магнитного сопротивления за время одного цикла. Сила взаимодействия между электромагнитом и якорем зависит от конфигурации и размеров магнитопровода, положения якоря по отношению к электромагниту: $F = i^2 (dL/d\delta)/2$ (здесь L — индуктивность системы, $L = \Psi/i$; Ψ — потокосцепление).

По направлению действия магнитного потока относительно перемещения якоря различают электромагнитные вибраторы с продольным (поток

в рабочем зазоре совпадает с перемещением якоря) и с поперечным магнитным потоком, направленным перпендикулярно к перемещению якоря. В вибрационных транспортирующих машинах преимущественное применение имеют вибраторы первого типа. В электромагнитных вибраторах применяются П-образные и Ш-образные сердечники электромагнитов.

С точки зрения принципиального устройства динамической системы все основные типы электромагнитных вибраторов относятся к двухмассовым системам. Большинство электромагнитных вибраторов создает гармонические возмущающие силы; отдельные типы вибраторов вместе с тем создают дополнительный возмущающий момент или передают ударные импульсы; имеются конструкции, возбуждающие бигармонические возмущающие силы.

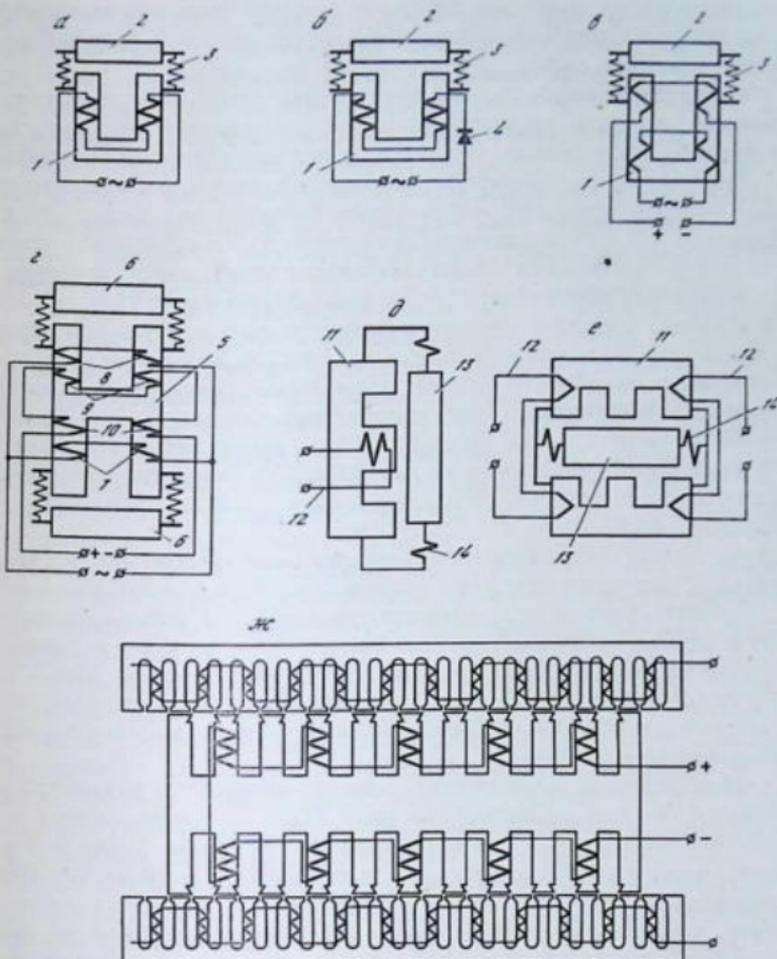
По принципу действия вибраторы разделяются на одноктактные и двухтактные. В одноктактных вибраторах имеется один электромагнит, которым якорь притягивается в одну сторону, обратный ход он совершает только за счет восстанавливающих сил упругой системы. В двухтактных вибраторах имеются два электромагнита, которые поочередно притягивают якорь в разные стороны.

Таким образом, в одноктактных вибраторах возмущающая сила действует лишь в одну сторону, обратный ход рабочего органа вибрационной машины совершается под действием восстанавливающей силы упругой системы. При этом вследствие одностороннего действия постоянной слагающей силы притяжения электромагнитов вибратора имеет место нежелательное дополнительное нагружение упругой системы. В двухтактных вибраторах сила притяжения электромагнитов (возмущающая сила) действует в обе стороны и не дает дополнительной нагрузки на его упругую систему.

По характеру действия различают вибраторы безударного и ударного действия. В первых настройка режима работы, сила притяжения электромагнитов и величина воздушного зазора подбираются таким образом, чтобы якорь и статор в процессе эксплуатации не входили в контакт друг с другом. В вибраторах ударного действия в процессе работы якорь, снабженный специальными бойками, ударяет по буферам, установленным на статоре. Вследствие этого вибратор сообщает рабочему органу вибрационной машины не только гармонические колебания, но и передает дополнительные ударные импульсы.

По способу питания электроэнергией синхронные вибраторы, имеющие преимущественное применение на практике, можно разделить на реактивные, с выпрямителем, с возбуждением постоянным током (с подмагничиванием) и с постоянными магнитами.

Наиболее простым является реактивный электромагнитный вибратор (рис. 33, а), который состоит из статора (электромагнита) 1, присоединенного к сети переменного тока, и якоря 2, укрепленного на упругой системе 3. В течение каждого полупериода при достижении максимального значения тока якорь притягивается, а при малом значении тока — отталкивается за счет упругости рессор. Вследствие этого число колебаний вибратора вдвое больше частоты питающего тока. Так, при питании от обычной сети, имеющей частоту 50 Гц, такие вибраторы совершают 6000 кол/мин. Реактивные вибраторы могут работать также на преры-



Р и с. 33. Принципиальные схемы электромагнитных вибраторов

вистом постоянном токе. Число колебаний вибратора в этом случае зависит от частоты импульсов постоянного тока.

Вибратор с выпрямителем (рис. 33, б) отличается от реактивного вибратора только наличием выпрямителя 4, включенного последовательно в цепь катушки электромагнита (т.е. по однополупериодной схеме). Благодаря выпрямителю ток достигает максимума один раз за период, поэтому число колебаний вибратора с выпрямителем равно частоте тока.

Принцип действия вибраторов с возбуждением постоянным током (рис. 33, в) заключается в том, что при наличии в статоре двух обмоток и возбуждении их переменным и постоянным током в нем возникает пульсирующий магнитный поток, который, действуя на якорь вибратора, приводит его в колебательное движение; при этом число колебаний якоря равно частоте переменного тока. При подмагничивании постоянным током

синусоида переменного тока смещается в сторону подмагничивающего поля; в этом случае магнитный поток изменяется с частотой, равной половине частоты питающего тока.

Наиболее совершенными являются двухтактные вибраторы, поскольку они позволяют сохранить симметричность тока, исключают возможность внесения искажений в питающую сеть и повышают мощность вибрационной машины. Схема вибратора с обобщенной магнитной системой и отдельными обмотками переменного и постоянного тока представлена на рис. 33, г. Электровибратор состоит из статора (сердечника) H-образной формы 5, двух якорей 6, механически жестко связанных между собой, и четырех катушек с обмотками переменного 7 и 8 и постоянного 9 и 10 тока.

Способ действия состоит в том, что при совместном возбуждении переменным и постоянным током в статоре (сердечнике) возникают переменные и постоянные магнитные потоки. Переменные магнитные потоки, взаимодействуя с постоянными, противоположно направленными в каждой половине вибратора магнитными потоками, вызывают в этих частях сдвиг фаз суммарных пульсирующих магнитных потоков на угол 180° , а следовательно, и сдвиг фаз, соответствующих этим потокам механических усилий, на тот же угол.

Электромагнитные вибраторы с постоянными магнитами, так же как и вибраторы с выпрямителем или возбуждением постоянным током, создают колебания с частотой, соответствующей частоте питающего тока. Однако по сравнению с последними достоинство их в том, что их можно питать непосредственно от сети промышленного переменного тока. Отсутствие в комплекте таких вибраторов выпрямителей значительно повышает их эксплуатационную надежность и устраняет дополнительный источник возможных неполадок.

Схема принципиального устройства электромагнитного вибратора с постоянными магнитами приведена на рис. 33, д. Вибратор состоит из H-образного сердечника 11 с обмотками 12 переменного тока, подковообразного постоянного магнита 13 и рессорной системы 14. Сердечник крепится к рабочему органу вибрационной машины. Постоянный магнит и связанные с ним части являются реактивной массой. Вибратор устроен таким образом, что полюсы постоянного магнита помещаются в воздушные зазоры электромагнита.

Далее, так как полярность постоянного магнита всегда одна и та же, а полярность электромагнита меняется с частотой питающего тока, происходит периодическое взаимное притяжение и отталкивание магнитов. При полярности, изображенной на схеме, северный полюс постоянного магнита отталкивается от верхнего полюса и притягивается к среднему полюсу электромагнита. Южный полюс постоянного магнита, наоборот, отталкивается от среднего и притягивается к нижнему полюсу электромагнита. Тогда на обе части вибратора одновременно действуют по четыре силы: две силы отталкивания и две силы притяжения. Происходит относительное перемещение магнитов.

Сила притяжения полюсов по мере перемещения магнитов возрастает в результате уменьшения межжелезного пространства, а сила отталкивания уменьшается в результате его увеличения. При изменении направления тока полярность электромагнита изменяется и части вибратора двигаются

в обратном направлении. Вследствие замыкания магнитного потока через электромагнит на постоянный магнит оказывается подмагничивающее действие. Размагничивающая сила при этом незначительна, так как сила притяжения всегда во много раз больше силы отталкивания, и постоянный магнит в процессе работы вибратора не размагничивается.

Недостатком рассмотренных конструкций электромагнитных вибраторов является малый ход якоря. В настоящее время разработаны электро-вибраторы большого хода, в которых сила взаимодействия якоря и сердечника направлена поперек магнитного поля, образованного в воздушном зазоре между полюсами.

На рис. 33, *е* приведена конструкция электромагнитного вибратора с поперечным магнитным потоком, где приняты те же обозначения, что и на рис. 39, *д*. Для регулирования режимов работы электромагнитных вибраторов применяют следующие способы.

При питании переменным током регулирование производится последовательно включенным сопротивлением, индукционным регулятором, током возбуждения генератора или переключением отводов в трансформаторе в случае автономного питания. При питании пульсирующим током (переменным током, выпрямленным по однополупериодной схеме) способы регулирования остаются те же, что и при питании переменным током. При питании прерывистым постоянным током регулирование производится последовательно включенным сопротивлением, частотой импульсов и продолжительностью включения.

Промышленность в настоящее время серийно выпускает электромагнитные вибраторы различных конструкций и типоразмеров, предназначенные для разнообразных эксплуатационных условий. Конструктивное оформление электромагнитных вибраторов определяется в основном видом используемой упругой системы. Наиболее широко применяются два типа упругой системы — пластинчатые рессоры и винтовые пружины. В отдельных случаях находят применение упругие элементы из резины.

Электромагнитный вибратор с рессорной системой состоит из корпуса, внутри которого крепятся пластинчатые рессоры, электродвигателя вращающегося движения, статор которого связан траверсами с корпусом, а якорь — обоймой с рессорной системой. Вибратор соединяется посредством кронштейна с рабочим органом вибрационной машины. Корпус электровибратора представляет собой пустотелую отливку из стали с гнездами для закладки рессор. Пакет рессор, представляющих собой упругую систему электромагнитного вибратора, состоит из отдельных полос рессорной стали, расположенных в корпусе. Концы рессор зажаты болтами в гнездах корпуса, а средняя часть зажата обоймой также при помощи болтов.

Пакет рессор разделен на ряд меньших пакетов посредством толстых прокладок. Рессоры малых пакетов разобщаются тонкими прокладками. Прокладки устраняют трение рессор между собой и увеличивают свободную поверхность охлаждения рессор наподобие охлаждающих ребер. Увеличение охлаждающей поверхности имеет существенное значение, так как в рессорах образуется значительное количество тепла вследствие потерь от упругого гистерезиса, которое необходимо отвести во избежание перегрева электровибродвигателя. Значительная поверхность охлаждения

рессор обуславливает их низкую рабочую температуру и способствует защите электровибродвигателя от перегрева при транспортировании горячих материалов.

Электромагнитный вибратор с упругой системой из винтовых пружин приведен на рис. 34. Он состоит из якоря, установленного в кронштейне, которым вибратор крепится к вибрационной машине. Кронштейн с якорем является активной частью вибратора. Реактивная часть состоит из обмоток, насаженных на П-образный сердечник, укрепленный в корпусе, служащем противовесом. Активная и реактивная части вибратора соединяются между собой винтовыми пружинами, предварительно сжатыми при

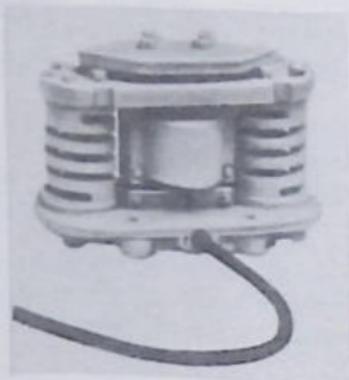


Рис. 34. Электромагнитный вибратор с винтовыми пружинами

помощи шайб и стяжных шпилек. Величина реактивной массы может быть увеличена посредством дополнительно устанавливаемых грузов. Вибратор закрывается алюминиевой крышкой. Ток проводится к обмоткам вибратора через кабель и навитые в виде пружин проводники.

Наряду с электровибраторами в обычном исполнении в настоящее время выпускаются также специальные конструкции, в которых как сам вибратор, так и устройства управления заключаются в пыле- или водонепроницаемый кожух или изготавливаются во взрывобезопасном исполнении.

В соответствии с общей тенденцией, намечающейся в современном вибромашиностроении, начинают получать применение электромагнитные вибраторы с резиновыми упругими элементами. Эти вибраторы обеспечивают бесшумную и вследствие нелинейной характеристики упругих элементов весьма устойчивую работу на резонансных режимах. Вибратор состоит, как обычно, из статора с обмотками и якоря. Статор жестко крепится на опорной части вибратора. Упругая система выполняется из резиновых элементов специальной формы, к средней части которых крепится якорь, а концы устанавливаются на опорной части вибратора. Весь вибратор закрывается кожухом. Размах колебаний электромагнитных вибраторов обычно не превышает 2 мм.

Основными достоинствами электромагнитных вибраторов являются простота регулирования амплитуды колебаний и возможность ее изменения в процессе работы вибратора, что позволяет применять вибрационные транспортирующие машины с электромагнитным приводом в системах с автоматическим регулированием режима работы. Они отличаются надежностью и долговечностью, что определяется в основном отсутствием пар

трения. На одном грузонесущем органе может быть установлено одновременно несколько вибраторов без специальных мер по обеспечению синхронизации, это связано с синхронностью работы вибраторов при питании от общей сети.

Однако по ряду параметров электромагнитные вибраторы уступают устройствам других типов. Прежде всего они имеют большую массу на единицу создаваемой амплитуды и мощности, отличаются высоким расходом электротехнических материалов и пружинной стали, при изменении нагрузки не обеспечивают стабильной амплитуды колебаний грузонесущего органа, отличаются малой величиной допустимого размаха колебаний, так как с увеличением воздушного зазора между якорем и электромагнитом падает мощность и ухудшаются прочие характеристики вибратора.

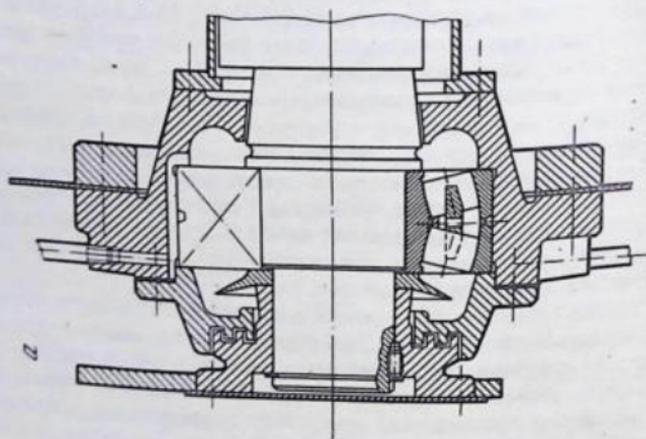
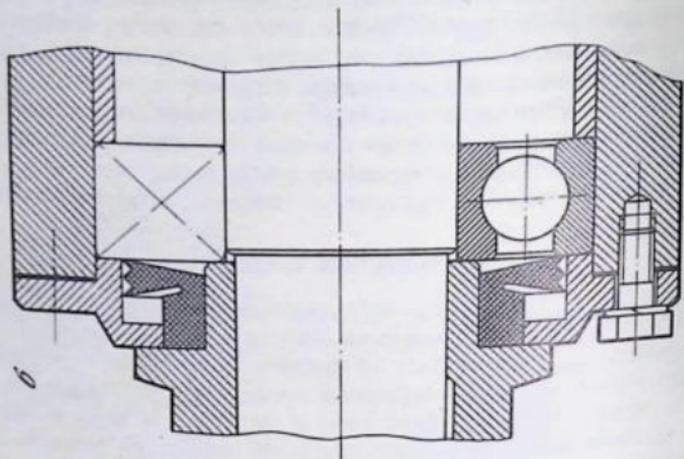
3.2. ВИБРОУСТОЙЧИВЫЕ ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ

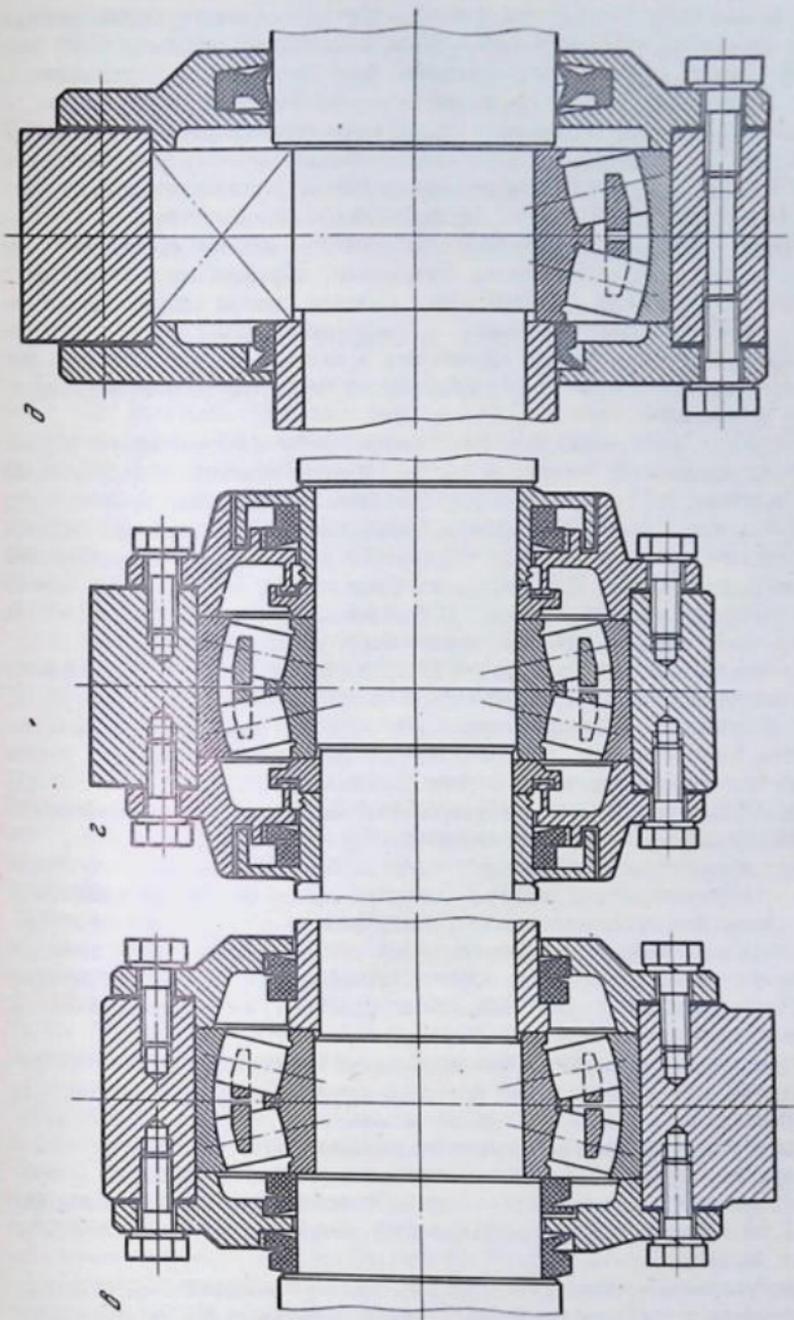
К подшипниковым узлам вибрационных машин, работающих при интенсивных динамических нагрузках, предъявляются особые, повышенные требования. Условия работы подшипниковых узлов горнотранспортных вибрационных машин осложняются также тем, что машины эксплуатируются в запыленной атмосфере шахт и рудников. В то же время от надежности работы подшипниковых узлов вибраторов во многом зависит общая долговечность горнотранспортных вибрационных машин.

В мощном инерционном вибраторе (с частотой вращения дебаланса 1200 об/мин, амплитудой колебаний рабочего органа 3 мм и центробежной силой, развивается дебалансами, равной 20 000 кгс) смазка подшипников осуществляется за счет циркуляционной подачи жидкого масла к поверхностям качения через подводящий канал и отводящие каналы; в процессе движения по маслопроводу масло охлаждается при помощи специально предусмотренного холодильника. Вибратор эксплуатируется в производственных условиях со сверхвысоким уровнем запыленности, воздух вокруг опор насыщен сухой и мелкой пылью. Уплотнительные устройства плавающей и фиксирующей опор идентичны. Наружное устройство включает малоотбойный диск, кольцевую канавку, многоступенчатое лабиринтное уплотнение, образованное крышкой и втулкой, кожух. Предусмотрен периодический подвод пластичной смазки к щелям лабиринта. Малоотбойный диск, отбрасывая на периферию полости масло, которое затем стекает по стеклам крышки и бурту в канал, практически предотвращает попадание масла в щели лабиринта. Незначительные утечки возвращаются в полость по кольцевой канавке.

Для предотвращения повышения давления в полости за счет вращения кольца предусмотрен канал. Коническая форма наружной поверхности крышки и проточка на вращающейся втулке обеспечивает "стекание" пыли. Тем не менее количество пыли, проникающей в зазоры лабиринта, весьма велико и эффективная его работа возможна лишь при регулярной (не реже 2 раз в неделю) подаче смазки в щели.

Следует отметить, что в данной конструкции эта операция сравнительно трудоемка, так как для обеспечения доступа к пресс-масленкам, расположенным на крышках, приходится демонтировать кожухи. Внутреннее уплотнительное устройство включает кожух, коническое щелевое уплот-





Р и с. 35. Виброустойчивые подшипниковые узлы

нение, образованное отверстием в корпусе и соответствующей шейкой вала, а также кольцевую проточку. Кожух полностью предотвращает проникание в зазор, поэтому единственной функцией щелевого уплотнения, как и маслоотбойной проточки, является предотвращение утечки масла.

В другом варианте исполнения опоры качения инерционного вибратора жидкое масло подается на поверхности качения из специальной ванны. Режим работы и условия эксплуатации близки к описанным выше. Уплотнительное устройство включает маслоотбойник, выполненный на втулке, щелевые уплотнения, серию кольцевых канавок, камеру со сливным отверстием, уплотнение жировыми канавками, образованное крышкой с прокладкой и втулкой, пылеотбойник. Сначала масло отбрасывается наружной поверхностью отбойника и маслоразбрызгивающим кольцом треугольного сечения. Масло, проникшее в щель, которую образуют поверхности втулки и крышки, отбрасывается через три радиально направленных отверстия.

Дальнейшее уплотнение осуществляется путем центробежного сброса утечки по кольцевой нарезке в камеру с последующим отводом через канал в масляную полость. Основной элемент устройства — уплотнение жировыми канавками повышенной эффективности. Уплотнение образовано втулкой, изготовленной из пластмассы с высоким коэффициентом линейного расширения (например, из фторопласта, коэффициент линейного расширения которого почти в 10 раз выше, чем у стали), и крышкой с рядом гребешков. Монтажный зазор между отверстием в крышке и поверхностью втулки увеличивается, и зазор сокращается до нуля. Возможно появление кольцевой нарезки на втулке в результате контакта с гребешками. Уплотнение многофункционально, однако в данном устройстве служит в основном для предотвращения загрязнения опоры. С целью сокращения количества пыли в зоне возможного контакта установлен отбойник. Достоинством этого устройства является отсутствие необходимости регулярной подачи пластичной смазки в лабиринт.

В конструкции подшипниковых узлов вибраторов с закладной смазкой и с циркуляционной подачей жидкого масла основным элементом комбинированных уплотнительных устройств является простейшее торцовое уплотнение. Вибратор эксплуатируется в сильно запыленном помещении. Нарботка опор составляет 6000 ч. Причиной отказов во всех случаях явилось разрушение смазки. Следов абразивного износа поверхностей качения обнаружено не было.

При установке аналогичных по конструкции опор в инерционные вибраторы других типов также было получено пяти-шестикратное повышение срока службы подшипников. При этом вместо подшипников 3620 устанавливали менее грузоподъемные подшипники 3616 (частота вращения вибратора 800 об/мин). Уплотнительные кольца изготавливались из фторопласта-4 или Ф4К20, а мембраны — из листовой хромистой стали толщиной 0,3 мм. Осевая деформация плоской мембраны при сборке 0,05—0,15 мм.

Кроме указанных материалов, для изготовления уплотнительных колец рекомендуется применять техническую кожу, полиамид П12Л. При высоких скоростях мембраны могут быть изготовлены из бериллиевой или марганцовистой бронзы. Поскольку коэффициент линейного расширения

пластических материалов в 5—10 раз больше, чем у сталей, при повышенных температурах могут произойти нарушения жесткости прессового соединения и проворот кольца на валу. Поэтому для больших диаметров следует применять уплотнительные кольца с металлической армировкой. Особенно удобна установка уплотнительного элемента на резиновом кольце. При этом возможно использование более хрупких материалов — углеграфитов, текстолита. В неотвественных узлах допускается использование резинового уплотнительного кольца с острыми и рабочими кромками на торцах. Современные конструкции подшипниковых узлов вибраторов приведены на рис. 35а, 35д.

3.3. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ, КОНСТРУКЦИИ, РАСЧЕТ

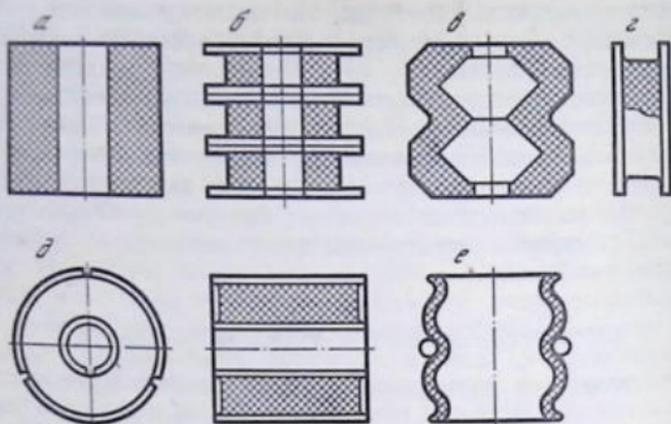
Упругие элементы в горнотранспортных вибрационных машинах выполняют ряд функций. Наиболее важная функция упругих элементов — это создание восстанавливающей силы в колебательной системе, компенсирующей силы инерции колеблющихся масс. Другими словами, упругая система служит аккумулятором энергии в колебательной системе вибромашины и играет важную роль в циркуляции и преобразовании энергии из кинетической в потенциальную. Рассмотренные упругие элементы обычно называются основными.

Особенно велика их роль в машинах резонансного типа, так как в них они должны создавать значительные восстанавливающие силы, равные силе инерции колеблющихся масс; кроме того, при деформации они должны накапливать значительную (потенциальную) энергию. В соответствии с их функциональным значением упругие элементы горнотранспортных машин должны удовлетворять ряду жестких специальных требований: обладать высокой долговечностью, способностью накапливать значительную энергию, иметь заданную жесткостную характеристику, гистерезисные потери должны быть в заданных пределах, в ряде машин, например таких, как виброустановки для выпуска руды, должны обладать высокой несущей способностью.

Вторая группа упругих элементов находит применение в приводе, преимущественно эксцентриковом, в качестве упругой связи, создающей в колебательной системе вибромашины необходимую дополнительную степень подвижности. Приводная упругая связь должна быть достаточно "мягкой", чтобы обеспечить легкий запуск вибромашины и в то же время достаточно жесткой, чтобы поддерживать заданную амплитуду колебаний в установленном режиме.

Виброизолирующие упругие элементы используются в зарезонансных вибромашинах и многомассных виброизолированных установках. Чем "мягче" виброизолирующие упругие элементы — амортизаторы, тем лучше они защищают рабочее место оператора от вибрации. Однако уменьшению жесткости кладется предел их несущей способностью, связанной с необходимостью воспринимать статический вес машины без разрушения.

К следующей разновидности упругих элементов относятся буфера — упругие элементы, устанавливаемые с зазором и работающие в ударном режиме. Обычно их используют для стабилизации резонансных вибрационных машин. Кроме того, упругие элементы используются в качестве защит-



Р и с. 36. Конструкции резиновых и пневматических упругих элементов

ных покрытий против абразивного износа грузонесущих органов, а также в целях достижения определенных технологических эффектов.

В зависимости от используемого упругого материала (среды) различают металлические, резиновые и пневматические упругие элементы. В данном разделе рассмотрим два последних типа упругих элементов как наиболее перспективных для горнотранспортных вибрационных машин. По характеру работы упругого материала различают резиновые упругие элементы, работающие на сжатие—растяжение, сдвиг к пружине.

Простейший упругий элемент, работающий на сжатие, представляет собой цилиндр с внутренним отверстием (рис. 36, а). Наличие центрального отверстия повышает эластичность упругого элемента и способствует лучшему теплоотводу и охлаждению. Увеличивая диаметр внутреннего отверстия и наружный диаметр упругого элемента, можно повышать его продольную устойчивость, сохраняя постоянной продольную жесткость. Существенно более высокой устойчивостью обладает упругий элемент из набора резинометаллических колец (рис. 36, б). Для виброизоляции вертикальных и горизонтальных колебаний применяют полые цилиндрические упругие элементы специальной формы (рис. 36, в). Поперечная жесткость таких упругих элементов значительно меньше, чем продольная.

Более широкое применение имеют упругие элементы, работающие на сдвиг. В большинстве случаев они представляют собой прямоугольные бруски, соединяющие между собой подвижные детали вибромашины за счет сил трения, создаваемых предварительным их поджатием. Широко используются резинометаллические упругие элементы, работающие на сдвиг (рис. 36, г). Упругие элементы такого типа отличаются высокой эластичностью в продольном направлении и большой жесткостью в поперечном. Для увеличения жесткости амортизатора на сжатие и улучшения отвода тепла резиновый элемент может быть привулканизирован к нескольким продольным металлическим пластинам.

В горнотранспортных вибрационных машинах находят также применение блок-шарниры. Резиновый элемент блок-шарнира представляет со-

бой резиновую втулку, привулканизированную к внутренней и наружной металлической обоймам (рис. 36, *д*). При вращении одной из обойм относительно другой происходит закручивание резинового элемента. Относительный поворот обойм зависит от допустимого угла закручивания резины. Существенным достоинством блок-шарниров является возможность с их помощью компенсировать при сборке перекосы отдельных деталей; особенно важно для вибрационных машин то, что блок-шарниры устраняют зазоры в шарнирах, служащие источником шума и потенциальной аварии.

Соединение втулок с резиновым элементом достигается вулканизацией, приклеиванием или за счет сил трения, возникающих при предварительной деформации. Резинометаллический шарнир, широко применяемый в горнотранспортных вибрационных машинах, состоит из двух металлических втулок и резинового кольца между ними. Внутренняя втулка выполняется разрезкой с одним разрезом, внешняя — с тремя. Такая конструкция облегчает запрессовку блок-шарнира между пальцем и рабочей головкой. Предварительное сжатие резины создает необходимые усилия для надежного крепления.

В ряде случаев к упругим элементам предъявляется требование высокой несущей способности и малой жесткости. Идеальными в этом отношении являются пневмобаллонные упругие элементы (рис. 38, *е*). Кроме того, пневматические упругие элементы позволяют легко, на ходу машины, менять их характеристики. Оба свойства пневматических упругих элементов используются в щековых вибрационных дробилках для предотвращения недопустимой раздвижки щек при изменении загрузки и свойств дробимого материала.

Пневматический упругий элемент состоит обычно из гофрированной одно- или многосекционной резиновой или резинокордной оболочки, прикрепленной к металлическим крышкам, и стягивающих колец, повышающих устойчивость конструкции. Пневмобаллон заполняется воздухом под некоторым давлением. Несущая способность баллона определяется давлением воздуха и рабочей жидкостью, регулировка несущей способности осуществляется изменением давления воздуха. При высокой несущей способности пневматические упругие элементы имеют малую жесткость, что обеспечивает им широкую область применения в качестве амортизаторов. В качестве пневматических упругих элементов, особенно самоходных, например виброустановок для выпуска руды, применяют пневматические колеса различных конструкций.

В горнотранспортных вибрационных машинах для защиты от износа грузонесущие органы накрываются слоем резины. Покрытие резиной осуществляется путем ее приклеивания, вулканизации или механического крепления. Расчет резиновых упругих элементов может производиться по методике, разработанной Е.Т. Григорьевым, В.И. Дырдой, Э.Э. Лавенделом, В.Н. Потураевым и др. В эксплуатационных условиях прямоугольные резиновые элементы могут работать на сдвиг, сжатие и одновременно в режиме сдвиг—сжатие.

При расчете резинового элемента на сдвиг задаются шириной b и длиной a по конструктивным соображениям, выбирается марка резины по условиям жесткости, долговечности или теплообразования, а затем исходя из заданной жесткости элемента на сдвиг выбирается его высота $h = G_D F / K_D$

(здесь G_D — динамический модуль сдвига, F — площадь поперечного сечения упругого элемента, K_D — динамическая жесткость на сдвиг). Далее проводится проверка по величинам напряжений τ и относительных деформаций $\epsilon_{сд}$, которые не должны превышать допустимых значений $\tau = G_D \epsilon_{сд}$, $\epsilon_{сд} = \Delta/h$ (здесь Δ — величина деформации).

Если указанные характеристики превышают допустимые значения, следует изменить размеры упругого элемента или выбрать резину другой марки. Затем проводят проверку на допустимую температуру нагрева упругого элемента. Превышение температуры упругого элемента над температурой окружающей среды определяют по формуле

$$\theta = K_0 \omega \epsilon_{сд}^2 \Psi / \xi,$$

где K_0 — мгновенная жесткость упругого элемента, рассчитываемая по величине статического модуля сдвига G_0 ; ω — круговая частота нагружения; Ψ — реологическая характеристика материала упругого элемента; ξ — коэффициент теплопроводности узла упругого элемента.

Температура разогрева упругого элемента не должна превышать допустимой. В случае перегрева упругого элемента следует принимать конструктивные меры по увеличению теплоотдачи. Далее по известному значению допускаемой энергии разрушения определяется локальная долговечность h^* из формулы

$$\Delta U_p^* = \frac{G_0 \epsilon_0^2}{2} \sum_{n=1}^{n^*} \Psi(n) - \frac{2\pi}{\omega} \dot{q} n^*,$$

где ϵ_0 — статическая деформация; \dot{q} — интенсивность теплового потока.

Долговечность в циклах пересчитывается в тысячи часов, исходя из частоты колебаний машины.

При расчете упругого элемента на сжатие задаются длиной и шириной элемента; зная необходимую деформацию Δ и нагрузку R , определяют высоту элемента $h = EF\Delta/R$ (здесь E — модуль резины на сжатие). Затем элемент проверяется по допускаемой деформации на сжатие $\epsilon = \Delta/h \leq [\epsilon]$ (здесь $[\epsilon]$ — допустимая деформация на сжатие).

В горнотранспортных вибрационных машинах упругие элементы работают преимущественно в режиме деформация—сжатие. В этом случае, выбрав марку резины, определяют модули сдвига и сжатия; по конструктивным соображениям принимаются размеры упругого элемента. Затем рассчитывается перемещение упругого элемента под действием статической нагрузки R :

$$\Delta = Rh/2F (E \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha),$$

где α — угол наклона упругого элемента. Далее резиновый элемент проверяется по величине допустимой относительной деформации.

Резиновые шарниры работают в горнотранспортных вибрационных машинах на скручивание, радиальное сжатие и осевое смещение. При расчете выбираются размеры шарнира, определяется жесткость, величина деформации и долговечность. При расчете исходят из нагружающих шарнир момента M , осевой R_0 и радиальной R_p нагрузок. Размеры внутренней и наружной обойм выбираются по конструктивным соображениям. Максимальные напряжения в резине при скручивании шарнира возникают в мес-

те соединения с внутренней обоймой и определяются по формуле

$$\tau_{\max} = M/2\pi r_1^2 l \leq [\tau].$$

Угол скручивания шарнира и его жесткость равны

$$\varphi = M(r_2^2 - r_1^2)/4\pi Gl r_2^2 r_1^2; \quad K_{\kappa} = M/\varphi = 4\pi Gl r_1^2 r_2^2 / (r_2^2 - r_1^2),$$

где r_2 и r_1 — радиусы внешней и внутренней обойм; l — длина шарнира.

Долговечность шарнира определяется по условиям его работы на скручивание:

$$n^* = 2\Delta U_p^* / (G_0 f \Psi_0 - 2\pi \dot{q} \omega),$$

где $\Delta U_p^* \approx 6 \cdot 10 \text{ Дж/м}^3$ — допустимое значение энергии разрушения.

Результаты получаются в количестве циклов нагружения. Для частот и амплитуд, при которых работают горнотранспортные вибрационные машины, теплообразование в резиновых шарнирах не превышает допустимое.

Радиальная нагрузка вызывает растяжение и сжатие резины между внутренней и внешней обоймами. При этом радиальное перемещение оси шарнира и радиальная жесткость определяются по формулам

$$\Delta_p = \frac{2R_p [l^2 + 3(r_1 + r_2)^2]}{3\pi \theta l [l^2 + 6(r_2 - r_1)^2]} \frac{(r_2 - r_1)^3}{r_2 + r_1}; \quad K = \frac{3\pi Gl}{2} \frac{l^2 + 6(r_2 - r_1)^2}{l^2 + 3(r_2 + r_1)^2} \times \\ \times \left(\frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \right)^3.$$

При нагружении шарнира осевой силой максимум напряжений в резине определяется по выражению $\tau_{\max} = R_0/(2\pi r_1 l) \leq [\tau]$. Осевые податливость и жесткость:

$$\Delta_0 = (R_0/2\pi Gl) \ln(r_2/r_1) \leq [\Delta]; \quad K_0 = 2\pi Gl / [\ln(r_2/r_1)].$$

3.4. СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ И ШУМА ОТ ГОРНОТРАНСПОРТНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН, ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ, УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Данный комплекс вопросов связан с защитой несущих конструкций зданий и привода самой вибромашины от динамических нагрузок, а также рабочего места оператора от вибрации и шума. Актуальность защиты обслуживающего персонала от вибрации и шума, создаваемых вибрационными машинами, непрерывно возрастает, так как с каждым годом горнотранспортные вибрационные машины охватывают все более широкие области технологии и соответственно расширяется объем их применения в промышленности, постоянно интенсифицируются режимы их работы.

Защита обслуживающего персонала от вредного воздействия вибрации и шума, создаваемых вибрационными машинами, представляет собой совершенно особую задачу виброзащиты. В машинах обычного, невибрационного, принципа действия, в которых вибрация и шум возникают вследствие конструктивных несовершенств или возбуждения внешними нагрузками, они являются чисто паразитными факторами и могут быть теми или иными стандартными методами уменьшены до допустимых норм

или при удачном решении вообще устранены. В машинах вибрационного типа вибрация рабочих органов является основным фактором осуществления рабочего процесса, параметры ее задаются требованиями оптимального ведения технологического процесса и, конечно, не может быть и речи, чтобы эти колебания как-то задемпфировать или уменьшить.

Таким образом, к вибрационным машинам со стороны технологии и техники безопасности предъявляются противоречивые требования. По условиям эффективного ведения технологического процесса необходимо интенсифицировать колебания рабочих органов вибромашины, а с точки зрения снижения средних вибрационных воздействий и шума на обслуживающий персонал следует в пределе до нуля снизить колебания.

Снижение шума и вибрации, создаваемых вибрационными машинами, представляет собой типичную оптимизационную задачу с противоречивыми требованиями; задача является также многокритериальной, так как конструктивное совершенство вибрационной машины, ее технологическая эффективность и соответствие требованиям техники безопасности в отношении создаваемой вибрации и шума характеризуются комплексом локальных критериев качества, часть из которых могут быть противоречивыми. Для решения задач создания вибрационных машин, отвечающих требованиям конструктивного совершенства, технологической эффективности, а также вибрационной и шумовой защищенности может быть использован метод многокритериального оптимального проектирования на основе ЛП-поиска в режиме диалога ЭВМ—проектировщик.

Можно выделить два основных источника вибрации и шума, воздействующих на обслуживающий персонал: колебания рабочих органов, создаваемые приводом вибромашины, и колебания и шум, обусловленные взаимодействием с рабочей средой. Следует отметить, что в некоторых типах особо мощных вибрационных машин в результате взаимодействия с нагрузкой генерируются интенсивные случайные колебания и излучается значительный шум. Вибрации первого типа носят упорядоченный детерминированный характер, второго — сугубо статический.

Для защиты обслуживающего персонала от первого типа воздействий применяются более или менее установившиеся методы виброзащиты: виброизоляция, уравнивание, применение динамических гасителей колебаний и опирание колебательной системы в неподвижной точке. Для решения задач второго типа лишь в последнее время разработаны методы замыкания рабочих нагрузок непосредственно на обрабатываемой среде, что обеспечивает уравнивание рабочих нагрузок в машине, и активной компенсации рабочей нагрузки возмущающей силой специального регулируемого привода.

В целях снижения шумообразования синтезируются режимы работы, исключющие генерацию шумов в наиболее неблагоприятных для восприятия обслуживающим персоналом диапазонах, снижается уровень циркуляционной энергии, изучающие поверхности по возможности обращаются в сторону обрабатываемой среды, а также применяются общетехнические методы снижения уровня шумообразования, такие, как ужесточение и обрешивание вибрирующих конструкций, покрытие звукопоглощающими материалами (резинами, полимерами, мастиками), применение многослойных панелей, кожухов и т.д. Для подготовки формализации задачи к постанов-

ке многокритериальной оптимизации проанализируем методы виброзащиты существующего вибрационного горнотранспортного оборудования.

Большинство современных вибрационных горнотранспортных машин, особенно быстроходных и тяжелых, выполняется с виброизоляцией или уравновешенной конструкции. Задачей виброизоляции вибрационных транспортирующих машин является снижение уровня динамических нагрузок, передаваемых на опорные конструкции в целях увеличения их долговечности, упрощения крепежных приспособлений, уменьшения непроизводительных утечек энергии и снижения создаваемого шума. Цель уравновешивания вибрационных транспортирующих машин состоит в устранении динамических воздействий в элементах привода и компенсации действия реакций упругих связей машины, вызывающих динамические нагрузки на опорные конструкции.

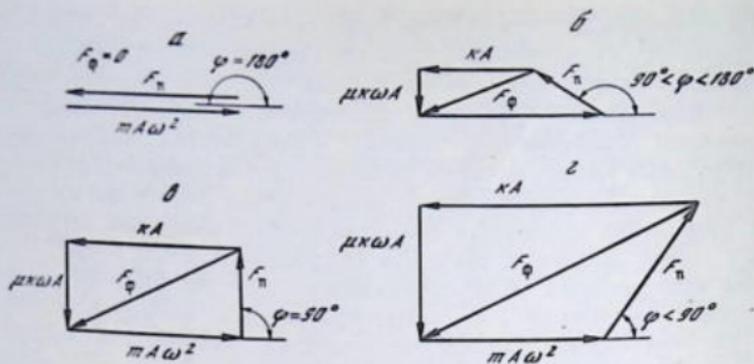
Динамические давления в подшипниковых узлах вибрационных машин можно менять при неизменных параметрах режима работы путем соответствующей их настройки. Так, например, нагрузки на подшипники в тяжелых машинах, работающих при незначительных нагрузках, можно снизить на околорезонансных режимах. В отношении передачи динамических нагрузок на фундамент наблюдается обратное явление: чем ближе режим работы машины к резонансному, тем интенсивнее ее воздействие на опорные конструкции вследствие установки упругих связей большой жесткости. При работе на далекозарезонансных режимах на опорные конструкции передаются незначительные динамические нагрузки, но могут повышаться давления в кинематических парах привода, так как вибрационные машины зарезонансного типа имеют упругие связи малой жесткости.

Таким образом, путем соответствующей настройки вибрационной машины можно производить перераспределение динамических воздействий между подшипниковыми опорами привода и опорными конструкциями. Уравновешивание динамических сил, передаваемых на фундамент, необходимо осуществлять только в вибрационных машинах резонансного типа. Зарезонансные вибрационные машины требуют уравновешивания динамических сил в кинематических парах. В практике для уменьшения передачи динамических нагрузок на фундамент обычно применяются схемы, включающие как элементы уравновешивания, так и виброизоляции.

Основным и наиболее универсальным методом уравновешивания динамических давлений на подшипниковые узлы привода вибрационных горнотранспортных машин является компенсация действия сил инерции колеблющихся масс восстанавливающими силами упругих связей.

Рассмотрим приложение этого метода для уравновешивания динамических сил в подшипниковых опорах инерционного вибратора одномассной вибрационной горнотранспортной машины. Так как речь идет об уравновешивании сил инерции колеблющихся масс самой вибромашины, ограничимся рассмотрением холостого хода, когда в системе действуют лишь внутренние сопротивления упругих связей.

В этом случае в колебательной системе вибрационной горнотранспортной машины действуют следующие силы: сила инерции колеблющихся масс (грузонесущего органа и связанных с ним частей привода и упругой системы) — $m A \omega^2 \sin \omega t$, восстанавливающая сила упругих связей $k A \sin \omega t$; силы, сопротивления, обусловленные потерями в упругой системе (для



Р и с. 37. Многоугольники сил, действующих в динамической системе транспортирующей вибрационной машины

простоты принимаем их пропорциональными скорости колебаний) с $A\omega \cos \omega t = \mu \chi \omega A \cos \omega t$ и возмущающая сила F , создаваемая вибратором. Здесь обозначено: m – масса колеблющихся частей; k и c – коэффициент жесткости и коэффициент вязкостных сопротивлений упругих связей; μ – коэффициент соотношения между упругими и вязкими силами подвески.

Величина потребной возмущающей силы, обуславливающей давление в кинематических парах привода и давление упругих связей на фундамент определяется при помощи многоугольника сил (рис. 37). Из многоугольников сил видно, что величина возмущающей силы привода, а следовательно, и давления, в кинематических парах привода существенно зависит от действующих в системе сил инерции. Проанализируем при помощи многоугольников сил соотношения между силами инерции колеблющихся масс, восстанавливающими силами упругих связей и силами сопротивлений.

Если колеблющаяся масса вибрационной горнотранспортной машины не имеет упругих связей, это может иметь место, например, при установке машины на воздушной подушке, то в системе действуют только силы инерции колеблющиеся, которые должны преодолеваются возмущающей силой привода (рис. 37, а). При этом на подшипниковые узлы действует нагрузка F_n , равная силе инерции колеблющихся масс. Нагрузка на фундамент вибрационной машины будет зависеть от типа привода. При наличии инерционного привода нагрузка на фундамент создается только реакциями упругих связей, и в случае применения эксцентрикового привода к нагрузкам от упругих связей добавляются нагрузки от опор подшипниковых узлов привода. Таким образом, в рассматриваемом случае при использовании инерционного привода на фундамент не будет действовать никаких сил $F_\phi = 0$, при применении эксцентрикового привода через его опоры будет действовать сила, равная силе инерции колеблющихся масс $F_\phi = -m A \omega^2 \sin \omega t$. При этом угол сдвига фаз между силой инерции и возмущающей силой составляет 180° .

При установке на вибрационной горнотранспортной машине упругих связей малой жесткости, что имеет место в далекозарезонансном режиме,

восстанавливающие силы упругих связей частично компенсируют силы инерции (рис. 37, б). В случае зарезонансной настройки вибрационной горнотранспортной машины усилия, действующие на подшипниковые узлы, могут несколько уменьшиться, если в системе при этом действуют не слишком большие силы сопротивления. На фундамент в машине с инерционным приводом будет действовать небольшая сила, равная векторной сумме восстанавливающих сил и сил сопротивления упругих связей. В машине с эксцентриковым приводом действует суммарная реакция упругих связей и привода, равная силе инерции колеблющихся масс. В зарезонансном режиме угол сдвига фаз находится в пределах от 90° до 180° .

При дальнейшем увеличении жесткости упругих связей можно достичь такого положения, когда восстанавливающие силы упругих связей полностью уравнивают силы инерции; такой режим работы горнотранспортной вибрационной установки называется резонансным (рис. 37, в). В этом случае возмущающая сила преодолевает только действующие в системе сопротивления и величина ее будет определяться значением этих сопротивлений. Следует иметь в виду, что при резонансной настройке велика жесткость упругих связей вибромашины, а следовательно, значительны действующие в них сопротивления. Поэтому нагрузки на подшипниковые узлы и в резонансном режиме могут быть весьма значительными. В резонансном режиме велики нагрузки на фундамент, причем при использовании обоих типов приводов они одинаковы и равны силе инерции колеблющихся масс. Угол сдвига фаз в резонансном режиме равен 90° .

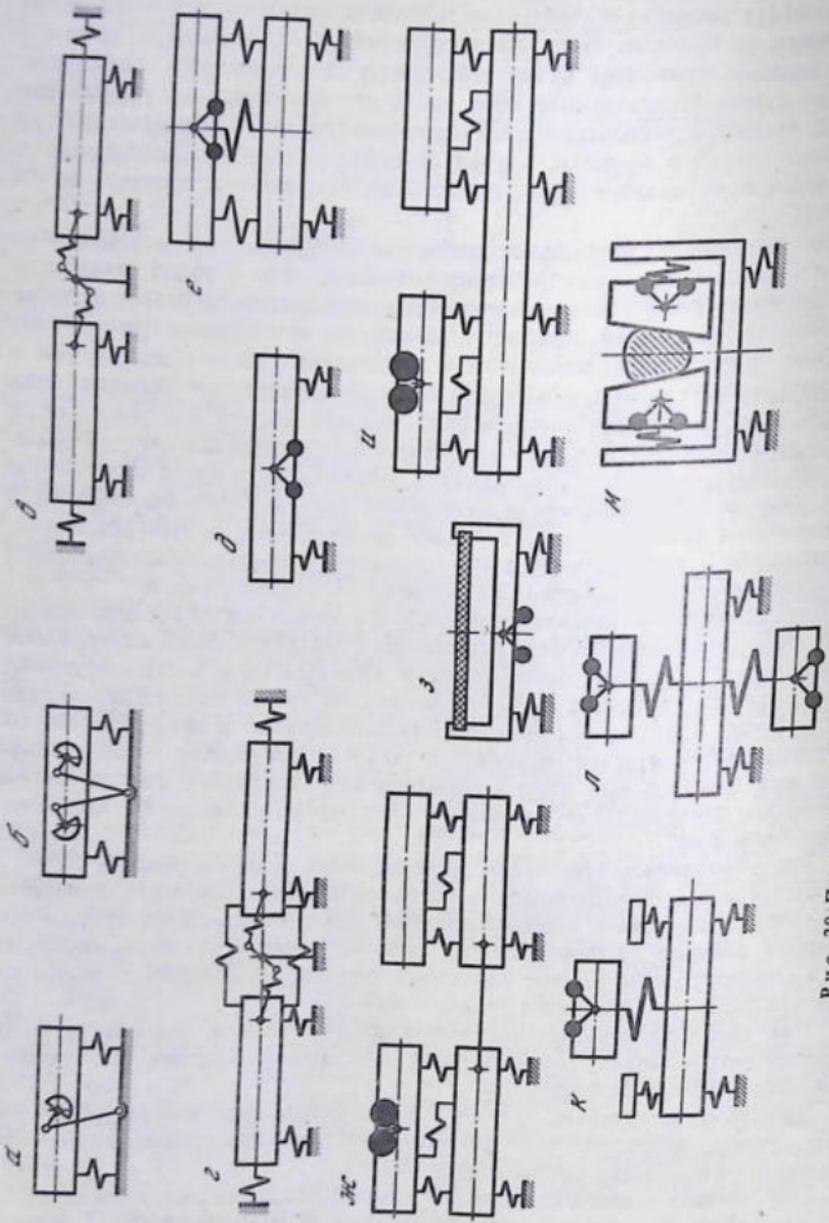
При дальнейшем увеличении жесткости упругих связей восстанавливающие силы становятся больше сил инерции (рис. 37, г), такие вибрационные установки называются дорезонансными. При этом силы в подшипниковых узлах привода начинают вновь возрастать, но уже не вследствие действия сил инерции, а под влиянием восстанавливающих сил и сил сопротивлений упругих связей, одновременно возрастают реакции упругих связей на опорные конструкции. При этом в горнотранспортной машине с инерционным приводом реакция на фундамент больше, чем в установках с эксцентриковым приводом.

Это объясняется тем, что в дорезонансных режимах реакции упругих связей и силы, передающиеся через опоры привода, действуют в противоположные стороны и поэтому частично компенсируют друг друга. Суммарная реакция на фундамент в установке с эксцентриковым приводом и в дорезонансном режиме равна силе инерции колеблющихся масс. Угол сдвига фаз в дорезонансном режиме менее 90° .

Как видно из приведенных многоугольников сил, при помощи упругих связей можно компенсировать только действие сил инерции колеблющихся масс вибрационной машины.

Действие сил сопротивления и обусловленных ими нагрузок на элементы привода возрастает пропорционально жесткости упругой системы и не зависит от настройки вибрационной машины.

На основе проведенного анализа можно сделать некоторые общие выводы в отношении областей применения привода (инерционный или эксцентриковый) и режимов настройки горнотранспортной вибрационной машины. Следует иметь в виду, что приводимые рекомендации делаются примени-



Р и с. 38. Принципиальные схемы виброзащищенных вибрационных машин

тельно к машинам, работающим под небольшими технологическими нагрузками. В дальнейшем эти рекомендации уточняются с учетом производственной нагрузки. В вибрационных горнотранспортных машинах в резонансных режимах существенно уменьшаются реакции на фундамент. В установках с эксцентриковым приводом реакции на фундамент при любой настройке одинаковы и равны силе инерции колеблющихся масс.

Настройка машины на резонансный режим позволяет разгрузить привод от инерционных сил; в резонансном режиме привод преодолевает только силы сопротивления. Однако вследствие того, что резонансные машины имеют жесткую упругую систему, а следовательно, и большие гистерезисные потери, выигрыш в целом может оказаться весьма незначительным. В связи с этим можно предостеречь проектировщиков от чрезмерного и не всегда оправданного увлечения резонансными машинами. Следует учитывать также их нестабильную работу в условиях переменных нагрузок.

Наряду с рассмотренным универсальным способом компенсации сил инерции в подшипниковых узлах привода в некоторых типах вибрационных горнотранспортных машин находят применение специальные способы уравнивания.

Простейшим способом уравнивания сил инерции колеблющихся масс машины и элементов привода в опорных подшипниках привода, применяемых в вибрационных транспортирующих машинах с эксцентриковым приводом, является установка на приводном валу вращающихся уравнивающих грузов (дебалансов). Структурная схема вибрационной транспортирующей машины с уравнивающей вращающейся массой — дебалансом — приведена на рис. 38, а.

Привод располагается таким образом, чтобы линия, соединяющая центры масс грузонесущего органа и рамы, проходила через ось вращения эксцентрикового вала и была параллельна направлению колебаний. На колебательную систему вибрационной транспортирующей машины действуют следующие силы: сила инерции грузонесущего органа $F_{и}$, восстанавливающие силы упругих связей $F_{у}$ и сила инерции вращающейся уравнивающей массы $F_{д}$. Влияние сил сопротивления не рассматривается, так как в данном случае речь идет лишь об уравнивании сил инерции колеблющихся масс.

Как уже отмечалось, при далеко зарезонансной настройке вибрационной машины вследствие установки грузонесущего органа на мягких упругих связях силы его инерции практически не уравниваются и передаются на эксцентриковый вал привода и через подшипниковые узлы раме. Уравнивающая масса устанавливается на валу привода таким образом, чтобы создаваемая ею центробежная сила была направлена в сторону, противоположную действию силы инерции грузонесущего органа. Для этого она должна быть сдвинута по фазе относительно кривошипа на угол 180° . Параметры дебаланса при условии полного уравнивания динамических давлений в подшипниковых узлах опорных подшипников привода определяются из условия $mr = MA$ (где m и r — масса и эксцентриситет дебаланса).

Однако вследствие того что при установке на приводном валу уравнивающей массы создается вращающаяся центробежная сила, на вибрационную транспортирующую машину действует гармоническая возмущаю-

щая сила в направлении, перпендикулярном к плоскости колебаний. Действие этой неуравновешенной силы может оказать неблагоприятное влияние на работу вибротранспортирующей установки. Для уменьшения этой силы обычно на приводном валу устанавливают меньшую уравновешивающую массу, чем это необходимо по условию полного уравновешивания сил инерции.

Таким образом, рассмотренная система может быть использована лишь для частичного уравновешивания динамических сил. Вибрационные транспортирующие машины с таким способом уравновешивания можно рассматривать как системы с комбинированным дебалансно-эксцентрикковым приводом, в котором каждый вид возбудителя создает возмущающую силу, смещенную по фазе на 180° .

Более совершенным является самобалансно-эксцентрикковый привод, который создает возможность полного уравновешивания сил инерции в опорных подшипниках привода. Схема вибрационной транспортирующей машины с таким приводом приведена на рис. 38, б. Самобалансно-эксцентрикковый привод располагается так, что шатуны направлены в плоскости колебаний. Действующие через них на эксцентрикковый вал силы инерции грузонесущего органа уравновешиваются соответствующими составляющими центробежных сил дебалансов. При этом параметры привода должны отвечать условию $2mr = MA$.

Составляющие центробежной силы дебалансов, действующие в перпендикулярной к направлению колебаний плоскости, направлены навстречу друг другу вследствие вращения их в противоположных направлениях и поэтому полностью уравновешиваются. Вибратор рассмотренной конструкции обеспечивает полное уравновешивание динамических сил в опорных подшипниках эксцентриккового вала. Вследствие этого удается устранить передачу сил инерции колеблющихся масс вибромашины через опоры привода на фундамент. И в этом отношении горнотранспортная машина с самобалансно-эксцентрикковым приводом равноценна машине с инерционным приводом. Следует однако иметь в виду, что подшипниковые узлы в рассмотренной системе не разгружаются от действия сил инерции колеблющихся масс в направлении, перпендикулярном к плоскости колебаний.

Динамические силы в кинематических парах эксцентриккового привода вибрационных горнотранспортных машин могут быть уравновешены при помощи поступательно колеблющейся массы. В этом случае вал привода выполняется с двумя эксцентриками, повернутыми друг относительно друга на 180° .

Горнотранспортная вибрационная машина по схеме рис. 38, в состоит из двух последовательно установленных грузонесущих органов, которые опираются через упругие элементы (жесткость которых выбрана по условию околорезонансной работы виброконвейера) на опорную раму. Привод виброконвейера осуществляется эксцентрикковым или гидравлическим вибратором, сообщающим грузонесущим органам колебания в противофазе. Эксцентрикковый вал может быть установлен на одном из грузонесущих органов или на раме горнотранспортной вибрационной машины. Для облегчения пуска виброконвейера и уменьшения пусковой мощности двигателя предусмотрена возможность соединения шатунов привода с грузонесущими органами через упругие элементы.

Вследствие колебаний грузонесущих органов в противофазе реакции основных упругих элементов на опорную раму от первого и второго грузонесущего органа направлены в противоположные стороны. При этом их горизонтальные составляющие полностью уравниваются. Остаются неуравновешенными вертикальные реакции, которые создают на раме возмущающий момент.

Наличие распределенной по всей длине конвейера упругой системы и окolorезонансная настройка обеспечивают равномерное уравнивание сил инерции колеблющихся масс восстанавливающимися силами упругих связей. Вследствие этого по грузонесущему органу, являющемуся силовым элементом, передаются незначительные усилия, необходимые для преодоления лишь сил сопротивления в системе. При окolorезонансных режимах работы удается обеспечить передачу колебаний на значительные расстояния от привода, не опасаясь возникновения паразитных поперечных колебаний грузонесущего органа.

В рассмотренной системе усилия от сил сопротивления в системе через шатуны передаются на подшипниковые узлы эксцентриков. Но так как от правого и левого грузонесущих органов они направлены в противоположные стороны, то они уравнивают друг друга и не передаются на опорные подшипники эксцентрикового вала.

Горнотранспортная вибрационная машина по схеме рис. 38, г состоит из последовательно расположенных грузонесущих органов, установленных при помощи амортизационных упругих элементов, служащих для виброизоляции грузонесущих органов и обеспечения колебаний последних в необходимом направлении, на опорную раму. Жесткость амортизационных упругих элементов принимается возможно меньшей в целях снижения динамических нагрузок, передаваемых на опорную раму. Наличие амортизационных упругих связей и сдвиг по фазе между опорными реакциями от первого и второго грузонесущих органов практически полностью разгружают раму конвейера от динамических нагрузок. Поэтому виброконвейер может устанавливаться на почву без специального antivибрационного крепления.

Между собой грузонесущие органы соединены рабочей упругой системой. Жесткость рабочей упругой системы виброконвейера подбирается из условия работы установки в окolorезонансном режиме. Это весьма важно, так как вследствие значительной длины и больших поперечных размеров грузонесущих органов, определяющихся большой производительностью установки, масса их велика и значительны силы инерции. Компенсация действия сил инерции восстанавливающимися силами основных упругих связей обеспечивает разгрузку привода от динамических давлений, что, в свою очередь, позволяет уменьшить конструктивные размеры силовых узлов привода и снижает непроизводительные затраты энергии. Привод виброконвейера осуществляется эксцентриковым или гидравлическим вибратором, соединенным упругим элементом с грузонесущим органом.

Ниже представлены схемы виброзащищенных вибрационных машин при помощи виброизоляции, уравнивания, применения динамических гасителей колебаний, опирания в неподвижной точке колебательной системы, замыкания рабочих нагрузок на обрабатываемой среде и применения активной компенсации нагрузок от обрабатываемой среды на вибрацион-

ную машину посредством управляемого вибропривода. Существует ряд систем виброизоляции вибрационных машин, характеризующихся различным уровнем снижения действующих в системе динамических нагрузок. Во всех случаях качество виброизоляции тем выше, чем ниже амплитуда колебаний опираемой на несущие конструкции массы и чем меньше жесткость виброизолирующих упругих связей.

По простейшей схеме виброизоляции вибрационная машина опирается на несущие конструкции непосредственно через амортизационные упругие связи (рис. 38, д). Ограничениями для применения такой схемы является невозможность уменьшения амплитуды колебаний опираемой массы, так как она является рабочей и режим ее колебаний задан технологическими требованиями, а также недопустимость реализации резонансных режимов, которые в некоторых случаях являются желательными, так как в этом случае чрезвычайно возрастает жесткость опорных упругих связей.

Поэтому при такой системе виброизоляции машины остается один путь снижения вибрации на рабочем месте — уменьшать жесткость амортизаторов. Однако при этом снижается их несущая способность, что накладывает определенные границы для уменьшения жесткости амортизаторов. В этом отношении весьма эффективны пневмобаллонные амортизаторы; обладая высокой несущей способностью, они имеют малую жесткость. Пневмобаллонные амортизаторы отличаются также высокими шумопоглощающими свойствами.

Большие возможности открывают вибромашины, выполненные по многомассной системе, в этом случае на фундамент опираются более тяжелые реактивные элементы конструкции, которые имеют меньшую амплитуду колебаний, а следовательно, создают пониженные динамические нагрузки на несущие конструкции здания. Такая система виброизоляции позволяет устанавливать рабочие органы вибромашины на реактивные элементы конструкции и сообщать им необходимую по условиям ведения технологического процесса амплитуду колебаний, без опасения превысить нормы по передаче вибрации в окружающую среду. В многомассных системах амплитуды колебаний реактивных элементов вибромашины обратно пропорциональны их массам. Однако увеличению масс реактивных систем кладется предел несущей способностью амортизаторов. Приходится увеличивать их жесткость, а это сводит на нет эффект от увеличения реактивной массы.

Введение в вибрационную систему дополнительной массы на амортизаторах дает возможность устранить опирание рабочих упругих связей на фундамент. При наличии дополнительной массы рабочие упругие связи монтируются между грузонесущим органом и реактивной массой. Для устранения (или значительного уменьшения) передачи динамических нагрузок от колеблющихся масс фундаменту реактивную массу или грузонесущий орган опирают на фундамент при помощи упругих связей (амортизаторов) возможно меньшей жесткости. При этом величина динамических воздействий на фундамент зависит от амплитуды колебаний опираемой массы, жесткости и сил демпфирования амортизирующих упругих связей.

О степени совершенства примененной системы виброизоляции можно судить по величине коэффициента виброизоляции, представляющего собой отношение сил, передаваемых на фундамент виброизолированной и обыч-

ной горнотранспортной вибрационной машиной:

$$\eta = (1 + 4\nu^2 z^2)^{1/2} / [(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2]^{1/2}.$$

Здесь ν — коэффициент демпфирования амортизирующих упругих связей; z — коэффициент расстройки реактивной массы, $z = \omega/p_0$, где p_0 — круговая частота собственных колебаний опорной части вибрационной горнотранспортной машины, установленной на фундамент на амортизирующих упругих связях.

Анализ зависимости коэффициента виброизоляции от соотношения вынужденной и собственной частот опорной части вибромашины, а также от степени рассеяния энергии в амортизирующей упругой системе (величины коэффициента демпфирования) показывают, что качество виброизоляции тем лучше, чем больше соотношение частот и чем меньше демпфирование упругих связей.

Таким образом, для повышения качества виброизоляции вибрационной транспортирующей машины следует по возможности уменьшить жесткость амортизирующих упругих связей и увеличить рабочую частоту колебаний грузонесущего органа. Для изготовления амортизаторов следует использовать упругие элементы с небольшими гистерезисными потерями. В связи с тем, что величина динамических нагрузок, передаваемых вибрационной горнотранспортной машиной на несущие конструкции, пропорциональна амплитуде колебаний опорной части вибромашины, следует всемерно амплитуду уменьшать.

Необходимо, однако, отметить, что по условиям технологии и конструктивным соображениям выполнению указанных рекомендаций кладется известный предел. Поэтому задача обеспечения наиболее совершенной виброизоляции вибрационной транспортирующей машины должна решаться с учетом всего комплекса технологических и конструктивных факторов ее работы.

Следует учитывать, что на качество виброизоляции известное влияние оказывают технологические сопротивления, действующие на грузонесущий орган. Если грузонесущий орган непосредственно опирается на фундамент, наличие сопротивлений не влияет на величину динамических давлений, так как амплитуда его колебаний является заданной в соответствии с технологическим режимом величиной. В том случае, когда реактивная масса устанавливается на фундамент, а на ней свободно располагается грузонесущий орган, силы сопротивления могут оказывать влияние на величину динамических давлений на фундамент.

Если возмущающая сила передается непосредственно грузонесущему органу, что имеет место, например, при установке на нем инерционного вибратора, давления на фундамент не зависят для данной амплитуды колебаний грузонесущего органа от величины диссипативных сил. Если же возмущающая сила сообщается обоим массам вибромашины или в том случае, когда на рабочую массу передается реактивная сила, что имеет место, например, при установке инерционного вибратора на реактивной массе, диссипативные силы обуславливают увеличение амплитуды колебаний массы. Такое явление может иметь также место в двухмассных виброконвейерах с электромагнитными эксцентриковыми приводами.

Рабочие сопротивления на грузонесущим органе вибрационной транспортирующей машины существенно повышают нагрузки на несущие конструкции. В связи с изложенным вибрационные горнотранспортные машины, работающие в условиях больших нагрузок, целесообразно виброизолировать по схеме со свободной реактивной массой. Способ виброизоляции с применением свободных реактивных масс весьма широко используется в вибрационных горнотранспортных установках с электромагнитным приводом и реже — в инерционных.

Структурная схема инерционной виброизолированной горнотранспортной вибрационной установки с реактивной массой, опирающейся на фундамент, представлена на рис. 38, е. Аналогичное устройство имеют эксцентрикковые вибротранспортирующие машины с реактивной рамой, опираемой на фундамент. Недостатком метода снижения вибрации на рабочем месте оператора путем виброизоляции машин подпружиненными реактивными массами является необходимость введения в вибромашину дополнительных, нефункциональных элементов, что усложняет, утяжеляет и в конечном счете удорожает ее.

В этом отношении более совершенными являются уравновешенные вибромашин, рабочие органы которых расположены и колеблются таким образом, что реакции их упругих элементов частично или полностью уравновешиваются на опорной раме. При эксплуатации уравновешенных вибромашин воздействие вибрации на обслуживающий персонал может быть значительно уменьшено или полностью устранено. В рассмотренных конструкциях вибрационных транспортирующих машин опираемые массы совершают колебания, направленные под некоторым углом к горизонтали, поэтому на фундамент передаются как горизонтальные, так и вертикальные опорные реакции. При этом вследствие того, что угол вибрации в вибрационных транспортирующих установках составляет обычно $20-30^\circ$, горизонтальные составляющие опорных реакций значительно больше вертикальных.

В некоторых случаях находят применение секционированные вибротранспортирующие машины, в которых удается уравновесить горизонтальные составляющие опорных реакций на фундамент (рис. 38, з). В таких машинах привод устанавливается только на одной секции; вторая секция приводится в действие реактивными силами. Грузонесущий орган и реактивная масса каждой секции располагаются так, чтобы линия, соединяющая их центры инерции, была параллельна плоскости колебаний. Тяга, соединяющая обе секции, устанавливается таким образом, чтобы линия, проходящая через ее шарниры, пересекала центры инерции обеих секций. При этом центр инерции всей транспортирующей установки находится на оси соединительной тяги, в ее середине. Уравновешивание горизонтальных составляющих динамических давлений происходит в данном случае вследствие колебаний секций в противофазе.

Другим способом снижения вибрации на рабочем месте оператора является уменьшение амплитуды колебаний рабочего органа вибромашин, и для сохранения ее технологической эффективности на рабочем органе делается упругое покрытие (натянутая резина, пневмобаллон и т.д.), которому путем околорезонансной настройки сообщается необходимая по условиям технологического процесса амплитуда колебаний (рис. 38, и).

Уменьшение амплитуды колебаний реактивных элементов вибромашин, в наиболее благоприятных случаях практически полное их устранение, достигается при помощи динамических гасителей колебаний. С этой целью на реактивные массы устанавливаются дополнительные осцилляторы, параметры которых подобраны таким образом, чтобы они, колеблясь в противофазе, устраняли колебания успокаиваемой массы. Принципиальная схема успокоения горизонтальных колебаний несущей рамы вибрационной горнотранспортной установки приведена на рис. 38, к.

Динамическим гасителем колебаний служит масса с упругими связями, которая может являться вторым грузонесущим органом. Несущая рама устанавливается на фундаменте при помощи амортизирующих упругих связей. При резонансной настройке реакция динамического гасителя колебаний на уравновешивающую раму будет равна и противоположно направлена возмущающей силе, создаваемой эксцентриковым вибратором. Однако вследствие того, что эти силы направлены не в одной, а в параллельных плоскостях, будут уравновешиваться лишь горизонтальные составляющие усилий и останется неуравновешенным момент от вертикальных составляющих этих усилий. Поэтому такая система уравновешивания устраняет лишь горизонтальные колебания уравновешивающей рамы. Вертикальные колебания изолируются посредством амортизирующих упругих связей.

Полное устранение колебаний несущей рамы по схеме динамического гасителя колебаний достигается при использовании принципиальной схемы, приведенной на рис. 38, л. Так как в этом случае возмущающая сила проходит строго посередине между силами реакции, создаваемыми динамическим гасителем колебаний, и параллельно им направлена, достигается их полное уравновешивание.

Еще более совершенными являются вибромашины, опирающиеся на раму в неподвижной точке колебательной системы. Для этого колебательная система должна иметь парные элементы конструкции, колеблющиеся в противофазе и соединенные между собой связями. В этом случае на связующем элементе можно выбрать точку, которая в процессе колебаний остается неподвижной, и опереть в ней вибромашину на раму. Для исключения передачи случайных колебаний в точке подвеса дополнительно может быть установлен амортизатор.

Принципиальная схема уравновешивания по такому методу приведена на рис. 38, м. Колебания обеих масс вибрационной машины происходят в противофазе. При этом на соединяющих их упругих связях и шатунах имеются точки, которые при колебаниях системы остаются неподвижными (амплитуда их колебаний равна нулю). В этих точках и осуществляется опирание всей системы на несущую раму. Естественно, последняя не испытывает никаких нагрузок. Опорные точки остаются неподвижными только на холостом ходу вибромашин и при хорошей балансировке колеблющихся масс. При работе вибрационной горнотранспортной машины с нагрузкой эти точки практически никогда не бывают неподвижными не только, как принято считать, вследствие неравномерной загрузки грузонесущих органов, а главным образом вследствие того, что реакции транспортируемого материала на грузонесущие органы действуют со сдвигом фазы в 180° .

Рабочие нагрузки вызывают одностороннюю асимметрию колебаний грузонесущих органов со сдвигом фазы в 180° . Вследствие этого при эксплуатационных нагрузках опорные точки рассматриваемых вибрационных транспортирующих машин совершают некоторые колебания. Для устранения передачи этих колебаний на несущие конструкции опирание машины осуществляется через виброизолирующие упругие связи.

В машинах, в которых значительный вклад в колебания элементов конструкции вносится при взаимодействии рабочего органа с обрабатываемой средой, рассмотренные способы виброзащиты рабочего места оператора оказываются малоэффективными, так как при этом генерируются случайные колебания, содержащие широкий спектр частот. Для защиты от вибрации в подобных ситуациях сформировались два основных метода.

Одним из эффективных методов борьбы с нежелательной вибрацией является замыкание рабочих усилий на обрабатываемой среде между симметричными противофазно колеблющимися рабочими органами. Реализацию этого метода рассмотрим на примере двухщечковых вибрационных дробилок. В дробилке этого типа усилия, создаваемые противофазно колеблющимися щеками, замыкаются на находящемся между ними в камере дробления материале. Щеки устанавливаются на раме при помощи упругих элементов небольшой жесткости. Колебания, возбуждающиеся в процессе взаимодействия, передаются в равной мере на каждую щеку и, так как они колеблются в противофазе, уравниваются на опорной раме. Для предотвращения передачи случайных колебаний рамы на несущие конструкции она устанавливается на амортизаторах (рис. 38, и).

Второй метод заключается в активной компенсации нагрузок от обрабатываемой среды, а следовательно, и возбуждаемых ими колебаний при помощи специальных вибраторов, создающих наряду с основной возмущающей силой дополнительные усилия, направленные противоположно реакциям среды. Если реакции среды имеют упорядоченный характер, может быть применен вибратор с заранее выбранными параметрами. Сущность рассматриваемого метода заключается в таком подборе параметров поличастотного вибратора (в части величины и сдвига фаз возмущающей силы), чтобы его действие по возможности компенсировало влияние нагрузки от обрабатываемой среды и обеспечивало расчетные параметры колебаний рабочего органа. Когда реакции среды носят случайный характер и не могут быть заранее точно оценены, должна быть применена управляющая вибратором система с обратной связью, постоянно осуществляющая его подстройку для компенсации нарушений колебаний рабочего органа под действием реакции обрабатываемой среды.

Анализируя методы виброизоляции и уравнивания сил инерции в вибрационных горнотранспортных машинах, можно отметить следующие основные положения. Основным и наиболее эффективным методом уравнивания динамических давлений в кинематических парах вибрационных транспортирующих машин является компенсация сил инерции колеблющихся масс восстанавливающими силами рабочих упругих связей, т.е. настройка вибросистемы на резонансный режим работы.

Вследствие обеспечения полного уравнивания сил инерции в резонансных режимах оказывается возможным создание тяжелых (высокопроизводительных) быстроходных вибрационных горнотранспортных

машин. Вследствие уменьшения динамических давлений в кинематических парах привода могут быть уменьшены прочностные размеры его деталей или возрастет срок их службы.

В резонансных вибрационных транспортирующих машинах уменьшаются непроизводительные затраты энергии на преодоление вредных сопротивлений в системе привода за счет снижения нагрузки на подшипниковые узлы. При использовании упругих связей с малыми внутренними сопротивлениями могут уменьшиться и общие непроизводительные затраты энергии в машине.

Для виброизоляции и уравнивания динамических давлений на несущих конструкциях вибрационных транспортирующих машин используются разнообразные системы виброизоляции и уравнивания сил инерции грузонесущего органа при помощи амортизирующих упругих связей и поступательно движущихся реактивных масс. Следует отметить, что если системы виброизоляции обеспечивают лишь снижение уровня передачи динамических давлений на несущие конструкции, то системы опирания в неподвижной точке вибрационной машины в принципе обеспечивают полное устранение передачи динамических нагрузок на несущие конструкции. Системы уравнивания также допускают полное устранение передачи динамических нагрузок на опорные конструкции, однако сам несущий элемент вибромашины, на который прикладываются уравнивающие динамические нагрузки, работает в более тяжелых условиях.

При выборе системы виброизоляции или уравнивания для вибрационной горнотранспортной машины, создаваемой для работы в стесненных подземных условиях, следует руководствоваться также соображениями о возможности создания малогабаритной компактной конструкции.

Проектирование виброзащитной вибрационной машины производится методом многокритериальной оптимизации на основе формализации задачи. Для этого рассмотренные схемы вибрационных машин объединяются в одну обобщенную схему, и ее поведение описывается системой дифференциальных уравнений. Можно описать дифференциальными уравнениями каждую из рассмотренных схем в отдельности и систему полученных уравнений рассматривать в качестве математической формализации обобщенной схемы виброзащитной машины. В обоих случаях с использованием метода многокритериальной оптимизации оказывается возможным выбрать не только оптимальные параметры в пределах одной схемы, но и осуществить выбор оптимальной структуры на основе рассмотренных схем в соответствии с заданными критериями качества.

Технологический процесс, осуществляемый вибрационной машиной, аппроксимируется регрессионной моделью. Имея полное математическое описание обобщенной схемы виброзащитной машины и технологического процесса, устанавливают ограничения на параметры машины и технологического процесса.

Кроме параметрических ограничений, могут быть назначены функциональные ограничения на технологический процесс или конструкцию вибрационной машины. Для оценки показателей вибромашины устанавливаются локальные критерии качества, которые относятся как к параметрам технологического процесса, так и конструктивным параметрам вибромашины.

Например, для виброзащищенной вибрационной транспортирующей машины такими критериями могут быть амплитуда и частота колебаний грузонесущего органа, горизонтальные и вертикальные составляющие динамических реакций на опорные конструкции, соотношение моментов двигателя в пусковом и установившемся режимах, скорость транспортирования и т.д.

Для оценки важности локальных критериев качества проектировщиком вырабатывается структура назначений на множестве критериев. Это осуществляется путем присваивания определенного веса каждому из критериев. Значение коэффициента предпочтения определяет важность того или иного критерия. Таким образом, получают вектор весовых коэффициентов, определяющий структуру предпочтений. Решение задачи оптимизации осуществляется итеративным методом.

По рассчитанным значениям каждого критерия строятся таблицы испытаний, в которых критерии качества располагаются в порядке убывания, т.е. на первое место ставится лучшая модель по данному критерию. Так как каждой модели соответствует определенный набор параметров, зашифрованный в номере испытаний, то из рассмотрения таблиц испытаний можно видеть, что необходимо сделать, чтобы получить наилучшую машину по тому или иному критерию качества.

УСТРОЙСТВО, КОНСТРУКЦИИ, МЕТОДЫ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ И ВОЛНОВЫХ МАШИН

4.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Современные горнотранспортные вибрационные машины представляют собой сложные системы, работа которых определяется характером взаимодействия с обрабатываемым продуктом и управляющим ею человеком — оператором. Эффективное взаимодействие с внешней средой, которая может оказать как упорядоченное, так и стохастическое воздействие, и согласованная работа с человеком-оператором являются основой продуктивной работы машины.

Совершенство современной горнотранспортной вибрационной машины и степень соответствия ее существующему уровню развития техники определяются тем, сколь полно она отвечает предъявляемым к ней многочисленным, зачастую противоречивым требованиям, таким, как высокая энерговооруженность при пониженной энергоемкости, малая удельная материалоемкость при одновременной высокой надежности и работоспособности, небольшие габариты, сочетающиеся с высокой прочностью, устойчивость в работе, высокий коэффициент полезного действия, защита окружающей среды от вибрации, шумов, вредных выбросов и других неблагоприятных воздействий.

Создание современной горнотранспортной вибрационной машины или вспомогательного вибрационного оборудования представляет собой чрезвычайно ответственный и многогранный процесс. При проектировании внимание направляется не только на сам разрабатываемый объект, но все в большей мере на те изменения, которые должно претерпеть производство в ходе освоения и использования новых машин и установок. Так, разработка вибрационного выпуска и доставка руды оказали существенное влияние на изменение технологии подземной добычи. Современное массовое производство и высокая стоимость машин обуславливают высокие убытки от создания и использования в промышленности неоптимальных конструкций.

В соответствии с этим проектирование новой машины должно содержать в себе существенный элемент научного прогноза тех событий и тех изменений, которые произойдут при ее внедрении в соответствующей технологической системе горного производства. Только в случае правильной оценки тенденций развития и учета всего комплекса требований развития отрасли создание новой машины обеспечит достижение желаемого результата — планируемого прогресса в соответствующей технологической системе, значительного повышения производительности и улучшения условий труда, реализации новых технологических процессов и т.д.

В то же время традиционные методы проектирования оказываются малоэффективными при решении проблем создания горнотранспортных вибрационных машин и конструкций качественно нового уровня, базирую-

щихся на принципиально новых, существенно более прогрессивных принципах, значительно отличающихся от существующих образцов, что усложняет использование и интерполяцию имеющегося опыта. Создание качественного проекта машины требует от проектировщика всестороннего рассмотрения конструкции с различных точек зрения, в первую очередь должны увязываться с тенденциями развития отрасли, прогнозироваться и оцениваться последствия внедрения в производство проектируемой машины, а сама конструкция должна удовлетворять многочисленным, в большинстве случаев противоречивым требованиям.

Решение этой задачи традиционными методами проектирования осуществляется путем проработки нескольких альтернативных вариантов. Следует отметить, что традиционные подходы даже в принципе не могут дать конструктору полное представление о возможностях машины, так как они требуют рассмотрения очень большого количества вариантов, а следовательно, больших затрат труда и времени на их разработку.

Метод многокритериального оптимального проектирования в режиме диалога проектировщика с ЭВМ и использованием ЛП поиска позволяет ограничиться неизмеримо меньшим их количеством, но в то же время обеспечивает равномерный обзор основных вариантов конструкции, гарантируя получение исчерпывающей информации. Это ускоряет процесс проектирования и обеспечивает выбор лучшей конструкции. Повышение эффективности процесса и сокращение времени анализа альтернативных вариантов конструкции позволяет в целях поиска наиболее удачных решений не только расширить область обзора, но и применить второй оригинальный прием — исследовать альтернативные варианты структуры объекта. Если в допустимой области параметров данной конструктивной схемы машины не обнаруживаются варианты, удовлетворяющие требованиям, производится переход к принципиально новой схеме.

Возможность перебора различных структурных вариантов машины открывает перспективы разработки изделий качественно нового уровня. Широкое применение ЭВМ позволяет не только просматривать альтернативные варианты конструкции, но и осуществлять постановку задачи о выборе оптимальных параметров машины.

При создании традиционными методами конструкций, которые должны удовлетворять многочисленным противоречивым требованиям, конструктор зачастую сталкивается с непреодолимыми трудностями при обосновании постановки задачи — что считать критериями качества, как назначить функциональные ограничения, в какой мере можно один критерий принести в жертву другому, как определить допустимое множество вариантов конструкции машины и т.д. При использовании метода выбора оптимальных параметров ресурсные возможности, эффективность, полнота удовлетворения требований заказчика выясняются в процессе диалога конструктора с ЭВМ — обоснованно определяются параметрические, структурные, функциональные и критериальные ограничения, а также допустимое множество вариантов конструкции машины.

Как уже отмечалось, к современным горнотранспортным вибрационным машинам и установкам, предназначенным для эксплуатации в экстремальных условиях, предъявляются многочисленные, зачастую противоречивые требования. Однако традиционные методы конструирования в большинстве

случаев допускают улучшение одного, выбранного в качестве более важного критерия, например увеличивают энерговооруженность, в то время как на другие показатели — динамическую устойчивость, вибронагруженность и т.д. — накладывают ограничения, лишь бы их значения не превосходили приемлемого уровня.

Существующие методы проектирования не позволяют создавать совершенные одновременно по многим показателям машины. Возможности разработанных на их основе горнотранспортных вибрационных машин и вспомогательного оборудования по большинству критериев используются не полностью, зачастую неясно даже, в какой степени и какие существуют возможности улучшения изделия. Не всегда очевидно, какой из критериев следует принять за основной. При использовании метода многокритериального оптимального проектирования количество критериев качества не ограничивается.

Конструктор может создавать горнотранспортные вибрационные машины, отвечающие одновременно многим десяткам противоречивых требований и выбирать из числа возможных вариантов конструкций наилучший. Практическое применение метода многокритериального проектирования горнотранспортного вибрационного оборудования обеспечивается разработанными и приведенными ниже специально для этих целей методами диалога конструктора с ЭВМ.

Процесс проектирования начинается с того, что ЭВМ по разработанной программе "конструирует" варианты создаваемой горнотранспортной вибрационной машины и дает им оценку по каждому критерию качества. Варианты конструкции представляются в виде таблиц испытаний, в которых на первом месте стоит лучшая модель по данному критерию, т.е. критерии качества располагаются в порядке убывания. Так как каждой модели соответствует определенный "набор" параметров, зашифрованный в номере испытаний, то конструктор, просматривая таблицу, видит, что нужно сделать, чтобы получить наилучшую машину по тому или иному критерию качества.

Как правило, нет горнотранспортных вибрационных машин, оптимальных по всем критериям одновременно. Поэтому результаты анализа таблиц испытаний используются для обоснования компромиссного решения. Имея данные о возможностях конструкции по каждому критерию качества, конструктор совместно с заказчиком может обоснованно назначить ограничения по каждому критерию, которые, с одной стороны, практически достижимы, а с другой — удовлетворяют заказчика. Далее ЭВМ проверяет, существуют ли конструкции, отвечающие всем ограничениям одновременно. Такие конструкции и составляют допустимое множество моделей. Из области допустимого множества конструкций проектировщик совместно с заказчиком выбирает оптимальную модель.

Если в результате расчетов выявляется, что ни одна из "сконструированных" ЭВМ горнотранспортных вибрационных машин не отвечает всем предъявляемым к ней требованиям, конструктор может с согласия заказчика несколько ослабить ограничения. Если требования жесткие и не могут быть изменены, конструктор помогает ЭВМ найти приемлемое решение за счет расширения области параметров машин. В случае, когда и эта мера не достигает результата, пересматривается структура проектируемой маши-

ны. Как правило, на этом пути не только удастся создать приемлемые модели, но и коренным образом улучшить их показатели. Исследование и преобразование структуры объекта, осуществляемые с использованием разработанного метода, позволяют создавать горнотранспортные вибрационные машины и вспомогательное вибрационное оборудование качественно нового уровня.

4.2. УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Область применения вибрационных горнотранспортных машин обуславливается их специфическими конструктивными и эксплуатационными особенностями, существенно отличающимися их от других видов непрерывного транспорта. Основными достоинствами вибрационных горнотранспортных машин, обеспечивающими их эффективное применение, являются: отсутствие измельчения перемещаемого груза в процессе транспортирования, незначительный износ грузонесущего органа, возможность работы под завалом, простота конструкции транспортных установок, практически полное отсутствие трущихся и быстроизнашивающихся деталей, легкость обслуживания и ухода, невысокая энергоемкость, безопасность эксплуатации, возможность загрузки и разгрузки в любой точке става, а также возрастание эффективности при транспортировании под уклон.

Возможность применения герметичных грузонесущих органов делает их незаменимыми при перемещении пылящих, ядовитых, газлирующих, горячих и других труднотранспортируемых грузов. Важной особенностью вибрационных конвейеров является возможность совмещения процесса транспортирования с технологической обработкой перемещаемого груза, например сушкой, классификацией, гранулированием, обеспыливанием. В зависимости от условий эксплуатации вибрационные горнотранспортные машины могут быть либо равноценными другим видам непрерывного транспорта, либо оказываться практически незаменимыми, как это имеет место, например, при выпуске руды из горных выработок или загрузке магистральных ленточных конвейеров абразивным кусковатым грузом, доставке породы под уклон при проходке и т.д.

Основными факторами, определяющими целесообразность применения того или иного типа вибрационного конвейера являются следующие.

Обеспечение безопасности труда. На ряде предприятий горной промышленности в шахтах, карьерах, на обогатительных фабриках, где производится перемещение пылящих, абразивных, хрупких материалов, работы ведутся в стесненных условиях, вибрационные конвейеры в специальном исполнении оказываются во многих случаях наиболее рациональным видом транспорта, обеспечивающим безопасные и благоприятные условия труда для обслуживающего персонала.

Физико-механические и химические свойства транспортируемых грузов. Вибротранспорт оказывается целесообразным при перемещении высокоабразивной крупнокусовой горной массы, мелкодисперсных материалов, так как, с одной стороны, принцип его работы и конструктивное выполнение обуславливают низкую интенсивность износа рабочего органа, а с другой — позволяют принимать в особых случаях специальные

меры, такие, как установка герметических грузонесущих органов, применение резиновых износ- и удароустойчивых покрытий и пр. Вибрационными конвейерами могут перемещаться как насыпные, так и штучные грузы.

Простота осуществления автоматизации работы. Основным элементом автоматизации вибрационных горнотранспортных машин является автоматическое регулирование их производительности или режима перемещения транспортируемого материала. Так, например, в питателях осуществляются автоматическое поддержание постоянной объемной или весовой производительности или определенное ее изменение в зависимости от хода того или иного технологического процесса.

В транспортно-технологических вибрационных машинах — виброохладителях или вибросушилках — может автоматически регулироваться режим транспортирования (скорость перемещения, интенсивность подбрасывания материала и т.д.) в соответствии с ходом процесса сушки или охлаждения. С точки зрения использования в автоматизированных производственных комплексах исключительно широкие перспективы представляют вибрационные транспортирующие машины с электромагнитным приводом. В автоматических металлообрабатывающих или механических сборочных линиях вибрационные конвейеры и бункеры используются для порционной подачи заготовок, крепежа или элементов конструкции. На обогатительных фабриках горной промышленности вибрационные конвейеры и питатели находят применение в программных системах для дозированной подачи разнообразных компонент данного производства.

Совмещение технологических процессов с одновременным перемещением груза. Вибрационный транспорт представляет большие перспективы в отношении создания комбинированных транспортно-технологических установок. В таких установках в процессе перемещения производятся сушка, охлаждение, рассев, обезвоживание, обеспыливание и т.д. транспортируемого груза. Вибрационные конвейеры и бункеры для перемещения штучных грузов осуществляют их предварительную ориентацию перед подачей на сборку или в дальнейшую обработку.

Так, например, для вибрационного упрочнения горнорезущего инструмента находят применение транспортно-технологические вибрационные машины. Могут производиться отбраковка некондиционных деталей или вибрационная обработка с целью улучшения поверхностной структуры металла. В то же время эти установки просты в конструктивном отношении, компактны и имеют невысокую стоимость.

Направление и расстояние транспортирования, высота подъема. Вибрационные горнотранспортные машины применяются обычно для транспортирования на небольшое расстояние, как правило, не превышающее 80—100 м. Наиболее целесообразно использовать вибрационные горнотранспортные машины большинства типов для транспортирования на расстояние до 30—50 м, так как в этом случае могут быть применены более простые в конструктивном отношении и более надежные в эксплуатации однопроводные установки. В последнее время разработаны вибрационные конвейеры уравновешенной конструкции длиной до 100 м на один привод.

Однако не исключена возможность увеличения длины вибрационных конвейеров сверх отмеченных оптимальных величин. Так, при жестком

соединении последовательно нескольких конвейеров и соответствующем обеспечении синхронной работы их приводов или при применении гибкого соединения (в этом случае нет необходимости синхронизировать работу приводов) принципиально возможно обеспечить перемещение вибро-транспортом на любое желаемое расстояние. В практике известно применение транспортных систем, составленных из нескольких вибрационных конвейеров. Но при этом может оказаться, что по совокупности определяющих факторов более целесообразно использовать какой-либо другой тип транспорта, например ленточный конвейер.

Важным фактором является также направление транспортирования. Так, например, вибрационные конвейеры с винтовым желобом (вибро-подъемники) при перемещении грузов вертикально вверх на небольшую высоту (до 12 м на один привод) в ряде случаев успешно конкурируют с элеваторами и другими установками для вертикального транспортирования. Виброподъемники допускают одновременный раздельный подъем нескольких различных грузов. Вибрационные подъемники тяжелого типа успешно применяются в замкнутых циклах дробления горнообогатительных комбинатов для возврата циркуляционной нагрузки в конусную дробилку, заменяя транспортные линии из ленточных конвейеров. Применение виброподъемников обеспечивает большую экономию производственных площадей.

В то же время в тех случаях, когда необходимо изменять направление транспортирования, может применяться только ограниченное количество типов вибрационных конвейеров, допускающих реверсирование (электромагнитные и уравновешенные с эксцентриковым приводом).

Потребная производительность. Протяженные горнотранспортные машины выпускаются на небольшую (10–15 м³/ч) и среднюю (до 200 м³/ч) производительность. Это имеет место вследствие того, что вибрационные транспортирующие машины характеризуются сравнительно низкой скоростью транспортирования (в типовых конструкциях не выше 0,6 м/с) и имеют ограничения по величине поперечного сечения грузонесущего органа. В то же время для вибрационных питателей, где нет ограничений на ширине грузонесущего органа, и виброустановок для выпуска руды, работающих с подпором горной массы, производительность 300–400 м³/ч является обычной. Производительность некоторых питателей-грохотов для загрузки мощных магистральных конвейеров достигает 1000–1500 т/ч, известны и более крупные установки на производительность 3000 т/ч.

Прочие условия. К ним относятся величина и форма имеющегося для установки горнотранспортной машины пространства, характер горной выработки, тип и конструкция здания, удобство взаимного расположения транспортных устройств и рабочих агрегатов, степень запыленности или влажности помещения, наличие или отсутствие в нем паров или газов, температура окружающей среды и т.д. Имеет значение также место работы установки: в закрытом (отапливаемом или неотапливаемом) помещении или под открытым небом. В последнем случае следует считаться с климатическими условиями, например с обслуживанием и смазкой механизмов, промерзанием резиновых упругих элементов, с обмерзанием деталей механизмов и грузов в штабелях, бункерах и пр.

Вибрационные конвейеры при небольших и средних производитель-

ностями характеризуются сравнительно компактной конструкцией и могут устанавливаться в весьма стесненных условиях. При установке в запыленных помещениях применяются конвейеры с герметизированным приводом. Выпускаются также вибрационные конвейеры во взрывобезопасном исполнении. Вибрационные конвейеры удобны также в отношении обеспечения загрузки рабочих машин, так как они допускают разгрузку перемещаемого груза в любой точке транспортирующего органа.

Окончательное решение о выборе вибрационной горнотранспортирующей машины должно приниматься после оценки ее с экономической точки зрения. Экономическая оценка должна производиться по величине капитальных затрат и эксплуатационным расходам. При этом следует принимать вибрационные горнотранспортные машины в тех случаях, когда они являются более эффективными по совокупности технических и экономических факторов. Следует отметить, однако, что зачастую вибрационные транспортирующие машины применяют в целях обеспечения нормальных условий труда, даже когда они не обеспечивают более высокой экономичности.

В соответствии с областью применения в горной промышленности реализуются те или иные преимущества вибрационного транспорта. Например, для рудной промышленности наиболее важны способность вибрационных транспортирующих машин противостоять абразивному износу и возможность перемещать крупнокусковые грузы (более 1 м в поперечнике). Для угольной промышленности существенны "бережное" перемещение груза и ничтожное измельчение его в процессе транспортировки. Успех внедрения вибрационного транспорта в немалой степени зависит от правильности выбора области его рационального применения и соответствующего конструктивного оформления вибрационных транспортирующих машин.

В горной промышленности для ряда специальных условий эксплуатации, в частности для транспорта по коротким наклонным выработкам, где наиболее полно реализуются достоинства вибрационного транспорта и где используемые средства транспорта не обеспечивают необходимой эффективности, создаются вибрационные конвейеры шахтного типа. Прежде всего шахтные вибрационные конвейеры для транспорта на пологих пластах (для угла наклона 0—17°), которые составляют значительную часть разрабатываемых пластов в Советском Союзе.

В этих условиях самотечный транспорт не может быть применен, применение же других видов транспорта, в частности скребковых конвейеров, не всегда является эффективным. В то же время доставка под уклон является наиболее целесообразной областью применения вибрационного транспорта, так в этих условиях значительно повышается производительность вибрационных конвейеров, снижаются их удельная металлоемкость и энергоемкость, упрощается конструктивное выполнение. Должны получить применение перегрузочные виброконвейеры, которые вследствие небольшой (а в специальных конструкциях и "нулевой") высоты погрузки позволят коренным образом упростить узел перегрузки из лавы на штрековый конвейер.

Одновременно применение вибрационных перегрузочных конвейеров в комплексе со скребковыми позволит решить такую важную задачу, как устранение заштыбовки нижней ветви скребкового конвейера. Вибрационные расштыбовщики на разгрузочных головках скребковых кон-

вейеров снижают сопротивления движению и устраняют порывы тяговой цепи. Самозагружающиеся виброконвейеры в легком исполнении повышают производительность и облегчат труд проходчиков, особенно при проходке бремсбергов снизу вверх. Легкие виброконвейеры-бункеризаторы обеспечивают укладку породы в раскоску при проходке выработок широким ходом.

Перечисленные виды конвейеров для снижения их веса могут изготавливаться с широким применением стеклопластика. Следует отметить, что вследствие небольшого абразивного износа грузонесущие органы вибрационных конвейеров могут изготавливаться без армировки, что существенно упрощает технологию их изготовления и снижает стоимость.

Создание надежных шахтных вибрационных конвейеров и применение их там, где это окажется возможным и целесообразным, позволит более рационально использовать поперечное сечение транспортной установки вследствие отсутствия тяговых цепей, свести до минимума быстроизнашивающиеся узлы, устранить редукторы. В свою очередь, это облегчит уход, увеличит долговечность и снизит аварийность, сведет до минимума измельчение перемещаемого груза вследствие отсутствия тягового органа и небольшой высоты пересыпки с конвейера на конвейер, что важно при транспортировании антрацита, исключит опасность травматизма.

Вибрационные конвейеры, снабженные неподвижными бортами, наряду со своими основными функциями могут использоваться также в качестве промежуточных аккумулирующих емкостей. Выполненные расчеты показывают, что применение под лавой вибрационных бункеров-конвейеров небольшой емкости (около 8—10 м³) позволяет на 90% выравнять грузопоток, вследствие чего уменьшается просыпь груза со штрекового конвейера и оказывается возможным применение конвейеров меньшей производительности.

Весьма важной является задача создания вибрационных конвейеров для рудной промышленности, где практически отсутствуют средства непрерывного транспорта. В то же время высокая абразивность и наличие крупных кусков не создают условий для эффективного применения существующих видов конвейеров для доставки руды. Вибрационный же транспорт, мало подвергаемый абразивному износу и способный вследствие отсутствия тягового органа и мощного исполнения грузонесущего органа перемещать крупнокусковые грузы, может оказаться весьма эффективным.

Вибрационные конвейеры являются составными элементами комплексов для выпуска и доставки руды. Секционные виброконвейеры могут быть успешно использованы для работы под завалом. Причем для обеспечения эффективной работы включаться может лишь часть секций у разгружаемого конца завала. Возможность простого укорачивания открывает перспективы применения вибрационных конвейеров при системах разработки с горцовой выемкой.

На машиностроительных предприятиях, выпускающих горное оборудование, вибрационными конвейерами транспортируются вынутые из опок отливки, заготовки, подаваемые к металлообрабатывающим станкам, вибробункерами подается крепеж на линии сборки и др. Вибрационные транспортно-технологические машины используются для упрочнения горно-режущего инструмента.

4.3. ВИБРАЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

4.3.1. УСТРОЙСТВО, КОНСТРУКЦИИ, ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРАЦИОННЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Вибрационные конвейеры с эксцентриковым и гидравлическим приводом

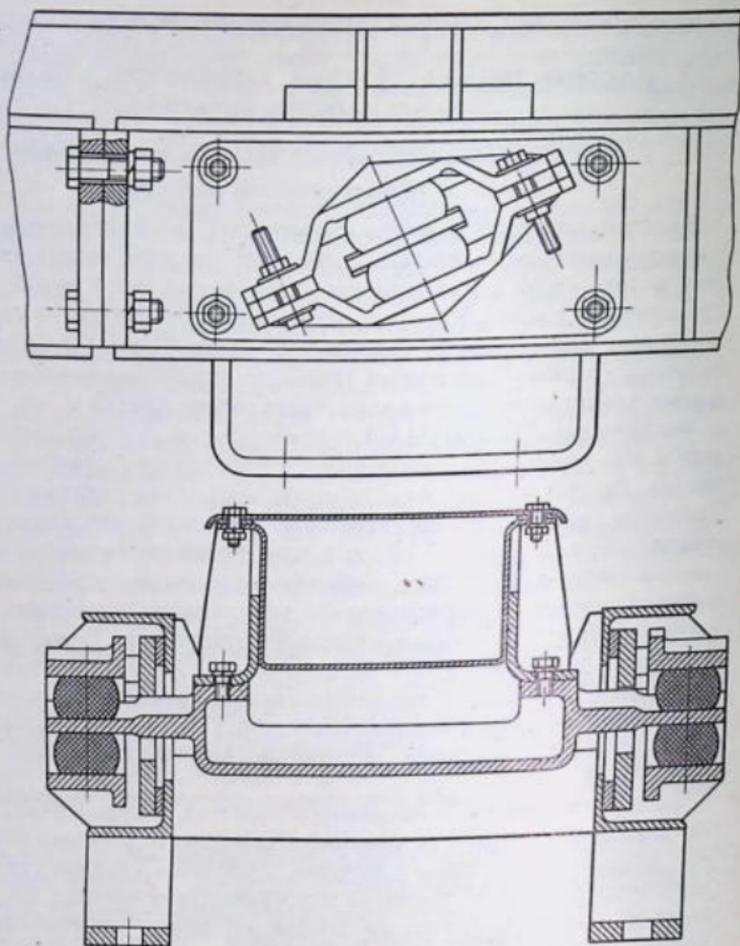
В настоящее время серийно выпускается ряд вибрационных конвейеров с эксцентриковым и отдельные образцы машин с гидравлическим приводом, в том числе с продольным уравниванием колеблющихся масс. Структурные схемы, которые обеспечили в значительной степени уравнивание динамических давлений в узлах привода и опорных реакций на опорную раму при малых габаритах конструкции в отсутствие специальных уравнивающих масс, были рассмотрены в п. 3.4.

Институтом ВНИИПТМАШ разработаны и серийно выпускаются вибрационные конвейеры различных типоразмеров с эксцентриковым приводом. По устройству они представляют собой одномассные неуравновешенные установки, двухмассные виброизолированные с реактивной рамой, двухмассные с продольным уравниванием колеблющихся масс, а также трехмассные виброизолированные с продольным и полным уравниванием колеблющихся масс. Неуравновешенные конвейеры — наиболее простые в конструктивном отношении. Характерными представителями устройств этого типа служат вибрационные конвейеры КВЖГ-2001 и КВЖГ-200МП. В конвейерах первого выпуска грузонесущий орган установлен на раме, в модернизированных установках грузонесущий орган установлен внутри рамы, вследствие чего снизилась высота конвейера (рис. 39, а).

Модернизированный конвейер состоит из несущей рамы, выполненной из швеллеров; вдоль с определенным шагом установлены кронштейны для крепления резиновых упругих элементов. Грузонесущий орган имеет желобчатый профиль и плотно закрывающуюся крышку для перемещения пылящих грузов. Желоб на болтах крепится к поперечным пустотелым литым кронштейнам, которые зажимаются в раме между резиновыми упругими элементами. Рама на стойках крепится к фундаменту. Привод установлен в конце конвейера с загрузочной стороны грузонесущего органа, имеет один шатун с резинометаллическим шарниром. На одном из концов эксцентрикового вала установлен шкив, на втором — маховик (рис. 39, б). Электродвигатель расположен над приводом и соединен с эксцентриковым валом клиноременной передачей.

Конвейеры типа КВЖГ-200М представляют собой продольно-уравнивленную конструкцию. Они выполнены из двух грузонесущих органов, установленных на общей раме. Привод установлен в средней части конвейера на консоли, смонтированной на раме конвейера. Эксцентриковый вал неподвижен, имеет два эксцентрика, развернутых по отношению друг к другу на 180° . Шатуны соединены с грузонесущими органами резинометаллическими шарнирами и сообщают противофазные колебания грузонесущим органам.

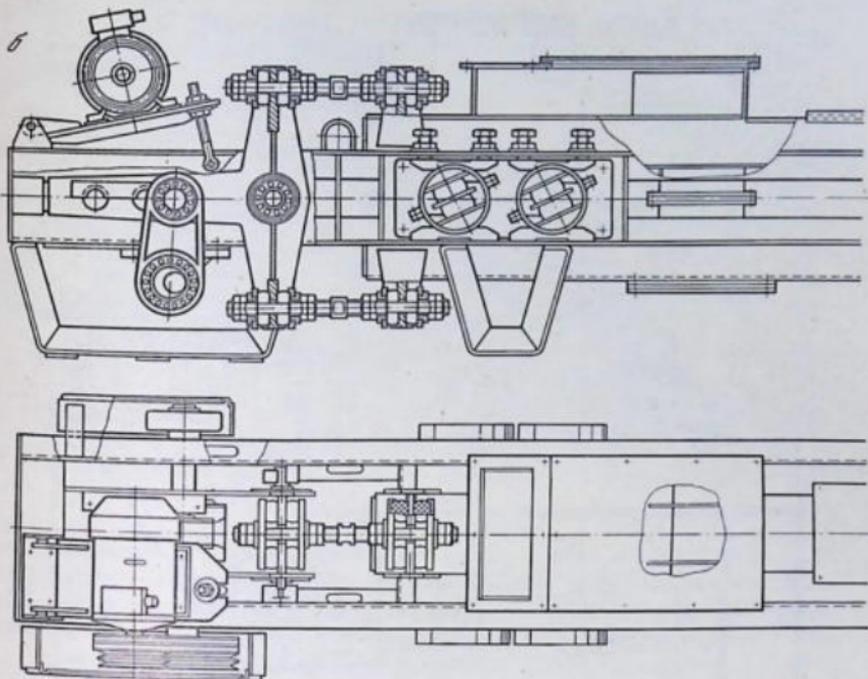
В процессе транспортирования в средней части груз пересыпается с одно-



Р и с. 39. Вибрационный конвейер КВЖГ-200 М (а) и эксцентриковый привод (б)

го грузонесущего органа на другой. Уравновешенные конвейеры выполняются и с грузонесущими органами, расположенными один над другим. Оба грузонесущих органа опираются посредством резиновых упругих элементов на раму. Эксцентриковый вал привода жестко установлен на раме и сообщает грузонесущим органам противофазные колебания. В различных местах по длине нижний и верхний грузонесущие органы снабжены разгрузочными устройствами, позволяющими выгружать транспортируемый материал в обе стороны желоба [31].

В настоящее время вибрационные конвейеры выпускаются не только для транспортирования по горизонтали или с небольшим подъемом, но и для перемещения материалов вертикально вверх. В качестве такого средства вертикального транспорта, в ряде случаев заменяющего ковшовые элеваторы, используются вибрационные конвейеры с грузонесущим орга-

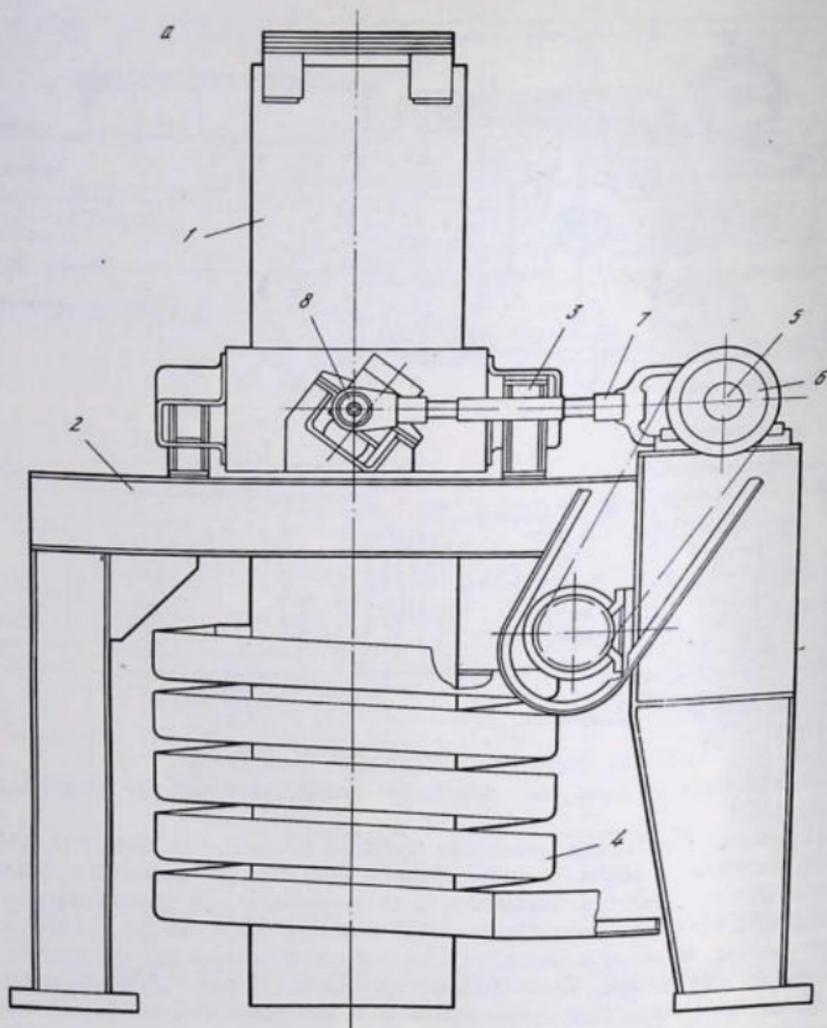


ном, расположенным по винтовой линии, имеющей небольшой угол подъема.

Грузонесущий орган конвейера крепится обычно на центральной опорной колонне, которая, в свою очередь, при помощи пружин или каких-либо других упругих элементов устанавливается или подвешивается к опорным конструкциям. Центральной колонне с укрепленным на ней грузонесущим органом сообщается сложное колебательное движение, состоящее из крутильных колебаний вокруг оси колонны и колебаний, направленных по ее оси. Вибраторы крепятся к центральной колонне таким образом, что колебания ее происходят в плоскости, направленной под углом (обычно около 20°) к направлению транспортирования груза.

Принцип перемещения груза в вибрационных конвейерах с винтовым грузонесущим органом аналогичен обычному вибрационному конвейеру, так как винтовой желоб в развернутом виде представляет собой желоб прямолинейного наклонного вибрационного конвейера, транспортирующего материал с подъемом. При этом угол подъема соответствует углу навивки винтовой линии желоба. При выборе угла навивки желоба конвейера необходимо учитывать, что с его возрастанием, как отмечалось, падает производительность конвейера, а при уменьшении угла навивки для той же высоты подъема возрастает длина желоба, а следовательно, и его вес.

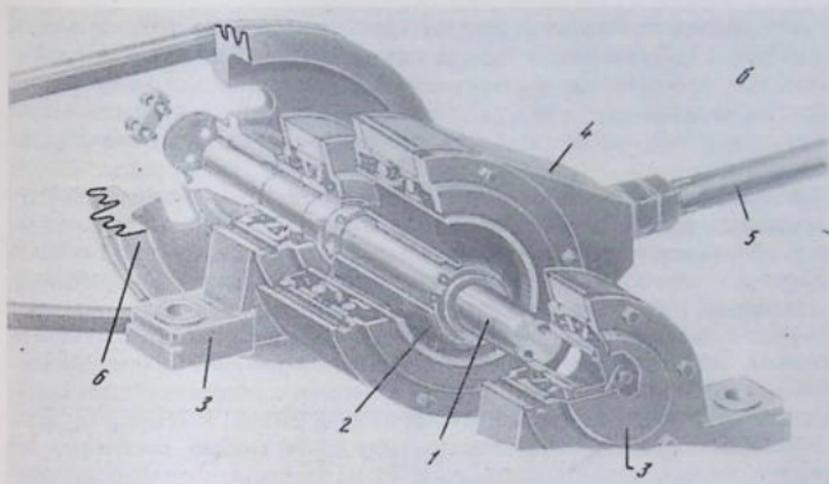
Возрастание длины желоба вызывает, в свою очередь, увеличение веса конструкции и затраты энергии на транспортирование. Поэтому, если электровибрационный конвейер предназначается только для транспортных



Р и с. 40. Винтовой вибрационный конвейер с эксцентриковым приводом
а – общий вид; *б* – привод

целей (в данном случае подъема), угол наклона спирали выбирают исходя из условия совпадения двух основных требований – достижения возможно большей скорости материала в вертикальном направлении и возможно малых длины и веса желоба. Если спиральный конвейер используется для технологических целей – классификации, сушки, химической обработки или при теплообменных процессах, то угол подъема устанавливается в зависимости от требуемой продолжительности пребывания материала на конвейере.

В качестве привода вибрационных конвейеров с винтовым грузонесущим органом наряду с другими типами находят применение эксцентрико-



вые вибраторы. На рис. 40 изображен вибрационный винтовой конвейер с эксцентриковым приводом, предназначенный для перемещения мелкодисперсных грузов. Конвейер состоит из несущей трубы 1, которая в верхней части установлена на раме 2 при помощи четырех резиновых упругих элементов 3, работающих на сдвиг. Грузонесущий орган 4 навит на несущую трубу 1. Эксцентриковый привод расположен в верхней части конвейера и состоит из приводного вала 5 с установленными на нем эксцентриками 6, сдвинутыми друг относительно друга на угол 180° . На эксцентрики насажены шатуны 7, свободные концы которых при помощи резиновых шарниров 8 крепятся к кронштейнам упругих элементов, жестко закрепленных на несущей трубе. Вследствие смещения эксцентриков шатуны сообщают трубе крутильные колебания вокруг ее центра. При этом вследствие установки упругих элементов под углом к оси трубы возбуждаются также ее вертикальные колебания.

Максимальная строительная высота вибрационных винтовых конвейеров достигает 8 м и зависит от величины колеблющихся масс, а также мощности и параметров вибраторов. При необходимости транспортировать на большую высоту соединяют последовательно несколько секций. Винтовые вибрационные конвейеры выпускаются не только желобчатые, но и трубчатые. Последние применяются для транспортирования пылящих, газифицируемых, ядовитых и других подобных им материалов. Желоб или труба могут располагаться не только по одной, но и по двум винтовым ниткам. При этом оказывается возможной раздельная транспортировка различных материалов.

Обладая конструктивной простотой, компактной конструкцией, высокой надежностью в эксплуатации и большой долговечностью, винтовые вибрационные конвейеры в отдельных случаях заменяют цепные элеваторы и другие виды непрерывного вертикального транспорта. Так, например, на очень ограниченном пространстве можно получить значительные длины транспортирования, что имеет большое значение при некоторых техноло-

гических процессах. Возможно одновременное транспортирование материала и в разных направлениях: в желобе с правой навивкой вверх и с левой — вниз. При теплообменных процессах можно применить концентрические трубы, вставленные одна в другую, так что по внутренней трубе перемещается транспортируемый материал, а по внешней — охлаждающая или обогревающая среда.

Производительность вибрационных конвейеров с винтовым грузонесущим органом, зависящая от свойств транспортируемого материала и размеров транспортирующего органа (трубы, желоба), достигает в наиболее крупных установках 30 т/ч. Потребная мощность в зависимости от величин колеблющихся масс составляет от 0,05 до 10 кВт.

Наряду с эксцентриковыми разработаны конвейеры с гидравлическим приводом, эти конвейеры отличаются более компактной конструкцией. Разработан изгибающийся вибрационный конвейер с гидравлическим пульсационным и автоколебательным приводом типа ВКМ-3. Конвейер состоит из отдельных шарнирно соединенных между собой секций, состоящих из двух грузонесущих органов, установленных на резиновых упругих элементах, имеющих индивидуальные гидравлические приводные цилиндры, соединенные с грузонесущими органами.

Рештаки соединены с рамой резинометаллическими упругими элементами. Питание приводов виброконвейеров осуществляется от насосной станции пульсационного типа или магистрали постоянного давления. Применение гидроприводов и компактной резинометаллической упругой системы позволило уменьшить высоту виброконвейера до 200 мм.

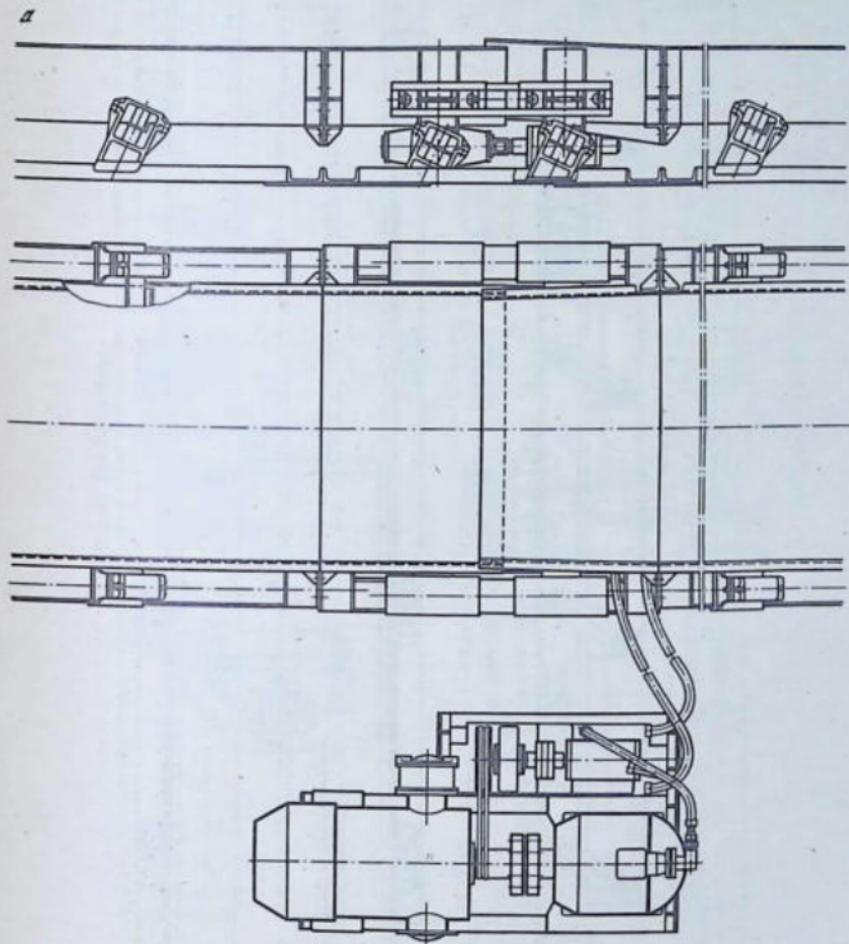
Вибрационный конвейер ВКГ-30 с гидравлическим приводом состоит из приводной головки, установленной в средней части става, линейных секций, расположенных в одинаковом количестве по обеим сторонам приводной головки, и пульсационного привода, который может располагаться в стороне от конвейера в любом удобном для этого месте. Приводная головка состоит из рамы, на которой при помощи упругих элементов установлены наклонные и горизонтальные рештаки. Рештаки расположены внахлестку для осуществления перегрузки угля с одной части става на другую. Под рештаками расположен виброцилиндр, соединенный корпусом с наклонным рештаком и штоком — с горизонтальным. Соединение виброцилиндра с рештаками осуществляется посредством резинометаллических блоков, исключающих трение в цапфах за счет скручивания резины при колебаниях.

Линейная секция представляет собой раму с опорными площадками, на которые через упругие элементы опирается рештак прямоугольного сечения. Упругий элемент состоит из резинового амортизатора и двух привулканизированных к нему металлических пластин. Соединение линейных секций между собой болтовое. Привод представляет собой раму-бак, на которой смонтированы электродвигатель, гидропульсатор, подпиточный насос и блок управления. Гидропульсатор — сдвоенный поршневой насос, секции которого работают в противофазе. Секции соединены рабочими трубопроводами с соответствующими полостями виброцилиндра.

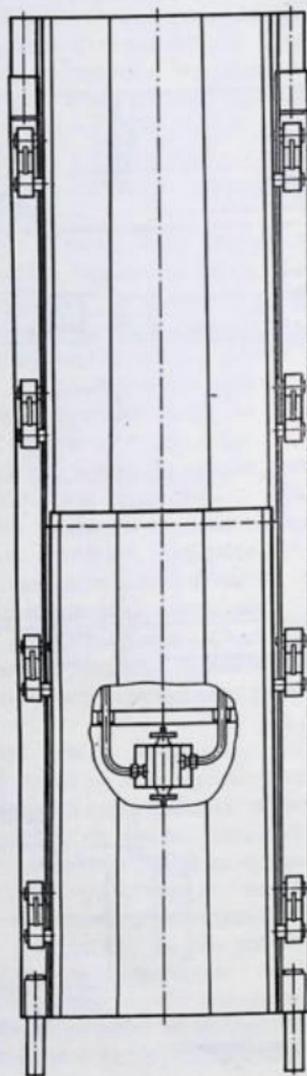
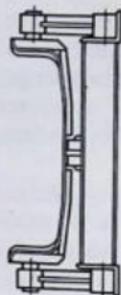
В блоке управления рабочие трубопроводы могут соединяться между собой накоротко посредством дроссельного устройства, управляемого винтом со штурвалом. Это устройство позволяет осуществлять плавный запуск

конвейера, а также регулировать амплитуду колебаний путем неполного перекрытия канала и сброса части масла из секции в секцию гидропульсатора. В блоке управления расположены два предохранительных клапана высокого давления, два подпиточных клапана и предохранительный клапан подпиточного насоса. Конвейер имеет малогабаритную конструкцию и рештак на производительность до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$.

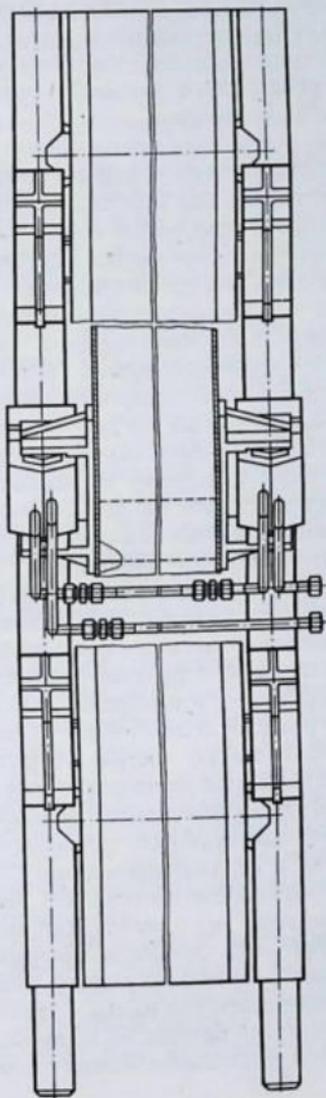
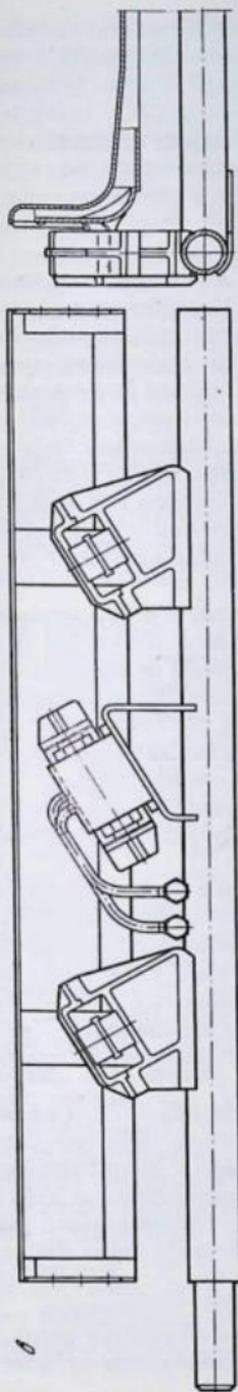
Для больших производительностей может быть использован вибрационный конвейер ВКГ-600. Длина этого конвейера на один привод может достигать 50 м. Применение гидравлического привода позволило создать достаточно высокопроизводительный конвейер компактной конструкции. Приводная станция конвейера может располагаться в стороне, соединяясь



Р и с. 41. Вибрационные конвейеры, уравновешенный (а, б) и неуравновешенный (а), с гидравлическим приводом



Р и с 41 (продолжение)



Р и с 41 (окончание)

с конвейером шлангами и не загромождавая рабочее пространство. Для доставки на расстояние более 50 м последовательно устанавливается необходимое число секций конвейера. При этом желоб одной секции входит в желоб другой.

При отсутствии перепада высот в местах соединения секций конвейера устраняется измельчение транспортируемого груза в местах перегрузок. Конструктивно каждый 50-метровый конвейер става выполняется из одной приводной и нескольких линейных секций, которые соединяются друг с другом болтовыми соединениями рамы и решетков (рис. 41).

Приводная секция состоит из рамы, сваренной из швеллеров, на которую посредством опорных резиновых элементов или шатунов с резинометаллическими втулками устанавливаются два решетки. Один из решетков имеет съемный суживающийся носок, обеспечивающий поступление транспортируемого угля с одной половины грузонесущего органа на вторую. Решетки имеют ребра жесткости.

Привод конвейера осуществляется двумя принудительно синхронизированными вибраторами мембранного или поршневого типа (рис. 41, а и б), расположенными под решетками конвейера. Решетки приводной секции в целях обеспечения необходимой направленности колебаний установлены на шатунах с резиновыми блок-шарнирами, линейные секции — на резиновых элементах, работающих на сдвиг.

Наряду с уравновешенными находят применение и неуравновешенные конструкции виброконвейеров с гидравлическим приводом. Конвейер ВКМ-600 (неуравновешенный) такого типа приведен на рис. 41, в. Конвейер выполнен в виде секционной быстроразборной конструкции, с рамой из труб. Грузонесущий орган для придания ему высокой жесткости изготовлен из внутреннего и наружного листов, сваренных на поперечных ребрах-кронштейнах, которые устанавливаются в резиновых упругих элементах, смонтированных на раме. Мембранные гидравлические вибраторы расположены в центре приводной секции между упругими элементами и установлены под углом вибрации.

Линейные секции для обеспечения балансировки колебательной системы устанавливаются в равных количествах спереди и сзади приводной секции. При сравнительно высокой производительности конвейер имеет сравнительно компактную конструкцию. Приводом конвейера служит поршневой гидровибратор, цилиндр которого посредством резиновых втулок крепится к одному решетку, а шток через резиновые упругие элементы — ко второму. Линейные секции состоят из решетков, установленных при помощи резиновых элементов на опорную раму.

Предусмотрено две системы питания гидроцилиндра рабочей жидкостью: от серийно выпускаемого гидронасоса постоянного давления через распределитель и от гидропульсатора. Гидропривод с распределителем состоит из гидронасоса постоянного давления, приводимого в действие от электродвигателя через муфту. Гидронасос соединен шлангами с распределителем. Вращение ротора распределителя сообщается через клиноремennую передачу от электродвигателя. Рабочая жидкость к гидроцилиндру виброконвейера подается от насоса через распределитель по шлангам.

Распределитель состоит из корпуса, в котором вращается ротор, имеющий систему распределительных каналов. В зависимости от положения

ротора масло от гидронасоса поступает в один из подводящих шлангов гидроцилиндра. При вращении ротора сливной и подводящий каналы меняются местами, масло подается с разных сторон поршня, обеспечивая его перемещение. Для предотвращения гидравлических ударов при переключении сливной и напорной магистралей в роторе имеется канал, соединяющийся в момент переключений со сливом. Пульсационный привод состоит из пульсатора, приводного электродвигателя, соединенного с валом пульсатора муфтой, подпиточного насоса и рамы-бака.

Работа подпиточного насоса для упрощения конструкции привода осуществляется от основного двигателя через вал пульсатора и муфту. Для создания компактного привода сливной бак и опорная рама конструктивно совмещены. В качестве привода могут использоваться также гидравлические автоколебательные вибраторы.

Вибрационные конвейеры с инерционным приводом

Вибрационные конвейеры с инерционным приводом имеют весьма широкое распространение. В большинстве машин используется привод, создающий прямолинейную возмущающую силу, меняющуюся по гармоническому закону. Это маятниковые или спаренные мотор-вибраторы, самобалансные вибраторы, в отдельных случаях используются бигармонические вибраторы.

Наиболее простыми в конструктивном отношении являются одноприводные вибрационные конвейеры одномассной системы. Установки просты в настройке и не представляют больших трудностей при расчете и конструировании. Однако недостатком вибрационных конвейеров этой системы являются весьма ограниченная длина их, а также динамическая неуравновешенность и вследствие этого передача значительных вибрационных нагрузок на несущие конструкции. Так как при резонансной настройке эти нагрузки могут достигать большой величины, одномассовые вибрационные конвейеры в основном рассчитываются на зарезонансный режим работы. В этом случае вследствие малой жесткости опорных пружин представляется возможным значительно снизить динамические нагрузки, передаваемые на опорные конструкции.

Однако вибрационные зарезонансные конвейеры с инерционными вибраторами обычной конструкции в период пуска и выбега, когда они переходят резонанс, все же создают значительные вибрационные нагрузки. Для устранения отмеченного недостатка используют инерционные вибраторы с выдвигаемыми дебалансами и вибраторы с тормозами. Длина одноприводных инерционных виброконвейеров подвесной конструкции, как правило, не превышает 6 м. Длина инерционных виброконвейеров опорной конструкции несколько выше и в среднем составляет 10–14 м, в отдельных случаях обеспечивается удовлетворительная работа вибрационных конвейеров опорной конструкции при длине до 35 м.

Широко используются многомассные инерционные виброконвейеры, которые благодаря своему принципиальному устройству могут выполняться полностью уравновешенными. Среди них наибольшее распространение имеют вибрационные конвейеры двухмассной системы. Двухмассный вибрационный конвейер состоит из рабочего органа, инерционного вибратора

ра, рабочей упругой системы и вспомогательных или амортизирующих пружин. В качестве реактивной массы может служить сам вибратор либо специальная тяжелая рама.

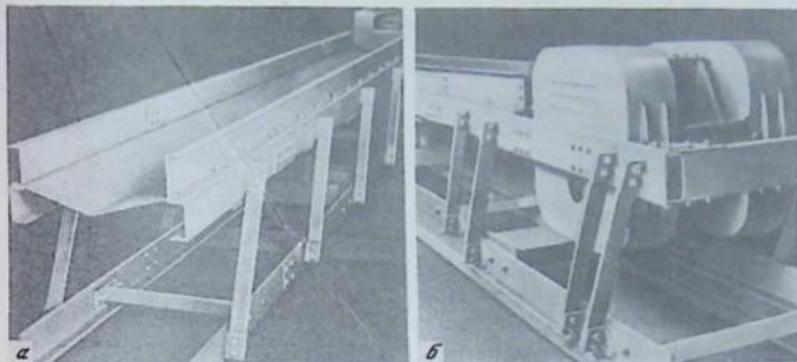
Двухмассные инерционные вибраконвейеры представляют большие возможности в отношении динамического уравнивания. Частичное или полное уравнивание вибрационного конвейера обеспечивается соответствующим подбором веса колеблющихся частей и жесткости рабочих пружин. Это открывает широкие перспективы создания быстроходных высокопроизводительных вибрационных конвейеров с инерционным приводом. При этом вследствие резонансной настройки и динамической уравновешенности колеблющихся масс значительно увеличивается длина грузонесущего органа на один привод.

Еще более значительное увеличение длины конвейера может быть обеспечено при установке на нем нескольких вибраторов, т.е. в многоприводной установке. Однако на практике обеспечение синхронной и синфазной работы большого числа инерционных вибраторов на одном жестком грузонесущем органе представляет значительные трудности. В связи с этим при возникновении необходимости получения большой длины транспортирования используют во многих случаях одноприводные конвейеры, установленные в "цепочку" и соединенные между собой эластичными муфтами.

Одномассовые вибрационные конвейеры опорной конструкции могут иметь длину на один привод до 30–35 м. Грузонесущий орган такого конвейера обычно устанавливается на стальных или стеклопластиковых пластинчатых рессорах, расположенных перпендикулярно к направлению его колебаний. Такая упругая система гарантирует весьма точное поддержание угла вибрации в заданных пределах. Жесткость упругой системы подбирается из условия работы вибрационного конвейера в далеко зарезонансном режиме. Наибольшая поперечная и весьма значительная продольная жесткость рессор способствует устранению нежелательных поперечных колебаний грузонесущего органа.

Для того чтобы разгрузить рессорную упругую систему от восприятия веса грузонесущего органа и обеспечить их расположение в нейтральном положении, последний поддерживается вертикальными, предварительно сжатыми или горизонтальными, предварительно растянутыми винтовыми пружинами. Так как упругая система передает все-таки довольно значительные нагрузки на опорные конструкции, вибрационные конвейеры этого типа обычно устанавливаются на достаточно массивном фундаменте. Вследствие того что рессорная упругая система испытывает в процессе работы небольшие напряжения, она обладает достаточно высокой долговечностью. Обычно рессоры изготавливаются из пружинной стали, стеклопластика и других синтетических материалов.

Возмущающая сила вибратора может действовать вдоль грузонесущего органа или в направлении его колебаний. В первом случае вибратор устанавливается обычно в конце конвейера, во-втором — в центре и таким образом чтобы линия действия возмущающей силы проходила через центр масс системы. При приложении возмущающей силы вдоль грузонесущего органа уменьшаются нежелательные его поперечные колебания, однако при этом приходится увеличивать возмущающую силу вибратора и несколько возрастают нагрузки на фундамент.



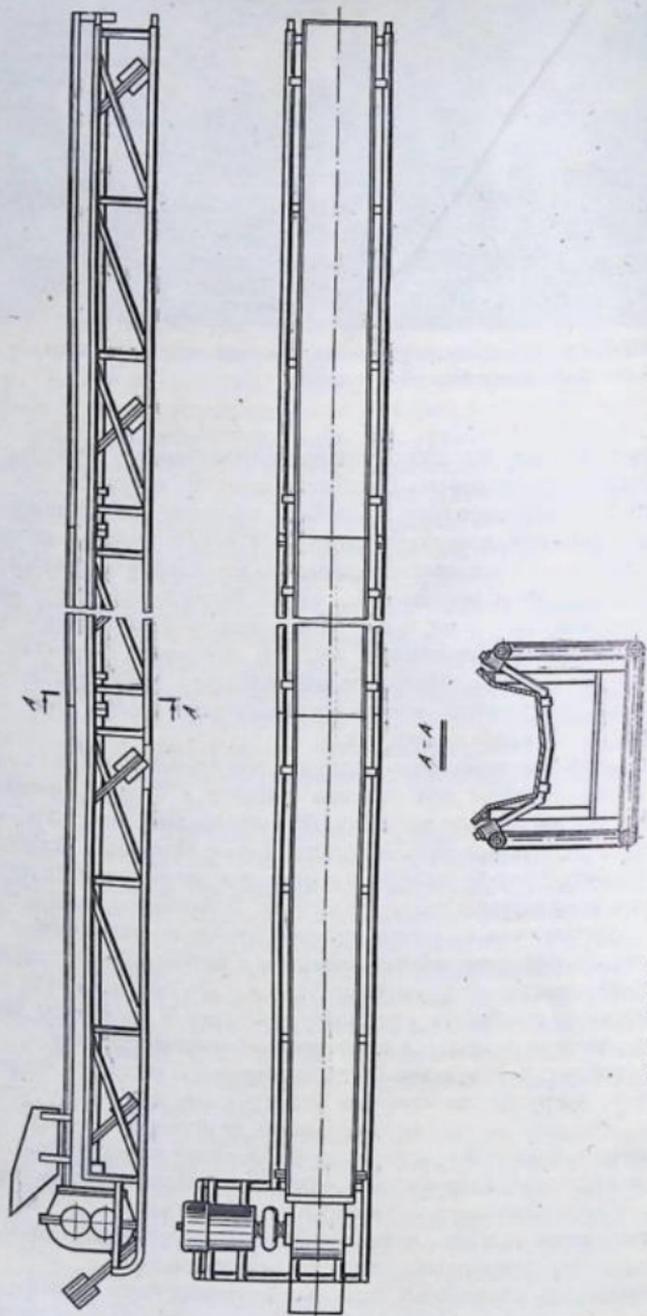
Р и с. 42. Вибрационный конвейер с инерционным приводом
а – став конвейера; *б* – привод

В ГДР выпускается ряд типоразмеров вибрационных конвейеров этого типа с трубчатым и лотковым грузонесущими органами. На рис. 42 приведен общий вид инерционного конвейера опорной конструкции с лотковым грузонесущим органом такой системы. Грузонесущий орган конвейера сборный и состоит из четырех продольных швеллеров и зажатого между ними днища V-образной формы (рис. 42, *а*). Такая конструкция днища грузонесущего органа допускает простую его замену в случае износа. Грузонесущий орган через пластинчатые рессоры опирается на несущую раму, выполненную из уголков. Инерционный вибратор типа самобаланс устанавливается на загрузочном конце грузонесущего органа (рис. 42, *б*) и сообщает ему продольные колебания.

Приводная секция конвейера выполняется независимой и соединяется с грузонесущим органом при помощи фланцев и болтов. Опирается она на несущую раму на восьми рессорах. Для восприятия веса колеблющихся частей приводной секции применены винтовые пружины, установленные в направлении колебаний. Вибратор крепится к загрузочной трубчатой части конвейера посредством рамы и хомутов. Дебалансные вибраторы находятся вне корпуса, что облегчает к ним доступ и регулировку их веса. Выпускаются инерционные виброконвейеры с вибратором, установленным в середине грузонесущего органа под углом к его оси. Вибратор крепится к грузонесущему органу на кронштейне хомутами. Вращение вибратору от электродвигателя передается через клиноременную передачу.

В тех условиях эксплуатации, где недопустима передача значительных динамических нагрузок на опорные конструкции или не представляется возможным создать достаточно массивный фундамент, находят применение вибрационные конвейеры виброизолированной конструкции. Для осуществления виброизоляции рассмотренные конвейеры одномассовой конструкции устанавливаются на тяжелую раму, опирающуюся на несущие конструкции через мягкие, амортизирующие упругие элементы. Таким образом, конвейер приобретает уже двухмассную систему.

В вибрационных конвейерах проблема снижения нежелательных колебаний при переходе системы через резонанс в процессе выбега решается по-



Р и с. 43. Вибрационный конвейер с инерционным приводом и реактивными массами

иному, чем в одномассных системах. В этом случае установка тормозов между рабочей и реактивной массой не дает уже желательного эффекта, так как на выбеге система колеблется как единое целое и между массами отсутствует относительное перемещение. В двухмассовых вибрационных конвейерах обычно устанавливают тормозной двигатель, который практически полностью исключает нежелательное возрастание колебаний при выбеге.

Для доставки на небольшие расстояния (до 6 м) находят применение инерционные виброконвейеры подвешенной конструкции. Привод их осуществляется маятниковыми спаренными или самосинхронизирующимися мотор-вибраторами. При этом для получения необходимой направленности колебаний грузонесущего органа линия действия возмущающей силы вибратора обязательно должна проходить через центр инерции колеблющейся массы и быть направлена под заданным углом к направлению транспортирования. В соответствии с этим мотор-вибраторы располагаются над грузонесущим органом, под ним или по бокам.

Достоинства подвесных конвейеров — малую передачу динамических нагрузок и преимущества опорных конвейеров — возможность достижения большой длины на один привод сочетают в себе вибрационные конвейеры с возбуждающими массами. Принцип действия вибрационного конвейера с возбуждающими массами состоит в следующем. Грузонесущему органу, свободно подвешенному или опертому на мягких винтовых пружинах при помощи мотор-вибратора, сообщаются продольные колебания. При этом соединенным с ним посредством мягких рессор массам также сообщаются колебания в горизонтальной плоскости, но направленные в противоположную сторону (со сдвигом фазы 180°).

Конструкция устроена так, что рессора соединяется с массой не непосредственно, а через резинометаллический упругий элемент, допускающий относительное перемещение массы вдоль рессоры. Жесткость резинометаллического упругого элемента подбирается таким образом, чтобы частота колебаний массы была близка к частоте вынужденных колебаний. Так как рессора располагается не перпендикулярно к направлению колебаний грузонесущего органа, а под меньшим углом, возникает составляющая, которая возбуждает колебания массы вдоль рессоры.

В свою очередь, возмущения, создаваемые на рессоре, обуславливают возникновение поперечных колебаний грузонесущего органа. Результирующие колебания грузонесущего органа складываются из его поперечных и продольных колебаний. Вибрационные конвейеры с возбуждающими массами выполняются как лотковой, так и трубчатой конструкции.

На рис. 43 приведен лотковый вибрационный конвейер с возбуждающими массами. Конвейер состоит из грузонесущего органа, представленного достаточно жестким обреченным лотком, к которому снизу или сверху при помощи пластинчатых рессор крепятся возбуждающие массы. Грузонесущий орган через резиновые амортизационные элементы подвешивается на несущие конструкции. Привод конвейера осуществляется самобалансным вибратором, который установлен в средней части конвейера.

Возбуждающая масса соединяется с опорными рессорами посредством резинометаллических упругих элементов, работающих на сдвиг и допускающих свободное ее перемещение вдоль рессоры.

4.3.2. ДИНАМИКА, ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ВИБРАЦИОННЫХ КОНВЕЙЕРОВ*

Рассмотрим методику многокритериального оптимального проектирования вибрационных конвейеров с эксцентриковым приводом, включая выбор параметров и структурной схемы. Выбор оптимальной схемы будем производить из числа трех наиболее распространенных. Система дифференциальных уравнений, описывающих движение грузонесущего органа одно-массного вибрационного конвейера с вибратором, установленным на раме, с учетом неидеальности источника энергии будет иметь вид

$$m\ddot{x} + (c_1 + c_0)\dot{x} + (k_1 + k_0)x = r \cos\beta_0 (c_0\dot{\varphi} \cos\varphi + k_0 \sin\varphi),$$

$$m\ddot{y} + (c_2 + c_0)\dot{y} + (k_2 + k_0)y = -r \sin\beta_0 (c_0\dot{\varphi} \cos\varphi + k_0 \sin\varphi),$$

$$I_{\text{пр}}\ddot{\varphi} = M_{\text{дв}} = M_{\text{тр}} = M_c.$$

Здесь m — масса грузонесущего органа; $I_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции привода машины; $M_{\text{дв}}$ — момент двигателя (формула Клосса), $M_{\text{дв}} = 2M_{\text{к}}\omega s_{\text{к}}(\omega_0 - \dot{\varphi}) / [(s_{\text{к}}\omega_0)^2 + (\omega_0 - \dot{\varphi})^2]$; $M_{\text{тр}}$ — момент трения в подшипниках вибратора, $M_{\text{тр}} = 5F\mu r\dot{\varphi}$; M_c — момент сопротивления, $M_c = C_0 [2r^2\varphi \cos^2\varphi + r \cos\varphi (y \sin\beta_0 - x \cos\beta_0)] + k_0 [2r^2 \sin^2\varphi + r \cos\varphi (y \sin\beta_0 - x \cos\beta_0)]$, где ω_0 — критический момент двигателя; $s_{\text{к}}$ — критическое скольжение двигателя; $M_{\text{к}}$ — синхронная скорость двигателя; β_0 — угол установки упругих элементов.

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение грузонесущих органов двухмассного вибрационного конвейера с симметричным расположением вибратора на раме, с учетом характеристики привода может быть записана в виде

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_0)\dot{x}_1 + (k_1 + k_0)x_1 = r(k_0 \sin\varphi + c_0\dot{\varphi} \cos\varphi) \cos\beta_0,$$

$$m_1\ddot{y}_1 + (c_2 + c_0)\dot{y}_1 + (k_2 + k_0)y_1 = r(k_0 \sin\varphi + c_0\dot{\varphi} \cos\varphi) \sin\beta_0,$$

$$m_2\ddot{x}_2 + (c_3 + c_0)\dot{x}_2 + (k_3 + k_0)x_2 = r[k_0 \sin(\varphi + \pi) + c_0\dot{\varphi} \cos(\varphi + \pi)] \cos\beta_0,$$

$$m_2\ddot{y}_2 + (c_4 + c_0)\dot{y}_2 + (k_4 + k_0)y_2 = r[k_0 \sin(\varphi + \pi) + c_0\dot{\varphi} \cos(\varphi + \pi)] \sin\beta_0,$$

$$I_{\text{пр}}\ddot{\varphi} = M_{\text{дв}} - M_{\text{тр}} - M_c,$$

где m_1 — масса первого грузонесущего органа; m_2 — масса второго грузонесущего органа; $x_1, y_1, x_2, y_2, \varphi$ — обобщенные координаты движения грузонесущего органа и привода.

Система дифференциальных уравнений, описывающих грузонесущие органы двухмассного вибрационного конвейера с креплением вибратора к одному из рабочих органов, имеет вид

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_0)\dot{x}_1 + (k_1 + k_0)x_1 - c_0\dot{x}_2 - k_0x_2 = r(k_0 \sin\varphi + c_0\dot{\varphi} \cos\varphi) \cos\beta_0,$$

$$m_1\ddot{y}_1 + (c_2 + c_0)\dot{y}_1 + (k_2 + k_0)y_1 - c_0\dot{y}_2 - k_0y_2 = r(k_0 \sin\varphi + c_0\dot{\varphi} \cos\varphi) \sin\beta_0,$$

$$m_2\ddot{x}_2 + (c_3 + c_0)\dot{x}_2 + (k_3 + k_0)x_2 - c_0\dot{x}_1 - k_0x_1 = r(k_0 \sin\varphi + c_0\dot{\varphi} \cos\varphi) \cos\beta_0,$$

$$m_2\ddot{y}_2 + (c_4 + c_0)\dot{y}_2 + (k_4 + k_0)y_2 - c_0\dot{y}_1 - k_0y_1 = r(k_0 \sin\varphi + c_0\dot{\varphi} \cos\varphi) \sin\beta_0,$$

$$I_{\text{пр}}\ddot{\varphi} = M_{\text{дв}} - M_{\text{тр}} - M_c.$$

* В написании данного раздела принимал участие Ю.Т. Каганов.

Для получения качественной оценки оптимального решения были приняты следующие соотношения:

$$m = m_1 = m_2; k_1 = k_3; k_2 = k_4; c_1 = c_3; c_2 = c_4;$$

$$c_2 = \mu k_2; k_2/m = p_2^2; c_2/m = 2n_2 = \mu p_2^2;$$

$$c_0 = \mu k_0; k_0/m = p_0^2; c_0/m = 2n_0 = \mu p_0^2;$$

$$c_1 = \mu k_1; k_1/m = p_1^2; c_1/m = 2n_1 = \mu p_1^2; \tau = I_{\text{пр}} \omega_0 / M_{\text{к}}.$$

В качестве варьируемых параметров были выбраны следующие: $\alpha_1 = \tau$ — электромеханическая постоянная времени; $\alpha_2 = \beta_0$ — угол установки упругой системы рабочих органов; $\alpha_3 = p_0$ — частота собственных колебаний грузонесущего органа на упругой связи вибратора; $\alpha_4 = p_1$; $\alpha_5 = p_2$ — частота собственных колебаний грузонесущих органов; $\alpha_6 = \mu$ — коэффициент пропорциональности между жесткостью и демпфированием упругой системы; $\alpha_7 = r$ — эксцентриситет вибратора; $\alpha_8 = s_{\text{к}}$ — критическое скольжение двигателя.

Для учета физических ограничений, накладываемых на работу вибрационного конвейера, использовались функциональные неравенства, которые определялись путем решения системы дифференциальных уравнений, описанных выше.

Амплитуда колебаний грузонесущего органа:

$$f_1(\alpha) = A = (x^2 + y^2)^{1/2}, \quad 0,003 \leq f_1(\alpha) \leq 0,01.$$

Угол вибрации грузонесущего органа:

$$f_2(\alpha) = \beta = \arctg(y/x), \quad 0,2 \leq f_2(\alpha) \leq 0,7.$$

Ускорение поперечных колебаний грузонесущего органа:

$$f_3(\alpha) = A \omega^2 \sin \beta / g \cos \beta, \quad 1 \leq f_3(\alpha) \leq 2.$$

Все эти ограничения не являются жесткими и могут варьироваться в более широких пределах в зависимости от решаемой задачи. Так, например, для проведения расчетов, связанных с модернизацией существующего виброконвейера, эти ограничения могут быть более жесткими. При решении задачи оптимизации на стадии эскизной разработки новой машины ограничения могут выбираться в более широких пределах, чем указано здесь.

Для оценки показателей виброконвейера были использованы критерии качества, которые включали в себя как конструктивные параметры, так и показатели технологического процесса (скорости вибротранспортирования). В качестве таких критериев использовались следующие.

Минимум амплитудного значения возмущающей силы:

$$\varphi_1(\alpha) = F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2}.$$

Минимум суммарной амплитуды реакции фундамента:

$$\varphi_2(\alpha) = F_{\text{ф}} (F_{\text{фх}}^2 + F_{\text{фy}}^2)^{1/2}.$$

Минимум соотношения моментов в пусковом и установившемся режимах:

$$\varphi_3(\alpha) = K_{\text{уст}} = M_{\text{пуск}} / M_{\text{уст}}.$$

Максимум скорости транспортирования:

$$\varphi_4(\alpha) = v(A, \omega, \beta, h).$$

Критерии $\varphi_1(\alpha)$, $\varphi_2(\alpha)$, $\varphi_3(\alpha)$ определялись в результате решения системы дифференциальных уравнений. Критерий $\varphi_4(\alpha)$ — скорость вибро-транспортирования перемещаемого груза — был получен в результате проведения экспериментов и построения регрессионной модели. В качестве этого критерия приняты регрессионные модели, полученные для речного песка (эталонного груза), горной породы крупностью 20–30 мм и угля. Дополнительно была использована также приближенная функциональная зависимость для скорости вибро-транспортирования $v = A\omega^{1,25}\cos\beta$.

Таким образом, в качестве критерия $\varphi_4(\alpha) = \underline{v}$ — скорость виброперемещения — были выбраны следующие функционалы:

$$\varphi_4(\alpha) = 0,283 + 0,1533\chi_1 + 0,1791\chi_2 + 0,0353\chi_3 - 0,037\chi_4 - 0,0317\chi_1^2 - 0,0404\chi_3^2 + 0,0104\chi_4^2 + 0,1046\chi_1\chi_3 - 0,0518\chi_1\chi_2 - 0,0177\chi_1\chi_4 + 0,0143\chi_2\chi_3;$$

для песка

$$\varphi_4(\alpha) = 0,2333 + 0,1481\chi_1 + 0,1601\chi_2 + 0,0396\chi_3 - 0,0184\chi_4 + 0,0159\chi_1^2 - 0,0123\chi_3^2 - 0,0402\chi_3^2 + 0,1067\chi_1\chi_2 - 0,0409\chi_1\chi_3 + 0,0153\chi_2\chi_3;$$

для угля

$$\varphi_4^{***}(\alpha) = 0,3141 + 0,1791\chi_1 + 0,1384\chi_2 + 0,073\chi_3 - 0,0402\chi_4 - 0,0717\chi_3^2 - 0,0221\chi_4^2 + 0,1117\chi_1\chi_2 - 0,0166\chi_1\chi_3 - 0,2282\chi_1\chi_4 + 0,0742\chi_3\chi_4,$$

$$\text{где } \chi_1 = [\dot{\varphi} - (\dot{\varphi}_{\max} + \dot{\varphi}_{\min})] / (\dot{\varphi}_{\max} - \dot{\varphi}_{\min}); \chi_2 = [2A - (A_{\max} + A_{\min})] / (A_{\max} - A_{\min}); \chi_3 = [2\beta - (\beta_{\max} + \beta_{\min})] / (\beta_{\max} - \beta_{\min}).$$

Поскольку переменная χ_4 , связанная с толщиной слоя транспортируемого груза h , непосредственно не входит в состав варьируемых параметров, то эта переменная использовалась для исследования различных оптимальных вариантов. При этом рассматривались три варианта значений высоты слоя транспортируемого груза: $\dot{h} = 0,05$ м, $\dot{h} = 0,135$ м, $h = 0,2$ м, т.е. для значений переменных $\chi_4 = -1$, $\chi_4 = 0$, $\chi_4 = +1$.

Для оценки важности критериев была задана структура предпочтений на множестве критериев. Это осуществлялось путем присваивания проектировщиком определенного веса каждому из критериев. Таким образом был получен вектор весовых коэффициентов, определяющий структуру предпочтений. При решении задачи было использовано два варианта вектора весовых коэффициентов:

$$k_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \\ 4 \\ 3 \end{pmatrix} \quad \text{и} \quad k_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 4 \\ 2 \\ 3 \end{pmatrix}.$$

Значение коэффициента предпочтения определяет важность того или иного критерия. Например, для первого решения проектировщиком принят критерий $\varphi_3(\alpha)$ как наиболее важный и соответствующий минимуму соот-

ношения моментов в пусковом и установившемся режимах. Следующим по важности принят критерий, соответствующий скорости вибротранспортирования груза. Остальные критерии предполагаются менее важными. Такая структура предпочтений принимается, когда от проектируемой вибромашины требуется максимальная экономичность, связанная с наименьшей пусковой мощностью двигателя.

Во втором случае наиболее важным принят критерий, соответствующий минимуму усилий, действующих на фундамент. Такое решение характерно для виброконвейеров, которые предполагается устанавливать на конструкции, воздействие на которые должно быть минимальным, например при установке виброконвейеров на перекрытия многоэтажных зданий, где резонансные эффекты могут сказаться как на прочности здания, так и на здоровье людей.

Решение задачи оптимизации параметров вибрационного конвейера выполнялось в два этапа. На первом этапе была сделана попытка найти решения, которые бы позволяли выяснить возможность улучшения существующей конструкции виброконвейера. Для этого были выбраны достаточно жесткие функциональные ограничения и сравнительно узкий диапазон варьирования параметров.

Второй этап был связан с поиском решений, позволяющих существенно улучшить конструкцию виброконвейера. На этом этапе диапазон варьирования параметров был значительно расширен, а также были несколько ослаблены функциональные ограничения.

Для осуществления первого этапа оптимального проектирования было проведено два расчета, которые выполнялись в диалоговом режиме проектировщик ЛПР-ЭВМ.

В качестве базовых использовались данные, соответствующие существующей конструкции виброконвейера. Диапазон изменений параметров выбирался сравнительно небольшим (табл. 1).

Для функциональных ограничений были приняты следующие значения: амплитуда колебаний грузонесущего органа

$$0,003 \leq f_1(\alpha) \leq 0,007;$$

угол вибрации грузонесущего органа

$$10^\circ \leq f_2(\alpha) \leq 18^\circ$$

коэффициент динамичности режима работы виброконвейера

$$1,2 \leq f_3(\alpha) \leq 1,8.$$

Первый расчет был связан с исследованием характера распределения пробных точек в пространстве решений. Для этого было выбрано сравнительно небольшое число испытаний (50). Число решений, удовлетворяющих ограничениям, оказалось небольшим. Для первой схемы виброконвейера число испытаний, прошедших ограничения, составило 7. Таким образом, эффективность отбора для этой схемы $\gamma^* = N_f/B = 0,14$. Среди этих точек наилучшей оказалась точка, соответствующая испытанию 2 для всех трех функционалов $\varphi_4(\alpha)$.

Такие же номера испытаний были получены для всех трех значений толщины слоя транспортируемого груза. Это свидетельствует о том, что па-

Таблица 1
 Параметры установки

Переменная	α^*	α°	α^{**}	$\Delta\alpha$
τ , с	0,001	0,05	0,1	0,049
β_0 , град	0	20	40	20
p_0 , с ⁻¹	$2\pi \cdot 2$	$2\pi \cdot 17$	$2\pi \cdot 32$	$2\pi \cdot 15$
p_1 , с ⁻¹	$2\pi \cdot 2$	$2\pi \cdot 27$	$2\pi \cdot 32$	$2\pi \cdot 15$
p_2 , с ⁻¹	$2\pi \cdot 5$	$2\pi \cdot 35$	$2\pi \cdot 65$	$2\pi \cdot 30$
μ	0,001	0,006	0,011	0,005
r	0,001	0,006	0,011	0,005
s_k	0,05	0,4	0,75	0,35

раметр — толщина слоя — фактически не влияет на относительное расположение оптимальных точек, хотя безусловно влияние этого параметра на сами значения функционалов. Очевидно, что для заданных интервалов варьирования параметров и ограничений испытание с номером 2 является оптимальным. Это испытание соответствует параметрам реальной машины. Таким образом можно утверждать, что существующая конструкция является оптимальной в пределах заданных изменений параметров.

Значения параметров, соответствующих полученному решению, следующие:

$$\tau = 0,037\text{с}; \beta_0 = 28^\circ; p_0 = 2\pi \cdot 12,5 \text{ с}^{-1}; p_1 = 2\pi \cdot 7,75 \text{ с}^{-1};$$

$$p_2 = 2\pi \cdot 24 \text{ с}^{-1}, \mu = 0,004, r = 0,006 \text{ м}, s_k = 31.$$

Эти значения достаточно близки к реальной вибромашине.

Для второй схемы виброконвейера число испытаний, удовлетворяющих ограничениям, оказалось меньшим и равным 5. Это связано с тем, что для этой схемы резонансные эффекты выражены более резко, поэтому значения амплитуды и ускорения могут достигать значительных величин, что приводит к нарушению ограничений. Эффективность выбора для этой схемы несколько выше $\gamma = 0,125$. Наилучшими испытаниями оказались испытания с номерами 1 и 7. Параметры, соответствующие этим испытаниям, как и в предыдущем случае, соответствуют реальной машине. Параметры для испытания с номером 7 следующие:

$$\tau = 0,056 \text{ с}; \beta = 28^\circ; p_0 = 2\pi \cdot 6,8 \text{ с}^{-1}; p_x = 2\pi \cdot 8,7 \text{ с}^{-1};$$

$$p_y = 2\pi \cdot 17,5 \text{ с}^{-1}; \mu = 0,004; r = 0,007 \text{ м}; s_k = 0,37.$$

Наконец, для последней схемы виброконвейера число испытаний, прошедших ограничения, оказалось меньшим — равным 5. Таким образом, для третьей схемы эффективность отбора, характеризующая ресурсы изменения параметров, равна $\gamma = 0,078$. Сравнительно невысокое значение эффективности отбора обусловлено большей динамической неравномерностью движения вибрационного конвейера, выполненного с установкой вибратора на одном из рабочих органов. Такая схема при некоторых параметрах вибрационного конвейера может вызвать значительное увеличение амплитуды

колебаний и амплитуды ускорений рабочих органов. Для этой схемы виброконвейера наилучшим испытанием оказалось испытание с номером 28. Параметры полученного решения, так же как и в предыдущем случае, соответствуют реальной машине. Эти параметры следующие:

$$\tau = 0,053 \text{ с}; \beta_0 = 20^\circ; p_0 = 2\pi \cdot 9 \text{ с}^{-1}; p_x = 2\pi \cdot 6 \text{ с}^{-1}; p_y = 2\pi \cdot 25,3 \text{ с}^{-1}; \\ \mu = 0,005; r = 0,007 \text{ м}; s_k = 0,32.$$

Следует отметить, что уже первый расчет позволил получить некоторую информацию относительно характеристики значений критериев для каждой из схем. Интересно, что наибольшее значение скорости вибротранспортирования было получено для третьей схемы, в то время как минимальные значения усилия на фундамент и усилия в приводе характерны для второй схемы. Это вполне логично, поскольку схема с симметричным расположением вибратора является фактически уравновешенной.

Поскольку первый расчет носил прикидочный характер, то в этом случае вектор предпочтений имел все компоненты одинаковыми и равными 1. Следующий расчет был связан с усовершенствованием существующих машин, т.е. с поиском решений, которые бы оказались (в пределах небольших изменений параметров) лучше, чем решения, соответствующие реальным машинам. Для этого расширена область изменения границ функциональных ограничений, а также значительно увеличено число испытаний.

В качестве границ были выбраны следующие значения: амплитуда колебаний грузонесущего органа $0,001 \leq f_1(\alpha) \leq 0,008$, угол вибрации $10^\circ \leq f_2(\alpha) \leq 40^\circ$, коэффициент динамичности режима работы $0,5 \leq f_3(\alpha) \leq 8$.

Число испытаний было расширено до 300. При этом интервалы варьирования параметров и центральные точки остались прежними. Для первой схемы в таблицу испытаний прошла 51 точка. Таким образом, эффективность отбора несколько увеличилась: $\gamma^* = 51/300 = 0,17$.

Определение области паретовского множества решений осуществлялось путем задания критериальных ограничений. Для этого были выбраны значения, соответствующие испытанию 2, т.е. испытанию, которому соответствует реальная вибромашина:

$$\varphi_1(\alpha) \leq 466 \text{ кг}; \varphi_2(\alpha) \leq 537 \text{ кг}; \varphi_3(\alpha) \leq 0,684; \\ \varphi_4^*(\alpha) \leq 0,240 \text{ м/с}; \varphi_4^{**}(\alpha) \leq 0,226 \text{ м/с}.$$

В результате в паретовское множество решений попало 2 точки. Им соответствуют номера 38 и 281. Номер испытания 38 уже встречался при предварительном исследовании области значений параметров виброконвейера. Номер испытания 281 — новый. Ему соответствуют следующие значения параметров:

$$\tau = 0,032; \beta_0 = 28^\circ; p_0 = 2\pi \cdot 12; p_1 = 2\pi \cdot 9,5; \\ p_2 = 2\pi \cdot 28; \mu = 0,0047; r = 0,007; s_k = 0,37.$$

Получены новые параметры вибромашины. Для этой машины значения критериев оказались следующими:

$$\varphi_1(\alpha) = 359 \text{ кг}; \varphi_2(\alpha) = 496 \text{ кг}; \varphi_3(\alpha) = 0,540; \varphi_4^*(\alpha) = 0,264 \text{ м/с}; \\ \varphi_4^{**}(\alpha) = 0,245 \text{ м/с}; \varphi_4(\alpha) = 0,356 \text{ м/с}.$$

Следовательно, по всем критериям выбранная модель 281 лучше, чем реальная машина. Таким образом, оказалось возможным улучшить существующую машину, не выходя за пределы заданных интервалов варьирования параметров.

Для второй схемы виброконвейера число испытаний, попавших в допустимую область, оказалось равным $N_f = 48$. Эффективность отбора несколько увеличилась ($\gamma^* = 0,16$). Так же как и для первой схемы виброконвейера, ограничения задавались по значениям критериев, соответствовавших реальной машине, а именно испытанию 38:

$$\varphi_1(\alpha) = 424 \text{ кг}; \varphi_2(\alpha) = 425 \text{ кг}; \varphi_3(\alpha) = 0,518; \varphi_4^*(\alpha) = 0,288 \text{ м/с}; \\ \varphi_4^{**}(\alpha) = 0,242 \text{ м/с}.$$

После задания критериальных ограничений в область паретовского множества решений попала 1 точка. Она соответствует испытанию 183. Для этого испытания получены следующие параметры вибромашины:

$$\tau = 0,043 \text{ с}; \beta_0 = 20,63^\circ; p_0 = 2\pi \cdot 14; p_1 = 2\pi \cdot 9,5 \text{ с}^{-1}; \\ p_2 = 2\pi \cdot 29 \text{ с}; \mu = 0,0038; r = 0,0069 \text{ м}; s_{\text{к}} = 0,32.$$

Значения критериев, соответствующих этому решению:

$$\varphi_1(\alpha) = 388 \text{ кг}; \varphi_2(\alpha) = 389 \text{ кг}; \varphi_3(\alpha) = 0,412; \varphi_4^*(\alpha) = 0,324 \text{ м/с}; \\ \varphi_4^{**}(\alpha) = 0,286 \text{ м/с}.$$

При проведении испытаний по третьей схеме виброконвейера в допустимую область решений прошло $N_f = 57$ испытаний. Эффективность отбора также увеличилась: $\gamma^* = 0,19$. Как и для второй схемы, критериальные ограничения установлены в соответствии со значениями, характерными для реальной машины. Эти ограничения соответствуют испытанию 38:

$$\varphi_1(\alpha) = 272 \text{ кг}; \varphi_2(\alpha) = 272 \text{ кг}; \varphi_3(\alpha) = 0,748; \varphi_4^*(\alpha) = 0,312 \text{ м/с}; \\ \varphi_4^{**}(\alpha) = 0,274 \text{ м/с}.$$

Такое задание критериальных ограничений привело к тому, что ни одно испытание не попало в паретовское множество решений. Для третьей схемы можно считать решение, связанное с испытанием 38, оптимальным.

Второй этап оптимального проектирования, связанный с попыткой существенного улучшения вибротранспортирующей машины, проводился для диапазона изменения параметров, значительно более широкого, чем на первом этапе. На втором этапе также было выполнено два расчета. Первый расчет был сделан для обнаружения оптимальных решений, существенно отличающихся от исходной существующей модели машины. Второй расчет был связан с поиском уточненного решения. Для этого поиск осуществлялся в окрестности найденного оптимального решения путем задания сравнительно небольших интервалов варьирования параметров (табл. 2). Все расчеты проводились для 300 испытаний.

Первый расчет — с использованием динамической первой схемы — позволил получить область допустимых решений $N_f = 9$. Эффективность выбора для этого случая $\gamma^* = N_f/N = 0,03$ значительно меньше, чем на первом этапе. Это обусловлено расширением диапазона изменений параметров, и следовательно, увеличением вероятности нарушения функциональных ограни-

чений. Заданием критериальных ограничений, соответствующих реальной машине, было выделено паретовское множество решений, состоящее из двух эффективных точек A_{136} и A_{83} . Этим точкам соответствуют следующие значения параметров и критериев:

Для точки A_{83}

$$\begin{aligned} \tau &= 0,035 \text{ с} & \varphi_1(\alpha) &= 26 \text{ кг} \\ \beta_0 &= 18^\circ & \varphi_2(\alpha) &= 19,3 \text{ кг} \\ p_0 &= 2\pi \cdot 11 \text{ с}^{-1} & \varphi_3(\alpha) &= 0,503 \\ p_1 &= 2\pi \cdot 8 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^*(\alpha) &= 0,375 \text{ м/с} \\ p_2 &= 2\pi \cdot 41 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^{**}(\alpha) &= 0,315 \text{ м/с} \\ \mu &= 0,0045 & \varphi_4^{***}(\alpha) &= 0,423 \text{ м/с} \\ r &= 0,0083 \text{ м} \\ s_{\text{к}} &= 0,38 \end{aligned}$$

Для точки A_{136}

$$\begin{aligned} \tau &= 0,072 \text{ с} & \varphi_1(\alpha) &= 35 \text{ кг} \\ \beta_0 &= 19^\circ & \varphi_2(\alpha) &= 29 \text{ кг} \\ p_0 &= 2\pi \cdot 13^{-1} & \varphi_3(\alpha) &= 0,2 \\ p_1 &= 2\pi \cdot 7,5 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^*(\alpha) &= 0,417 \text{ м/с} \\ p_2 &= 2\pi \cdot 47 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^{**}(\alpha) &= 0,326 \text{ м/с} \\ \mu &= 0,003 & \varphi_4^{***}(\alpha) &= 0,511 \text{ м/с} \\ r &= 0,006 \text{ м} \\ s_{\text{к}} &= 0,71 \end{aligned}$$

Таким образом, удалось значительно улучшить исходную конструкцию виброконвейера. Причем для первого варианта структуры предпочтений, когда наиболее важным считается критерий минимума отношения пускового момента к моменту в установившемся режиме, лучшим решением стало решение, соответствующее 136-му испытанию. Для этого варианта значения критерия $\varphi_3(\alpha)$ удалось значительно уменьшить.

Второй вариант, для которого наиболее важным критерием принято усилие, действующее на фундамент, характеризуется лучшим решением, соответствующим испытанию 83. Для этого испытания критерий $\varphi_2(\alpha)$ оказался значительно меньшим, чем для других испытаний, попавших в область допустимых значений. Одновременно удалось добиться увеличения скорости вибротранспортирования. Следовательно, оба решения можно принять в качестве основы для проектирования вибрационных конвейеров.

Аналогичным образом были получены решения для второй и третьей схем.

Для второй схемы лучшими решениями оказались решения соответствующие испытаниям A_{71} и A_{210} (см. ниже):

Для точки A_{71}

$$\begin{aligned} \tau &= 0,069 \text{ с} & \varphi_1(\alpha) &= 10 \text{ кг} \\ \beta_0 &= 21^\circ & \varphi_2(\alpha) &= 7,4 \text{ кг} \\ p_0 &= 2\pi \cdot 11 \text{ с}^{-1} & \varphi_3(\alpha) &= 0,38 \\ p_1 &= 2\pi \cdot 8 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^*(\alpha) &= 0,572 \text{ м/с} \\ p_2 &= 2\pi \cdot 42 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^{**}(\alpha) &= 0,521 \text{ м/с} \\ \mu &= 0,0042 & \varphi_4^{***}(\alpha) &= 0,631 \text{ м/с} \\ r &= 0,008 \text{ м} \\ s_{\text{к}} &= 0,73 \end{aligned}$$

Для точки A_{210}

$$\begin{aligned} \tau &= 0,061 \text{ с} & \varphi_1(\alpha) &= 12 \text{ кг} \\ \beta_0 &= 17^\circ & \varphi_2(\alpha) &= 8,6 \text{ кг} \\ p_0 &= 2\pi \cdot 10 \text{ с}^{-1} & \varphi_3(\alpha) &= 0,508 \\ p_1 &= 2\pi \cdot 6 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^*(\alpha) &= 0,662 \text{ м/с} \\ p_2 &= 2\pi \cdot 41 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^{**}(\alpha) &= 0,582 \text{ м/с} \\ \mu &= 0,03 & \varphi_4^{***}(\alpha) &= 0,715 \text{ м/с} \\ r &= 0,008 \text{ м} \\ s_{\text{к}} &= 0,71 \end{aligned}$$

Для третьей схемы лучшими оказались также два решения, приведенные ниже:

Для точки A_{128}

$$\begin{aligned} \tau &= 0,051 \text{ с} & \varphi_1(\alpha) &= 93 \text{ кг} \\ \beta_0 &= 31^\circ & \varphi_2(\alpha) &= 44,7 \text{ кг} \\ p_0 &= 2\pi \cdot 9 \text{ с}^{-1} & \varphi_3(\alpha) &= 0,333 \\ p_1 &= 2\pi \cdot 42 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^*(\alpha) &= 0,974 \text{ м/с} \\ p_2 &= 2\pi \cdot 46 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^{**}(\alpha) &= 0,832 \text{ м/с} \\ \mu &= 0,005 & \varphi_4^{***}(\alpha) &= 1,053 \text{ м/с} \\ r &= 0,008 \text{ м} \\ s_{\text{к}} &= 0,74 \end{aligned}$$

Для точки A_{210}

$$\begin{aligned} \tau &= 0,08 \text{ с} & \varphi_1(\alpha) &= 76 \text{ кг} \\ \beta_0 &= 27^\circ & \varphi_2(\alpha) &= 37,6 \text{ кг} \\ p_0 &= 2\pi \cdot 10^{-1} & \varphi_3(\alpha) &= 0,505 \\ p_1 &= 2\pi \cdot 8 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^*(\alpha) &= 0,882 \text{ м/с} \\ p_2 &= 2\pi \cdot 41,5 \text{ с}^{-1} & \varphi_4^{**}(\alpha) &= 0,841 \text{ м/с} \\ \mu &= 0,0043 & \varphi_4^{***}(\alpha) &= 0,971 \text{ м/с} \\ r &= 0,006 \text{ м} \\ s_{\text{к}} &= 0,68 \end{aligned}$$

Таблица 2

Параметрические ограничения

Переменная	α^*	α°	α^{**}	$\Delta\alpha$
τ, c	0,02	0,04	0,06	0,02
$\beta_0, \text{град}$	10	20	30	10
p_0, c^{-1}	$2\pi \cdot 6$	$2\pi \cdot 10$	$2\pi \cdot 14$	$2\pi \cdot 4$
p_1, c^{-1}	$2\pi \cdot 5$	$2\pi \cdot 10$	$2\pi \cdot 15$	$2\pi \cdot 5$
p_2, c^{-1}	$2\pi \cdot 10$	$2\pi \cdot 20$	$2\pi \cdot 30$	$2\pi \cdot 10$
μ	0,002	0,003	0,004	0,001
r, m	0,005	0,006	0,007	0,001
s_k	0,2	0,3	0,4	0,1

Проведение второго счета, связанного с уточнением оптимальных решений, не дало улучшения решения. Поэтому полученные варианты решений могут быть рекомендованы для проектирования виброконвейеров с оптимальными параметрами.

Анализ полученных решений позволяет также осуществить поиск оптимальной структурной схемы виброконвейера. Выбор той или иной схемы виброконвейера определяется как конкретными условиями использования, так и критериями оценки эффективности, которые к нему предъявляются.

Первая схема вибрационного конвейера, будучи наиболее простой по конструкции, позволяет легко переналаживать и настраивать вибрационный конвейер. Такая особенность может быть очень важной в условиях горных выработок, где мобильность, возможность быстрой переналадки имеет большое значение.

Вторая схема, расположение рабочих органов которой симметрично относительно вибратора, позволяет значительно уменьшить нагрузки как на привод, так и на фундамент выбранного конвейера. При этом скорость вибротранспортирования может быть выше, чем у виброконвейера, выполненного по первой схеме. Такой вибрационный конвейер может быть использован как стационарное транспортное средство. Причем он может использоваться там, где имеются повышенные требования к нагрузке на перекрытия или фундамент.

Вибрационные конвейеры, выполненные по третьей схеме, имеют более высокую скорость вибротранспортирования, чем рассмотренные выше, но при этом они имеют более высокие значения нагрузок на привод и опоры вибрационного конвейера.

Таким образом, вибрационные конвейеры, выполненные по третьей схеме, позволяют значительно увеличить производительность. Они также могут быть использованы как стационарные транспортирующие средства в условиях, где требования к нагрузкам на опоры вибрационного конвейера понижены.

4.4. ВИБРАЦИОННЫЕ ПИТАТЕЛИ И УСТАНОВКИ ДЛЯ ВЫПУСКА РУДЫ

4.4.1. ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ВЫПУСКА РУДЫ

Выпуск руды установками с волновыми движениями рабочего органа

В настоящее время для выпуска руды при подземной добыче находят применение вибровыпускные установки "вибролента" типов ВЛЖ-1М и ВЛР-3. Эти установки представляют собой стальной лист длиной 1500—3000 мм, шириной 900—1200 мм, один конец которого закреплен в выработке на шахтах, а на другом укреплен дебалансный инерционный вибратор. При работе вибратора по ленте распространяется упругая волна. На принципе бегущей волны разрабатываются и другие, более совершенные, транспортирующие установки, например виброгрохот ГЭДП-52.

В общем случае процесс транспортирования руды формируется как поперечными, так и продольными волнами. Эффект транспортирования может быть достигнут как при стоячих, так и бегущих волнах. В дальнейшем рассматривается динамика транспортирования насыпного груза бегущими волнами, частным случаем которой является транспортирование стоячими волнами.

Теория процесса транспортирования насыпных грузов волновыми транспортирующими установками включает в себя как частный случай теорию вибрационного транспортирования. Точно так же теория транспортирования штучных грузов за счет упругих колебаний пьезокерамических, магнито-стрикционных и других элементов, генерирующих упругие колебания, является простейшим приложением теории волнового транспортирования насыпных грузов [31].

Процесс транспортирования насыпных грузов формируется как поперечными, так и продольными волнами на транспортирующей поверхности установки. Эффект транспортирования груза может быть достигнут как при стоячих, так и бегущих волнах на транспортирующей поверхности. В дальнейшем разрабатывается теория транспортирования насыпных грузов бегущими волнами, частным случаем которой является теория транспортирования стоячими волнами.

Поперечные бегущие волны в основном ответственны за характер взаимодействия транспортирующей поверхности с перемещаемым грузом, в то время как продольные бегущие волны определяют скорость транспортирования груза. Особенностью бегущих волн является то, что как поперечные, так и продольные волны распространяются вдоль транспортирующей поверхности с определенной скоростью, которая получила название фазовой скорости и обозначается v_{ϕ} .

Уравнения поперечных и продольных бегущих по транспортирующей поверхности волн имеют вид

$$y' = A_y \sin(\omega t - \omega x/v_{\phi}); \quad x' = A_x \sin(\omega t - \omega x/v_{\phi} + \gamma),$$

где A_y и A_x — амплитуды поперечной и продольной бегущих волн; ω — круговая частота колебаний бегущих волн; x — координата вдоль транспортирующей поверхности; γ — угол сдвига фаз между поперечной и продольной бегущими волнами.

Для фиксированного x смещения транспортирующей поверхности в поперечном и продольном направлениях волны представляют гармонические функции времени, смещенные между собой на угол γ . Подобным же образом для фиксированного времени смещения волны представляют собой взаимно перпендикулярные синусоиды в пространстве.

В общем же случае параметры бегущих волн зависят как от времени, так и от положения в пространстве и определяются фазовой функцией $\varphi(t, z) = \omega t - \omega x/v_\phi$, являющейся аргументом волновой функции $\sin(\omega t - \omega x/v_\phi)$. При данном x фаза линейно растет со временем t (член ωt), для заданного времени t она линейно уменьшается с ростом z (или $-\omega x/v_\phi$). Проведя дифференцирование фазовой функции по обоим переменным, найдем скорость изменения фазы

$$\dot{\varphi}(t, x) = \omega - \omega \dot{x}/v_\phi = \omega(1 - \dot{x}/v_\phi)$$

и ускорение

$$\ddot{\varphi}(t, x) = -\omega \ddot{x}/v_\phi.$$

Произведя дифференцирование поперечных и продольных перемещений, а также воспользовавшись выражением для скорости фазовой функции, получим для поперечной и продольной бегущих волн перемещения

$$y' = A_y \sin(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t; \quad x' = A_x \sin[(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t + \gamma],$$

скорости

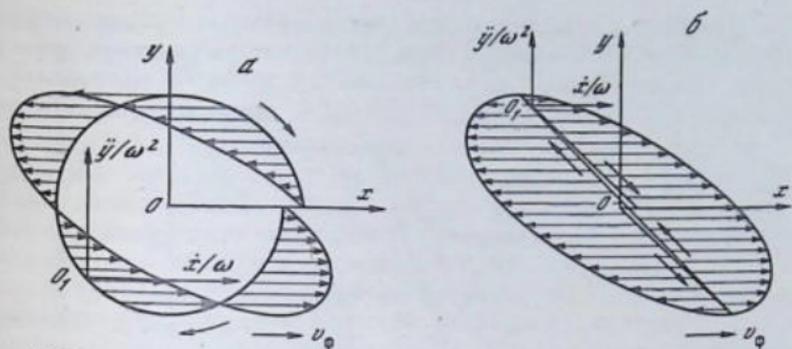
$$\dot{y}' = A_y \omega(1 - \dot{x}/v_\phi) \cos(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t; \quad \dot{x}' = A_x \omega(1 - \dot{x}/v_\phi) \cos[(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t + \gamma],$$

и ускорения

$$\ddot{y}' = -A_y \omega^2(1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t; \quad \ddot{x}' = -A_x \omega^2(1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin[(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t + \gamma].$$

На рис. 44 указана конфигурация транспортирующей поверхности при распространении по ней продольных и поперечных бегущих волн, полученная при различных параметрах поперечной и продольной составляющих и различных углах сдвига фаз между ними. Как видно из приведенных графиков, варьируя параметры поперечных и продольных бегущих волн и угол сдвига между ними, можно получить самые разнообразные конфигурации транспортирующей поверхности конвейера. На тех же схемах приведены безразмерные значения скоростей и ускорений точек транспортирующей поверхности.

Рассмотрим общий случай волнового транспортирования слоя насыпного груза, идентифицируемого инерционной упруговязкопластичной моделью, по грузонесущему органу, наклоненному под углом к горизонту. По закону, определяемому приведенными ранее выражениями, по грузонесущему органу распространяются со сдвигом по фазе поперечная и продольная бегущие волны. Введем подвижную систему прямоугольных координат xOy , связанную с транспортирующей поверхностью грузонесущего органа. Причем ось Ox направлена по касательной к поверхности грузонесущего органа в точке, где находится начало координат, а ось Oy образует



Р и с. 44. Бегущие волны на транспортирующей поверхности транспортирующей машины

$$a - a_x = a_y = 1, \gamma = 90^\circ, k = 0,1; \quad б - a_x = a_y = 1; \gamma = 0^\circ, k = 0,15$$

с ней нормаль таким образом, что начало ее координат перемещается по транспортирующей поверхности со скоростью движения транспортируемого груза.

Вследствие того что подвижная система координат совершает движения совместно с данной точкой поверхности грузонесущего органа, наклон осей Oy , Ox постоянно меняется в пространстве. Угол наклона оси Ox к оси Ox' неподвижной системы координат определяется из соотношения $\arctg(Y/X)$, поэтому угол наклона оси Ox к горизонту составит $[\alpha + \arctg(Y/X)]$. Наряду с подвижной системой координат используем неподвижную координатную систему $x'O'y'$, ось x' которой параллельна невозбужденной поверхности грузонесущего органа.

В процессе волнового транспортирования вследствие распространения по грузонесущему органу продольной бегущей волны слой насыпного транспортируемого груза испытывает продольные деформации. Для их воспроизведения должна быть использована многоэлементная феноменологическая модель груза. Она содержит, как минимум две стандартные реологические модели насыпного груза для моделирования процессов вибро-транспортирования, разнесенные вдоль грузонесущего органа на некоторое расстояние.

Таким образом, для исследования процесса волнового транспортирования может быть применена многоэлементная инерционная упруговязкопластичная модель насыпного груза (на рис. 45 изображена двухкомпонентная модель). Инерционные свойства слоя груза моделируются для первого элемента массами m , m_{1y} , m_{3y} , для второго — массами m^* , m_{1y}^* , m_{3y}^* . Упруговязкопластические свойства слоя груза в направлении оси y воспроизводятся упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_y^* , k_{1y}^* для первого элемента и k_y^{**} , k_{1y}^{**} — для второго, вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_y^* , c_y^{**} и пластическими реологическими телами с пределами пластического деформирования F_{ny}^* , F_{ny}^{**} и коэффициентами пластического упрочнения k_{ny}^* , k_{ny}^{**} .

Для воспроизведения инерционных и упруговязкопластических свойств слоя насыпного груза в продольном направлении (в направлении оси x)

элементы модели соединены между собой упругим реологическим телом с коэффициентами жесткости k_x , k_{1x} , вязким реологическим телом с коэффициентом вязкости c_x , пластическими телами с пределом пластического деформирования $F_{пх}^*$, $F_{пх}^{**}$ и коэффициентами пластического упрочнения $k_{пх}^*$, $k_{пх}^{**}$ и инерционными элементами с массами m_{1x} , m_{3x} .

Размещая элементы модели на различных расстояниях друг от друга в пределах длины бегущей волны λ , можно достаточно всесторонне исследовать закономерности продольных деформаций слоя насыпного груза. Если не ставить себе целью исследование этих деформаций, то можно ограничиться применением обычной феноменологической модели для исследования закономерностей вибротранспортирования.

Вследствие того что выделенные элементы слоя насыпного груза совершают перемещения в стесненных условиях, для более полного воспроизведения реальных условий транспортирования следует учитывать сопротивление среды, куда входят аэродинамические сопротивления, трение о смежные элементы слоя и т.д. Окружающая среда моделируется инерционной упруговязкой феноменологической моделью с массами m_{2y} , m_{2x} , упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_{2y} , k_{2x} , вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_{2y} , c_{2x} и c_{2y}^* , c_{2x}^{**} , моделирующими сопротивления, пропорциональные относительной скорости деформации среды, и вязкими реологическими телами c_{2y} , c_{2x} , воспроизводящими сопротивления, пропорциональные абсолютной скорости деформации среды.

Сопротивления окружающей среды приобретают существенное значение лишь при больших относительных и абсолютных перемещениях слоя транспортируемого груза, что имеет место на этапах его свободного движения и скольжения по поверхности грузонесущего органа. На этапах деформации слоя груза абсолютные и относительные перемещения и скорости слоя груза невелики, поэтому внешняя среда не оказывает заметных сопротивлений слою груза. В соответствии с изложенным сопротивления внешней среды учитываются лишь в уравнениях свободного движения слоя груза в направлении осей Ox , Oy и скольжения его по поверхности грузонесущего органа.

Сухое трения слоя груза при скольжении по поверхности грузонесущего органа моделируется элементами сухого трения с коэффициентами трения μ_x , μ_x^* и принимается пропорциональным нормальным реакциям груза на соответствующую поверхность F_x , F_x^* и зависимым от знака и величины скорости груза от грузонесущего органа: $\mu_x(\text{sign}\dot{x} - \alpha_1\dot{x} + \alpha_2\dot{x}^3)$ и $\mu_x^*(\text{sign}\dot{x}^* - \alpha_1\dot{x}^* + \alpha_2\dot{x}^{*3})$. Приведенная запись сил сухого трения удобна для выполнения расчетов, так как учитывает все действующие факторы.

Рассмотрим закономерности волнового транспортирования груза в рамках инерционной упруговязкой модели, включающие этапы упруговязкой деформации слоя, свободного движения и скольжения по грузонесущему органу.

На этапе движения слоя груза в контакте с грузонесущим органом происходят его упруговязкие деформации в направлении оси Oy , описываемые следующими дифференциальными уравнениями:

$$m\ddot{y} = mA_y\omega^2(1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin(1 - \dot{x}/v_\phi)\omega t - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1) - mg \cos(\alpha + \arctg Y/X),$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = m_1 A_y \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\Phi) \sin(1 - \dot{x}/v_\Phi) \omega t - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - k_1 y_1 - m_1 g \cos(\alpha + \text{arctg } Y/X),$$

$$m^* \ddot{y}^* = m^* A_y \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\Phi)^2 \sin(1 - \dot{x}/v_\Phi) \omega t - c_y^* (\dot{y}^* - \dot{y}_1^*) - k_y^* (y^* - y_1^*) - m^* g \cos[\alpha + \text{arctg}(Y^*/X'^*)],$$

$$m_1^* \ddot{y}_1^* = m_1^* A_y \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\Phi)^2 \sin(1 - \dot{x}/v_\Phi) \omega t - c_x^* (\dot{y}_1^* - \dot{y}^*) - k_y^* (y_1^* - y^*) - k_{1y}^* y_1^* - m_1^* g \cos[\alpha + \text{arctg}(Y^*/X'^*)].$$

Здесь Y , X и Y^* , X^* — перемещения грузонесущего органа в направлении осей Oy , Ox в месте нахождения данного элемента груза.

При решении приведенных систем дифференциальных уравнений следует учитывать, что элементы модели находятся друг от друга на некотором расстоянии λ/n . Этого можно достигнуть, приняв в качестве начальных условий, например, $x = 0$, $x^* = \lambda/n$. Прочие начальные условия принимаются обычным порядком.

Приведенные уравнения, кроме деформаций скоростей и ускорений деформирования, позволяют определить внутренние силы, вызывающие эти деформации; для массы m и m^* соответственно:

$$F_{yy} = -c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y (y - y_1); \quad F_{yy}^* = -c_y^* (\dot{y}^* - \dot{y}_1^*) - k_y^* (y^* - y_1^*),$$

а также силы взаимодействия элементов груза, массы m и m^* с грузонесущим органом в направлении оси Oy :

$$F_{y1} = k_{1y} y_1; \quad F_{y1}^* = k_{1y}^* y_1^*.$$

Упруговязкие деформации слоя груза в направлении оси Ox описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$m \ddot{x} = -m \ddot{X} - c_x (\dot{x} - \dot{X}) - k_x (x - X) - k_{1x} x - mg \sin[\alpha + \text{arctg}(Y/X)],$$

$$m^* \ddot{x}^* = -m^* \ddot{X}^* - c_x^* (\dot{x}^* - \dot{X}^*) - k_x^* (x^* - X^*) - k_{1x}^* x^* - mg \sin[\alpha + \text{arctg}(Y/X)].$$

Внутренние силы, вызывающие продольные деформации слоя насыпного груза, находящегося на грузонесущем органе, совершающем продольные и поперечные волновые колебания, одинаковы по величине, но различны по знаку для масс m , m^* . На массы m , m^* действуют внутренние силы

$$F_{xy} = -c_x (\dot{x} - \dot{X}) - k_x (x - X); \quad F_{xy}^* = -c_x^* (\dot{x}^* - \dot{X}^*) - k_x^* (x^* - X^*).$$

Силы взаимодействия элементов груза массы m и m^* с грузонесущим органом в направлении оси Ox равны соответственно

$$F_{x1} = k_{1x} x; \quad F_{x1}^* = k_{1x}^* x^*.$$

Элементы модели слоя груза находятся на грузонесущем органе до моментов t_0 , t_0^* , когда будут выполнены условия $y_1(t_0) \geq 0$ и $y_1^*(t_0^*) \geq 0$. Далее элемент груза теряет контакт с грузонесущим органом и переходит к свободному движению (полету).

Свободное движение элементов слоя груза, сопровождаемое деформациями окружающей среды, описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m \ddot{y} = -m \ddot{Y} - c_y (\dot{y} - \dot{Y}) - k_y (y - Y) - mg \cos[\alpha + \text{arctg}(Y/X)],$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -m \ddot{Y} - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - m_1 g \cos [\alpha + \arctg(Y/X)] - k_{2y} (y_1 - y_2),$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 \ddot{Y} - k_{2y} (y_2 - y_1) - c_{2y} \dot{y}_2 - c'_{2y} (\dot{y}_2 + \dot{Y}),$$

$$m^* \ddot{y}^* = -m^* \ddot{Y}^* - c_y^* (\dot{y}^* - \dot{y}_1^*) - k_y^* (y^* - y_1^*) - m g^* \cos [\alpha + \arctg(Y/X)],$$

$$m_1^* \ddot{y}_1^* = -m_1^* \ddot{Y}^* - c_y^* (\dot{y}_1^* - \dot{y}^*) - k_y^* (y_1^* - y^*) - m_1^* g \cos [\alpha + \arctg(Y/X)] - k_{2y}^* (y_1^* - y_2^*),$$

$$m_2^* \ddot{y}_2^* = -m_2^* \ddot{Y}^* - k_{2y}^* (y_2^* - y_1^*) - c_{2y}^* \dot{y}_2^* - c'_{2y} (\dot{y}_2^* + \dot{Y}^*).$$

Сопротивления, оказываемые средой движению элемента слоя груза массы m , равны $F_{1yy} = -k_{2y}(y_1 - y_2)$, движению грузонесущего органа $-F_{yв} = c_{2y}\dot{y}_2$. Сопротивления, оказываемые средой движению элемента слоя груза массы m^* , равны $F_{1yу}^* = -k_{2y}(y_1^* - y_2^*)$, движению грузонесущего органа $-F_{yв} = c_{2y}\dot{y}_2^*$.

Свободное движение элементов слоя груза в направлении транспортирования (оси Ox), сопровождаемое деформациями окружающей среды, описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m \ddot{x} = -m \ddot{X} - c_x (\dot{x} - \dot{x}^*) - k_x (x - x^*) - k_{2x} (x - x_2),$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 \ddot{X} - k_{2x} (x_2 - x) - c_{2x} \dot{x}_2 - c'_{2x} (\dot{x}_2 + \dot{X}),$$

$$m^* \ddot{x}^* = -m^* \ddot{X}^* - c_x^* (\dot{x}^* - \dot{x}) - k_x^* (x^* - x) - k_{2x}^* (x^* - x_2^*),$$

$$m_2^* \ddot{x}_2^* = -m_2^* \ddot{X}^* - k_{2x}^* (x_2^* - x^*) - c_{2x}^* \dot{x}_2^* - c'_{2x} (\dot{x}_2^* + \dot{X}^*).$$

Среда оказывает сопротивления движению элементов слоя груза массы m и m^* $F_{xcp} = -k_{2x}(x_2 - x)$, $F_{xcp}^* = -k_{2x}^*(x_2^* - x^*)$ и грузонесущего органа $F_{xв} = c_{2x}\dot{x}_2$ и $F_{xв}^* = c_{2x}^*\dot{x}_2^*$.

Свободное движение элементов модели слоя груза будет продолжаться до моментов t_n , t_n^* , когда будут выполнены условия $y_1(t_n) \leq 0$ и $y_1^*(t_n^*) \leq 0$. Далее элементы груза начнут перемещаться в контакте с грузонесущим органом по законам, описываемым рассмотренными ранее дифференциальными уравнениями.

Упруговязкие деформации слоя груза без скольжения по поверхности грузонесущего органа имеют место при выполнении условий: для элемента массы m

$$k_{1x} x \leq |\mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_y|$$

и для элемента массы m^*

$$k_{1x}^* x^* \leq |\mu_x (\text{sign } \dot{x}^* - \alpha_1 \dot{x}^* + \alpha_2 \dot{x}^{*3}) F_y^*|.$$

Скольжение элементов слоя груза по поверхности грузонесущего органа начинается в тот момент, когда соответствующая сдвигающая сила превзойдет силы трения на данный элемент слоя груза. Элемент слоя груза массы m начнет скользить по поверхности грузонесущего органа в момент $t_{0\pm}$, когда выполнится условие

$$-k_{1x} x(t_{0\pm}) \geq \mu_x [\text{sign } \dot{x}(t_{0\pm}) - \alpha_1 \dot{x}(t_{0\pm}) + \alpha_2 \dot{x}^3(t_{0\pm})] F_y.$$

Скольжение слоя груза массы m , m^* по поверхности грузонесущего органа начнется в момент $t_{0\pm}^*$, определяемый из неравенства

$$-k_{1x}^* x^* (t_{0\pm}^*) \geq \mu_x [\text{sign } \dot{x}^* (t_{0\pm}^*) - \alpha_1 \dot{x}^* (t_{0\pm}^*) + \alpha_2 \dot{x}^{*3} (t_{0\pm}^*)] F_y^*.$$

Направление скольжения груза относительно грузонесущего органа определяется членами $\text{sign } \dot{x} (t_{0\pm})$ и $\text{sign } \dot{x} (t_{0\pm}^*)$.

Скольжение элементов слоя груза массы m и m^* по поверхности грузонесущего органа, сопровождаемое деформациями окружающей среды, описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m\ddot{x} = -m\ddot{X} - c_x (\dot{x} - \dot{x}^*) - k_x (x - x^*) - \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_y - k_{2x} (x - x_2),$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 \ddot{X} - k_{2x} (x_2 - x) - c_{2x} \dot{x}_2 - c_{2x}' (\dot{x}_2 + \dot{X}),$$

$$m^* \ddot{x}^* = -m^* \ddot{X}^* - c_x^* (\dot{x}^* - \dot{x}) - k_x^* (x^* - x) - \mu_x (\text{sign } \dot{x}^* - \alpha_1 \dot{x}^* + \alpha_2 \dot{x}^{*3}) F_y^* - k_{2x}^* (x^* - x_2^*),$$

$$m_2^* \ddot{x}_2^* = -m_2^* \ddot{X}^* - k_{2x}^* (x_2^* - x^*) - c_{2x}^* \dot{x}_2^* - c_{2x}^* (\dot{x}_2^* + \dot{X}^*).$$

Груз будет скользить по поверхности грузонесущего органа до того момента, пока силы трения не превзойдут сдвигающие силы. Элемент слоя груза массы m остановится в момент $t_{\pm 0}$, определяемый из неравенства $-k_{1x} x(t_{\pm 0}) \leq \mu_x [\text{sign } \dot{x}(t_{\pm 0}) - \alpha_1 \dot{x}(t_{\pm 0}) + \alpha_2 \dot{x}(t_{\pm 0})] F_y$; остановка элемента слоя груза массы m^* происходит в момент, определяемый из неравенства $-k_{1x} x^*(t_{\pm 0}^*) \leq \mu_x [\text{sign } \dot{x}^*(t_{\pm 0}^*) - \alpha_1 \dot{x}^*(t_{\pm 0}^*) + \alpha_2 \dot{x}^*(t_{\pm 0}^*)] F_y^*$.

При скольжении элементов слоя груза массы m и m^* на поверхность грузонесущего органа будут действовать силы трения

$$F_{x\text{тр}} = -\mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_y; \quad F_{x\text{тр}}^* = \mu_x (\text{sign } \dot{x}^* - \alpha_1 \dot{x}^* + \alpha_2 \dot{x}^{*3}) F_y^*.$$

и сопротивления, обусловленные деформациями внешней среды,

$$F_{x\text{ср}} = c_{2x} \dot{x}_2 + c_{2x}' (\dot{x}_2 + \dot{X}); \quad F_{x\text{ср}}^* = c_{2x}^* \dot{x}_2^* + c_{2x}^* (\dot{x}_2^* + \dot{X}^*).$$

Исследование процесса волнового транспортирования слоя насыпного груза, идентифицируемого двухэлементной инерционной упруговязкой или упруговязкопластической феноменологической моделью, сводится к последовательному решению приведенных дифференциальных уравнений, описывающих все возможные деформации и движения элементов модели и слоя в целом в порядке, который для данных параметров волновой транспортирующей установки формируется логической системой алгоритма решения. Основой этой системы являются трансцендентные уравнения и неравенства, определяющие моменты перехода от одного режима движения слоя груза к другому.

По сравнению с исследованием процесса вибрационного транспортирования при изучении закономерностей волнового перемещения насыпных грузов оператор, выбирая начальные условия расчета, должен учитывать, что элементы слоя груза массы m и m^* начинают движения при различных обстоятельствах. Поэтому начальные условия движения элементов слоя груза массы m и m^* должны определяться с учетом их относительного расположения элементов на транспортирующей поверхности. В ряде случаев для полу-

чения более полной картины волнового транспортирования слоя груза целесообразно просмотреть закономерности движения двухэлементной феноменологической модели груза различной протяженности, т.е. с расположением элементов модели на различном расстоянии λ/n друг от друга.

Особенностью волнового транспортирования насыпных грузов, кроме наличия продольных местных деформаций слоя, является также переменный по длине грузонесущего органа угол наклона к горизонту транспортирующей поверхности. Это обстоятельство обуславливается криволинейной конфигурацией транспортирующей поверхности (формой волны, сформированной на транспортирующей поверхности). Изменение угла наклона к горизонту по длине транспортирующей поверхности учитывается специальным членом, введенным в уравнения движения и деформации слоя насыпного груза.

Алгоритм решения задачи волнового транспортирования слоя насыпного груза предусматривает наряду с определением деформаций, скоростей и ускорений деформаций, перемещений, скоростей и ускорений перемещений слоя груза в направлении осей Oy , Ox определение таких показателей процесса, как текущие и средние скорости транспортирования груза, внутренние напряжения, вызывающие упруговязкие и пластические деформации в слое, нагрузки на грузонесущий орган и затраты энергии в процессе транспортирования с выделением полезных, непроизводительных и общих энергозатрат. На основании этих основных показателей процесса волнового транспортирования могут быть определены также такие дополнительные характеристики процесса, как коэффициент сопротивления транспортированию, коэффициент передачи скорости транспортируемому грузу грузонесущим органом и т.д.

Скорость волнового транспортирования насыпного груза, средняя скорость перемещения, представляет собой один из основных параметров волновой транспортирующей установки, который обычно принимается важнейшим локальным критерием качества при проведении многокритериального оптимального проектирования установки.

Перемещения слоя груза в направлении транспортирования имеют место на всех этапах и происходят как за счет его деформации, так и свободного движения (полета) и скольжения по грузонесущему органу. Наибольшие перемещения относительно грузонесущего органа имеют место на двух последних этапах движения. Текущие перемещения груза $x(t)$ целесообразно фиксировать по одному из элементов модели, например элементу слоя массы m^* ; они определяются в результате решения дифференциальных уравнений, описывающих деформации и движение слоя груза в направлении оси Ox . Средняя скорость перемещения груза (скорость транспортирования) определяется как суммарное перемещение за полный цикл движения груза, деленное на период движения:

$$v = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega_{t_0}}^{\omega_{t_n}} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega_{t_0 \pm}}^{\omega_{t_{\pm 0}}} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega_{t_n, yB}}^{\omega_{t_{k, yB}}} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t \right].$$

Определив скорость волнового транспортирования, можно оценить эффективность режима работы установки, вычислив коэффициент передачи скорости груза от грузонесущего органа $\kappa = v/X_{\max}$.

Внутренние усилия, действующие в слое насыпного груза, необходимо знать для оценки характера деформаций (упруговязкие или пластические) моментов перехода от одного вида деформаций к другому, затрат энергии на формоизменение слоя и измельчение частиц груза при транспортировании.

В слое груза в процессе упруговязких деформаций действуют усилия соответственно на элементы слоя массы m и m^* , вызывающие поперечные деформации слоя

$$F_{yуv} = -c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y (y - y_1); \quad F_{yуv}^* = -c_y^* (\dot{y}^* - \dot{y}_1^*) - k_y^* (y^* - y_1^*),$$

а также обуславливающие его продольные деформации

$$F_{xуv} = -c_x (\dot{x} - \dot{x}^*) - k_x (x - x^*); \quad F_{xуv}^* = -c_x^* (\dot{x}^* - \dot{x}) - k_x^* (x^* - x).$$

При пластических деформациях на элементы слоя груза массы m и m^* действуют внутренние усилия: в поперечном направлении

$$F_{уп} = F_{пy} + k_{пy} (y - y_3) \quad \text{и} \quad F_{уп}^* = F_{пy}^* + k_{пy}^* (y^* - y_3^*)$$

и в продольном направлении

$$F_{xп} = F_{пx} + k_{пx} (x - x_3) \quad \text{и} \quad F_{xп}^* = F_{пx}^* - k_{пx}^* (x^* - x_3^*).$$

Воздействия от транспортируемого груза на грузонесущий орган на этапах движения их в контакте передаются непосредственно, на этапах свободного движения — через окружающую среду.

Воздействия груза на грузонесущий орган, передаваемые через контактирующие поверхности, равны: при деформациях слоя

$$-F_{yy} = k_{1y} y; \quad F_{yy}^* = k_{1y}^* y^*; \quad F_{xy} = k_{1x} x_1 \quad \text{и} \quad F_{xy}^* = k_{1x}^* x_1^*;$$

при относительном проскальзывании

$$F_{xтp} = \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_y; \quad F_{xтp}^* = \mu_x (\text{sign } \dot{x}^* - \alpha_1 \dot{x}_1^* + \alpha_2 \dot{x}_1^{*3}) F_x^*.$$

При свободном движении груза через окружающую среду на грузонесущий орган действуют силы:

нормально к транспортирующей поверхности

$$F_{yсp} = c_{2y} \dot{y}_2 + c_{2y}' (\dot{y}_2 + \dot{Y}); \quad F_{yсp}^* = c_{2y}^* \dot{y}_2^* + c_{2y}'^* (\dot{y}_2^* + \dot{Y}^*)$$

и по касательной к транспортирующей поверхности

$$F_{xсp} = c_{2x} \dot{x} + c_{2x}' (\dot{x} + \dot{X}); \quad F_{xсp}^* = c_{2x}^* \dot{x}^* + c_{2x}'^* (\dot{x}^* + \dot{X}^*).$$

Общие затраты энергии волновой транспортирующей установкой, связанные непосредственно с процессом транспортирования элемента слоя груза, определяются по следующему выражению:

$$W = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega_{t_0}}^{\omega_{t_n}} (F_{yсp} \dot{Y} + F_{xсp} \dot{X}) d\omega t + \int_{\omega_{t_0 \pm}}^{\omega_{t \pm 0}} F_{xтp} \dot{X} d\omega t + \int_{\omega_{t_{ny}}}^{\omega_{t_{ky}}} (F_{yy} Y + F_{xy} \dot{X}) d\omega t \right].$$

Из общих затрат энергии на транспортирование можно выделить полезные затраты на ускорение груза и преодоление сопротивлений его перемещению и непроизводительные затраты, обусловленные формоизменением слоя груза в процессе транспортирования и разрушением его частиц:

$$W_{\Pi} = \frac{1}{\Delta} \left\{ \int_{\omega t_0}^{\omega t_{\Pi}} F_{y_{cp}} (\dot{Y} + \dot{y}) + F_{x_{cp}} (\dot{X} + \dot{x}) \right] d\omega t + \int_{\omega t_{0\pm}}^{\omega t_{\pm 0}} F_{x_{тр}} (\dot{X} + \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega t_{Hy}}^{\omega t_{Ky}} [F_{yy} (\dot{Y} + \dot{y}) + F_{xy} (\dot{X} + \dot{x})] d\omega t \right\},$$

$$W_{\Pi} = \frac{1}{\Delta} \left[\int_{\omega t_0}^{\omega t_{\Pi}} (F_{y_{cp}} \dot{y} + F_{x_{cp}} \dot{x}) d\omega t + \int_{\omega t_{0\pm}}^{\omega t_{\pm 0}} F_{x_{тр}} \dot{X} d\omega t + \int_{\omega t_{Hy}}^{\omega t_{Ky}} (F_{yy} \dot{y} + F_{xy} \dot{x}) d\omega t \right].$$

Энергетическая эффективность процесса волнового транспортирования по удельным затратам энергии на выполнение полезной работы W_{Π}/W .

Если по грузонесущему органу движется негабарит, то для исследования закономерностей его транспортирования можно применить теорию волнового транспортирования штучных грузов.

Теория транспортирования штучных грузов волновыми транспортирующими установками представляет собой частный упрощенный раздел общей теории волнового транспортирования насыпных грузов. В волновых транспортирующих установках, работающих в высокочастотных режимах, длина волны значительно меньше длины перемещаемых штучных грузов, поэтому такие грузы располагаются на гребнях транспортирующей поверхности и имеют, по существу, с ней точечный контакт. Так как гребни волн перемещаются синхронно и синфазно, то при решении некоторых частных задач волновой грузонесущий орган можно рассматривать как жесткий рифленный (рифлы в данном случае моделируют волны на транспортирующей поверхности волнового грузонесущего органа) грузонесущий орган обычной вибротранспортирующей установки.

В этом случае закон колебания жесткого грузонесущего органа вибрационной транспортирующей установки принимается идентичным закону колебаний гребня волны. Поэтому при такой постановке задачи дальнейшее исследование процесса волнового транспортирования штучных грузов ведется по методике расчета вибрационных транспортирующих установок с жестким грузонесущим органом, изложенной в п. 2.3.1.

Однако режимы транспортирования штучных грузов волновыми транспортирующими установками неизмеримо разнообразнее режимов вибрационных транспортирующих установок с жестким грузонесущим органом. Некоторые из этих режимов транспортирования могут быть весьма эффективными. Например, ранее было показано (см. рис. 44), что при надлежащем подборе параметров продольных и поперечных волн можно создать такие режимы, при которых на гребне волны продольная составляющая скорости колебаний достигает своего амплитудного значения.

Если грузонесущий орган и перемещаемые штучные грузы представляют

собой достаточно твердые тела, то контакт между ними можно считать точечным (линейчатым) и скорость перемещения груза в режимах без проскальзывания будет равна скорости продольных колебаний точки контакта (гребня волны). Если груз и грузонесущий орган деформируются в точках контакта, то скорость перемещения груза будет несколько ниже амплитудной скорости колебаний гребня волны и в точках контакта будет иметь место некоторое проскальзывание транспортирующей поверхности относительно перемещаемых штучных грузов.

В [8] было показано, что в случае транспортирования малодеформируемых штучных грузов по жесткому грузонесущему органу без проскальзывания скорость транспортирования может быть простым выражением

$$v = A_x \omega (1 - \rho) \sin (\pi/2 + \gamma).$$

При движении по деформируемому грузонесущему органу скорость транспортирования будет соответственно

$$v = \xi A_x (1 - \rho) \omega \sin (\pi/2 + \gamma),$$

где ρ — коэффициент соотношения скоростей; ξ — коэффициент, учитывающий проскальзывание вследствие деформации грузонесущего органа; A_x — амплитуда продольных бегущих волн; γ — угол сдвига фаз между продольными и поперечными бегущими волнами.

Рассмотрим подробно закономерности транспортирования штучных грузов волновыми транспортирующими установками. При транспортировании этого вида грузов — в силу рассмотренных выше особенностей взаимодействия с транспортирующей поверхностью — практический смысл имеют режимы без потери контакта между грузом и грузонесущим органом. Перемещение может осуществляться без относительного скольжения контактирующих поверхностей. Тогда усилие, необходимое для преодоления сопротивлений транспортированию, создается за счет деформирования перемещаемого груза и при его проскальзывании, а силы трения выступают в качестве движущих сил.

Составим уравнения движения штучных грузов по грузонесущему органу волновой транспортирующей установки. При составлении уравнений движения будем иметь в виду, что фазовая функция в рассматриваемом случае имеет постоянное значение φ^* , равное $\pi/2$ для недеформируемого грузонесущего органа и близкое к нему ($\pi/2 \leq \varphi^* \leq \pi/2$) в случае деформируемого грузонесущего органа. Так как штучный груз не испытывает существенных продольных деформаций, то он может идентифицироваться упруговязкой инерционной феноменологической моделью, используемой для исследования закономерностей вибрационного транспортирования по жесткому грузонесущему органу.

Поведение штучного груза на волновой транспортирующей поверхности в отсутствие проскальзывания и при наличии сопротивлений окружающей среды описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m\ddot{y} = mA_y \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin \varphi^* - c_y (\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y (y - y_1) - k_{2y} (y - y_2) - mg \cos \alpha,$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = m_1 A_y \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin \varphi^* - c_y (\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y (y_1 - y) - k_{1y} y_1 - m_1 g \cos \alpha,$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = m_2 A_y \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin \varphi^* - k_{2y} (y_2 - y) - c_{2y} \dot{y}_2 - c'_{2y} (\dot{y}_2 + \dot{Y}),$$

$$m \ddot{x} = m A_x \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin (\varphi^* + \gamma) - c_x (\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x (x - x_1) - k_{2x} (x - x_2) - mg \sin \alpha,$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = m_1 A_x \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin (\varphi^* + \gamma) - c_x (\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x (x_1 - x) - k_{1x} x_1 - m_1 g \sin \alpha,$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 A_x \omega^2 (1 - \dot{x}/v_\phi)^2 \sin (\varphi^* + \gamma) - k_{2x} (x_2 - x) - c_{2x} \dot{x}_2 - c'_{2x} (\dot{x}_2 + \dot{X}).$$

Реакции груза на грузонесущий орган в направлении осей Oy , Ox равны $F_{yy} = k_{1y} y_1$ и $F_{xy} = k_{1x} x_1$. По условию безотрывного движения груза реакция на грузонесущий орган в направлении оси Oy всегда должна быть меньше нуля: $F_{yy} < 0$, причем по условию обеспечения эффективно-го транспортирования она должна быть существенно меньше нуля: $F_{yy} \ll 0$. Движение груза без проскальзывания по грузонесущему органу возможно лишь в том случае, когда силы деформирования груза меньше его сил статического трения о поверхности грузонесущего органа: $F_{xy} < \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_{yy}$.

Следует обратить внимание, что силы трения груза о поверхность грузонесущего органа зависят от величины нормальной составляющей контактного взаимодействия между ними. Таким образом, условиями эффективного транспортирования штучных грузов волновой транспортирующей установкой являются

$$F_{yy} \ll 0 \quad \text{и} \quad F_{xy} < \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_{yy}.$$

Когда же силы трения меньше сдвигающей силы, т.е.

$$F_{xy} > \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_{yy}.$$

груз начинает скользить по поверхности грузонесущего органа. Скольжение транспортируемого груза по волновому грузонесущему органу в условиях сопротивления окружающей среды описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m \ddot{x} = -m \ddot{X} (\varphi^* + \gamma) - c_x (\dot{x} - \dot{x}_1) - k_x (x - x_1) - k_{2x} (x - x_2) - mg \sin \alpha.$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 \ddot{X} (\varphi^* + \gamma) - c_x (\dot{x}_1 - \dot{x}) - k_x (x_1 - x) - \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_{yy} - m_1 g \sin \alpha,$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 \ddot{X} (\varphi^* + \gamma) - k_{2x} (x_2 - x) - c_{2x} \dot{x}_2 - c'_{2x} (\dot{x}_2 + \dot{X}).$$

Тангенциальная реакция груза на грузонесущий орган на этапе скольжения равна $F_{xтр} = \mu_x (\text{sign } \dot{x} - \alpha_1 \dot{x} + \alpha_2 \dot{x}^3) F_{yy}$. Прочие параметры, характеризующие процесс волнового транспортирования штучных грузов, могут быть определены по методике, изложенной в п. 2.5.

Изложенные основы теории волнового транспортирования штучных

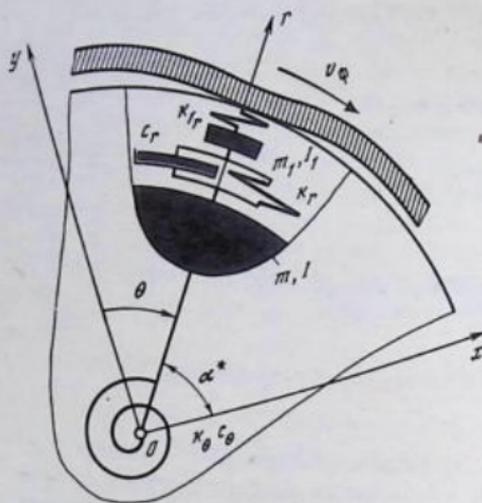


Рис. 46. Расчетная модель волнового двигателя вращательного движения

« грузов как частный случай включают теорию работы вибродвигателей поступательного движения с волновыми возбудителями.

Принцип работы волнового двигателя вращательного движения аналогичен устройству волнового двигателя поступательного движения. Отличие состоит только в том, что бегущие волны распространяются по кольцевому рабочему органу — генератору волн и сообщают дви-

жение установленному на оси ротору. Работа двигателя вращательного движения также возможна как в области упругих деформаций зоны контакта, так и относительного скольжения. Феноменологическая модель вибродвигателя вращательного движения, включающего роторное колесо и кольцевой волновой возбудитель, приведена на рис. 46.

Ротор представляет собой установленную на оси массу m с моментом инерции I . Зона контакта ротора с вибровозбудителем моделируется упруговязкой инерционной феноменологической моделью, включающей в себя упругие реологические тела с коэффициентами линейной и крутильной жесткости $k_{12}, k_{1\theta}, k_2, k_{2\theta}$, инерционное реологическое тело с массой m_1 и моментом инерции I_1 и вязкие реологические тела с коэффициентами линейной и крутильной вязкости c_r, c_θ , характеризующими инерционные и упругогистерезисные свойства зоны контакта ротор-вибровозбудитель.

Принимаем, что в опорном подшипнике ротора действуют силы вязких сопротивлений, пропорциональные скорости вращения ротора $c^*\dot{\theta}$, и силы сухого трения, зависящие от давления в подшипнике и пропорциональные коэффициенту сухого трения μ^* ($\text{sign } \dot{\theta} - \alpha_1 \dot{\theta} + \alpha_2 \dot{\theta}^3$). Считаем, что на ротор при его вращении действуют также силы сопротивления окружающей среды, пропорциональные скорости его вращения θ . Окружающая среда моделируется инерционной упруговязкой феноменологической моделью с инерционными реологическими телами массы m_2 и моментом инерции I_2 , упругими реологическими телами с коэффициентом линейной жесткости k_{2r} и коэффициентом крутильной жесткости $k_{2\theta}$ и вязкими реологическими телами с коэффициентом линейной вязкости c_{2r} и коэффициентом крутильной вязкости $c_{2\theta}$.

Уравнения упруговязких деформаций зоны контакта с волновым возбудителем и вращения ротора при наличии одной зоны контакта в системе координат $\eta\theta$ имеют вид

$$m_1 \ddot{r}_1 = m_1 A_r (1 - \dot{\theta} / \dot{\theta}_\phi)^2 \omega^2 \sin \varphi^* - c_r (\dot{r}_1 - \dot{r}) - k_r (r_1 - r) - k_{1r} r_1 - m_1 g \cos \alpha^*,$$

$$\begin{aligned}
 m\ddot{r} &= mA_r (1 - \dot{\theta}/\dot{\theta}_\phi)^2 \omega^2 \sin \varphi^* - c_r (\dot{r} - \dot{r}_1) - k_r (r - r_1) - mg \cos \alpha^*, \\
 I_1 \ddot{\theta}_1 &= I_1 \vartheta (1 - \dot{\theta}/\dot{\theta}_\phi)^2 \omega^2 \sin \varphi^* - c_\theta (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}) - k_\theta (\theta_1 - \theta) - k_{1\theta} \theta_1 - \\
 & m_1 g \sin \alpha^* (D/2), \\
 I \ddot{\theta} &= I \vartheta (1 - \dot{\theta}/\dot{\theta}_\phi)^2 \omega^2 \sin (\varphi^* + \gamma) - c_\theta (\dot{\theta} - \dot{\theta}_1) - k_\theta (\theta_1 - \theta) - \\
 & - c^* \dot{\theta} - k_{2\theta} (\theta - \theta_2) - \mu_\theta (\text{sign } \dot{\theta} - \alpha_1 \dot{\theta} + \alpha_2 \dot{\theta}^3) (m + m_1) g d / 2,
 \end{aligned}$$

где α^* — угол наклона поверхности ротора в соответствующей зоне контакта с волновым возбудителем; d — диаметр беговой дорожки подшипника вала ротора; $\dot{\theta}_\phi$ — фазовая скорость волны; D — диаметр ротора.

Первые три уравнения приведенной системы воспроизводят закономерности деформирования одной зоны контакта. В реальном же двигателе зон контакта может быть несколько, соответственно числу волн на возбудителе. Поэтому в уравнение вращения ротора вибродвигателя нужно вводить суммарную вращающую силу, пропорциональную числу зон контакта.

Вращающий момент, передаваемый единичной зоной контакта ротору:

$$\vartheta = -c_\theta (\dot{\theta}_1 - \theta) - k_\theta (\theta_1 - \theta).$$

Суммарный вращающий момент, действующий на ротор:

$$\vartheta^* = \sum_{i=1}^n c_\theta (\dot{\theta}_i - \theta) + k_\theta (\theta_i - \theta),$$

где n — число i -х контактов возбудителя с ротором.

Радиальная сила, передаваемая единичной зоной контакта ротору:

$$F = -c_r (\dot{r} - \dot{r}_1) - k_r (r - r_1).$$

Суммарная радиальная сила, передаваемая ротору по всем зонам контакта:

$$F^* = \sum_{i=1}^n [-c_r (\dot{r} - \dot{r}_i) - k_r (r - r_i)].$$

Момент взаимодействия вибровозбудителя с единичной зоной контакта:

$$\vartheta_1 = -k_{1\theta} \theta_1.$$

Суммарный момент по всем зонам контакта:

$$\vartheta_1^* = \sum_{i=1}^n (-k_{1\theta} \theta_i).$$

Радиальная сила взаимодействия вибровозбудителя с зоной единичного контакта:

$$F_1 = -k_{1r} r_1.$$

Суммарная сила взаимодействия вибровозбудителя по всем зонам контакта:

$$F^* = \sum_{i=1}^n (-k_{ir} r_i).$$

Обычно она равна нулю, однако можно подобрать ее величину таким образом, чтобы она компенсировала реакции веса ротора в подшипниковых узлах. Работа вибродвигателя в режиме упруговязких деформаций зон контакта будет иметь место в том случае, если не будут превзойдены сдвиговые моменты $k_{i\theta} \dot{\theta}_1$ в зонах контакта.

При выполнении условия

$$\sum_{i=1}^n k_{i\theta} \theta_i \geq \sum_{i=1}^n \mu_{\theta} (\text{sign } \dot{\theta} - \alpha_1 \dot{\theta} + \alpha_2 \dot{\theta}^3) F_1 D/2.$$

т.е. когда суммарный сдвиговый момент в зонах контакта больше момента сил трения в этих же зонах, начнется проскальзывание ротора двигателя относительно возбудителя.

Уравнения взаимодействия зоны контакта с вибровозбудителем в режиме относительного скольжения имеют вид

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = I_1 (1 - \dot{\theta}/\dot{\theta}_{\phi}^*)^2 \omega^2 \sin \varphi^* - c_{\theta} (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}) - k_{\theta} (\theta_1 - \theta) - m_1 g \sin \alpha^* (D/2) - \mu_{\theta} (\text{sign } \dot{\theta} - \alpha_1 \dot{\theta} + \alpha_2 \dot{\theta}^3) F_1 D/2.$$

Уравнение вращения ротора волнового двигателя с учетом взаимодействия волнового генератора по всем зонам контактов и при скомпенсированной силе веса ротора имеет вид

$$I \ddot{\theta} = I \theta (1 - \dot{\theta}/\dot{\theta}_{\phi}) \omega^2 \sin(\varphi^* + \gamma) - \sum_{i=1}^n [c_{\theta} (\dot{\theta} - \dot{\theta}_i) + k_{\theta} (\theta - \theta_i)] - c^* \dot{\theta} - k_{2\theta} (\theta - \theta_2).$$

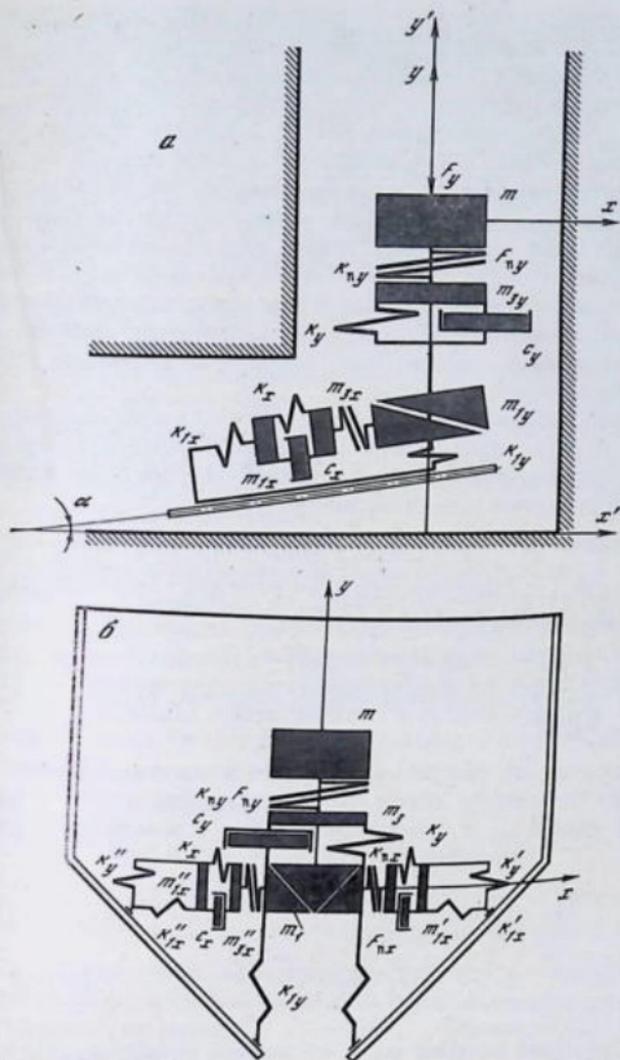
Мощность, сообщаемая генератором волн ротору волнового двигателя, равна

$$W = \dot{\theta} \sum_{i=1}^n [c_{\theta} (\dot{\theta} - \dot{\theta}_i) + k_{\theta} (\theta - \theta_i)].$$

Выпуск руды установками с вибрационным движением рабочего органа

При воздействии колебаний рабочего органа на обрушенную руду колебания передаются соприкасающимся с ним слоям и постепенно распространяются на вышележащий массив. При этом частота колебаний всей массы руды в зоне вибрирования одинакова, а амплитуда уменьшается по экспоненциальному закону по мере удаления от вибрирующей поверхности, пока не затухнет совсем. Таким образом, характерной особенностью процесса вибровыпуска является то, что только часть обрушенного массива подвержена вибрационным воздействиям. Размеры этой зоны определяются режимом и параметрами колебаний грузонесущего органа, а также свойствами горной массы. Остальная часть обрушенной руды создает лишь статический подпор.

Для воспроизведения характерных особенностей процесса вибровыпуска руды воспользуемся феноменологической моделью, приведенной на рис. 47, а. Модель содержит инерционные элементы массы m , m_{1y} , m_{3y} , m_{1x} , m_{3x} , упруговязкопластические свойства обрушенной руды модели-



Р и с. 47. Упруговязкопластичноинерционные феноменологические модели вибрационного выпуска руды (а) и вибрационной разгрузки бункера (б)

руются упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_x, k_{1x}, k_y, k_{1y} , вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_x, c_y и пластическими реологическими телами с пределами пластического деформирования F_{nx}, F_{ny} и коэффициентами пластического упрочнения k_{nx}, k_{ny} .

Окружающая среда (на рисунке не изображена) моделируется инерционной упруговязкой моделью с массой m_{2y} , упругим реологическим телом k_{2y} , вязким реологическим телом c_{2y} , воспроизводящим сопротивление,

пропорциональные относительной скорости деформации среды. Взаимодействие нижнего монослоя руды, удаляемого из выработки грузонесущим органом вибрационной установки, с массивом обрушенной руды воспроизводится клиновым элементом с передаточным отношением i_{xy} , который представляет собой соотношение между давлением обрушенной руды и усилием, действующим на монослой руды, выпускаемой из выработки.

Особенностью процесса выпуска является то, что масса горного массива m , находящегося в вертикальной выработке, не совершает перемещения в направлении оси Ox , кроме того, отсутствуют перемещения слоев руды без контакта друг с другом (свободное движение). В нормальном эксплуатационном режиме величина массы меняется незначительно и этими изменениями можно пренебречь. Только при окончательной обработке блока масса руды в вертикальной выработке постепенно уменьшается, пока не будет полностью исчерпана.

С учетом изложенного процесс выпуска руды в установившемся режиме можно описать следующими дифференциальными уравнениями: на этапе упруговязких деформаций в условиях наличия сопротивлений среды движению обрушенной руды в выработке

$$\begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\ddot{Y} - mg - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1) - F_y + c_y i \dot{x} + k_y i x, \\ m_1 \ddot{y}_1 &= -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y) - k_{1y} y_1 - \\ &\quad - c_y i \dot{x} - k_y i x - k_{2y}(y_1 - y_2), \\ m_{1x} \ddot{x}_1 &= -m_{1x} \ddot{X} - m_{1x} g \sin \alpha - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}_1^*) - k_x(x_1 - x_1^*) + c_x i \dot{y}_1 + k_x i y_1, \\ m_{1x}^* \ddot{x}_1^* &= -m_{1x}^* \ddot{X} - m_{1x}^* g \sin \alpha - c_x(\dot{x}_1^* - \dot{x}_1) - k_x(x_1^* - x_1) - c_x i \dot{y}_1 - \\ &\quad - k_x i y_1 - k_{1x} x_1^*; \end{aligned}$$

на этапе скольжения нижнего монослоя (скольжение нижнего монослоя сопровождается трением массы m_1 о налегающий массив руды с коэффициентом трения μ_p и трением массы m_{1x} о поверхность грузонесущего органа)

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -m_1 \ddot{X} - m_1 g \sin \alpha - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}_1^*) - k_x(x_1 - x_1^*) + \\ &\quad + c_x i \dot{y} + k_x i y - \text{sign } \dot{x}_1 \mu_p F_y^*, \\ m_{1x}^* \ddot{x}_1^* &= m_{1x}^* \ddot{X} - c_x(\dot{x}_1^* - \dot{x}_1) - k_x(x_1 - x_1^*) - c_x i \dot{y}_1 - k_x i y_1 - \\ &\quad - \text{sign } \dot{x}_1^* \mu_x F_y, \end{aligned}$$

где F_y^* — давление массива руды на нижний монослой, $F_y^* = c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) + k_y(y - y_1)$; F_y — давление нижнего монослоя руды на грузонесущий орган вибрационной установки, $F_y = k_{1y} y$.

Некоторые общие особенности свойственны вибрационному выпуску руды из выработок и насыпных грузов из бункеров, однако имеются и свои особенности. В бункере, в более узкой выпускной части, создается распор материала за счет подпора вышележащих слоев груза, однако в отличие от вибрационного выпуска руды материал выгружается вниз через вертикальное выпускное отверстие. Вибрационные воздействия на насыпной материал, находящийся в бункере, также носят другой характер. Обычно вибрация сообщается суженной выпускной части бункера или установленным на ней листам, воронкам и т.д.

Реологическая модель груза для исследования процесса высыпания насыпного материала из бункера при вибрировании его стенок приведена на рис. 47, б. Феноменологическая модель насыпного груза состоит из инерционных элементов массы $m, m_1, m_3, m'_{1x}, m'_{3x}, m''_{1x}, m''_{3x}$; упруговязкопластические свойства слоя груза моделируются упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_y, k_{1y}, k_x, k_{1x} , вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_y, c_x и пластическими реологическими телами с пределами пластического деформирования $F_{ny}, F'_{nx}, F''_{nx}$ и коэффициентами пластического упрочнения $k_{ny}, k'_{nx}, k''_{nx}$.

Окружающая среда (на рисунке не изображена) моделируется инерционными упруговязкими феноменологическими моделями с массами m_{2y}, m_{2x} , упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_{2y}, k_{2x} , вязкими реологическими телами c_{2y}^*, c_{2x}^* , воспроизводящими сопротивление, пропорциональные относительной скорости деформации среды, и вязкими реологическими телами с коэффициентами вязкости c_{2y}^{**}, c_{2x}^{**} , моделирующими сопротивление, пропорциональные абсолютной скорости деформации среды.

От находящегося в бункере насыпного материала на стенки действуют распорные реакции в цилиндрической части бункера F_x и в выпускной конической F'_x, F'_y . Колебания сообщаются только выпускной части бункера и имеют составляющие, действующие в направлении осей $xOy, -X$ и Y .

На основании изложенного дифференциальные уравнения деформации и движения груза, моделируемого инерционной упруговязкой моделью, при высыпании из бункера можно записать в следующем виде. Упруговязкие деформации по оси Oy при действии внешних сопротивлений на монослой m_1 :

$$m\ddot{y} = -mg - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1),$$

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1\ddot{Y} - m_1g \cos \alpha - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y) - (k'_{1y} + k''_{1y})y_1 - k_{2y}(y_1 - y_2) - F'_y,$$

$$m_{2y}\ddot{y}_2 = -m_{2y}\ddot{Y} - k_{2y}(y_2 - y_1) - c_{2y}^*\dot{y}_2 - c_{2y}^{**}(\dot{y}_2 + \dot{Y});$$

упруговязкие деформации нижнего монослоя груза в условиях внешних сопротивлений среды (верхний монослой груза находится в стационарном упруговязком напряженном состоянии, обусловленном наличием бокового распора F_{xp}):

$$m_1\ddot{x}_1 = -m_1\ddot{X} - mg \sin \alpha - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}') - k_x(x_1 - x'_1) - c_x(\dot{x}_1 - \dot{x}'_1) - k_x(x_1 - x''_1),$$

$$m_{1x}\ddot{x}'_1 = -m_{1x}\ddot{X} - m_{1x}g \sin \alpha - c_x(\dot{x}'_1 - \dot{x}_1) - k_x(x'_1 - x_1) + F'_{xp} - k_{1x}x'_1 - k_{2x}(x'_1 - x_2),$$

$$m_{1x}\ddot{x}''_1 = -m_{1x}\ddot{X} - m_{1x}g \sin \alpha - c_x(\dot{x}''_1 - \dot{x}_1) - k_x(x''_1 - x_1) + F''_{xp} - k_{1x}x''_1 - k_{2x}(x''_1 - x_2),$$

$$m_{2x}\ddot{x}'_2 = -m_{2x}\ddot{X} - k_{2x}(x_2 - x'_1) - c_{2x}^*\dot{x}'_2 - c_{2x}^{**}(\dot{x}'_2 + \dot{X}),$$

$$m_{2x}\ddot{x}''_2 = -m_{2x}\ddot{X} - k_{2x}(x_2 - x''_1) - c_{2x}^*\dot{x}''_2 - c_{2x}^{**}(\dot{x}''_2 + \dot{X}).$$

При действии определенных внутренних напряжений, создаваемых действием налегающего массива, материал, находящийся в бункере, начнет скользить по его стенкам. Скольжение массива насыпного материала в цилиндрической части бункера начнется в тот момент, когда сдвигающее усилие $-c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1)$ превзойдет силы статического трения о стенки бункера $\mu_y^* F_x$, т.е. условием начала скольжения является

$$-c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1) \geq \mu_y^* F_x;$$

прекращение скольжения имеет место при выполнении условия

$$-c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1) \leq \mu_y F_x.$$

Нижний монослой, находящийся в конической части бункера, может скользить и перемещаться к разгрузочному отверстию, когда действующие сдвигающие усилия станут равными или превзойдут силы статического трения материала о днище бункера:

$$\begin{aligned} & | -k_{1x}(x'_1 + x''_1) \cos \alpha - k_{1y}(y'_1 + y''_1) \sin \alpha | \geq \\ & \geq \mu_{xy}^* | k_{1x}(x'_1 + x''_1) \sin \alpha + k_{1y}(y'_1 + y''_1) \cos \alpha |. \end{aligned}$$

В бункере скольжение материала возможно практически только в одном направлении — вниз к выпускному отверстию. Поэтому при выполнении расчетов нет необходимости анализировать условия наличия скольжения материала в прямом или обратном направлении. В связи с изложенным уравнения скольжения массива в цилиндрической части бункера и нижнего монослоя в выпускной конической части монослоя можно записать в следующем виде:

$$m\ddot{y} = -mg - c_y(\dot{y} - \dot{y}_1) - k_y(y - y_1) - \mu_x F_x,$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 &= -m_1 \ddot{Y} - m_1 g \cos \alpha - c_y(\dot{y}_1 - \dot{y}) - k_y(y_1 - y) - \\ &- F'_{yp} - k_{2y}(y_1 - y_2) - \mu_{xy} F'_{xy}. \end{aligned}$$

4.4.2. ДИНАМИКА МОЩНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ПИТАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК ДЛЯ ВЫПУСКА РУДЫ С ДВИГАТЕЛЕМ ОГРАНИЧЕННОЙ МОЩНОСТИ ПОД НАГРУЗКОЙ

В тяжело нагруженных машинах между колебательной системой, источником энергии и нагрузкой имеет место сильное взаимодействие. В машинах, в которых масса обрабатываемой среды соизмерима с массой рабочего органа или превышает ее, воздействие нагрузки оказывается настолько значительным, что по существу машина на холостом ходу и машина под нагрузкой представляют собой системы с совершенно различными свойствами. В отдельных случаях проявляются неожиданные особенности таких систем, поэтому изучение свойств вибрационных машин под большими нагрузками — это не только вопрос определения прочностных параметров машины или уточнения расхода мощности, но и вопрос повышения эффективности их работы [33].

В процессе эксплуатации многие вибрационные питатели, и особенно установки для выпуска руды, оказываются под значительной технологической нагрузкой. При этом создание современной высокоэффективной

высокопроизводительной машины предполагает, что сопротивления холодного хода в ней малы по сравнению с технологическими сопротивлениями. В противном случае машина была бы малоэффективной. Поэтому стремятся так подобрать мощность приводного двигателя, чтобы она лишь соответствовала потребностям машины под нагрузкой, а не многократно их превышала. В этом случае нельзя уже вести расчет машины, полагая, что источник энергии имеет неограниченную мощность.

В машине, сконструированной на основании принципов максимального использования резервов, обязательно будет иметь место взаимодействие между колебательной системой и приводом. Таким образом, задача расчета вибрационных питателей и установок для выпуска руды в эксплуатационных условиях сводится к рассмотрению системы вибрационная машина—нагрузка—двигатель. Только на основе комплексного рассмотрения всей системы могут быть получены практически приемлемые результаты.

До недавнего времени постановка задачи о расчете вибрационных машин с учетом всех действующих факторов оказывалась затруднительной, так как отсутствовали зависимости, определяющие характер взаимодействия различных технологических нагрузок и рабочего органа вибрационной машины. Разработанные в главе 2 настоящей книги теоретические основы технологических процессов горнотранспортных вибрационных машин с использованием феноменологических упруговязкопластических моделей насыпных грузов дают необходимые зависимости для определения нагрузки на рабочий орган вибромашины. Использование этих зависимостей позволяет разработать методы расчета вибрационных горнотранспортных машин под нагрузкой.

Задачи анализа представляют известные математические трудности для систематического решения, поэтому исследование динамики систем вибрационная машина—нагрузка—двигатель целесообразно производить с использованием аналоговой или цифровой вычислительной техники. Рассмотрим метод расчета вибрационных установок для выпуска и погрузки руды и мощных вибропитателей-грохотов под нагрузкой.

Исходя из принципов оптимального конструирования, а также по соображениям снижения капитальных затрат стремятся так подобрать мощность приводного двигателя виброустановки, чтобы она компенсировала потребление энергии вибромашины под нагрузкой и обеспечивала ввод машины в рабочий режим. Движение такой системы сопровождается сильными взаимодействиями между составляющими ее элементами. Перемещение рабочего органа вибрационной машины определяет режим движения транспортируемого груза; в свою очередь, характер движения груза оказывает влияние на закономерности колебаний рабочего органа. Двигатель, с одной стороны, сообщает энергию для поддержания колебаний рабочего органа, а с другой — сам оказывается подверженным воздействию вибромашины. В этих условиях работа вибрационной машины оказывается зависимой от свойств транспортируемого груза и величины нагрузки, а также характеристики источника энергии.

Расчетная схема горнотранспортной вибрационной машины с инерционным вибратором для создания эллиптических колебаний и с двигателем ограниченной мощности под нагрузкой приведена на рис. 48. В соответ-

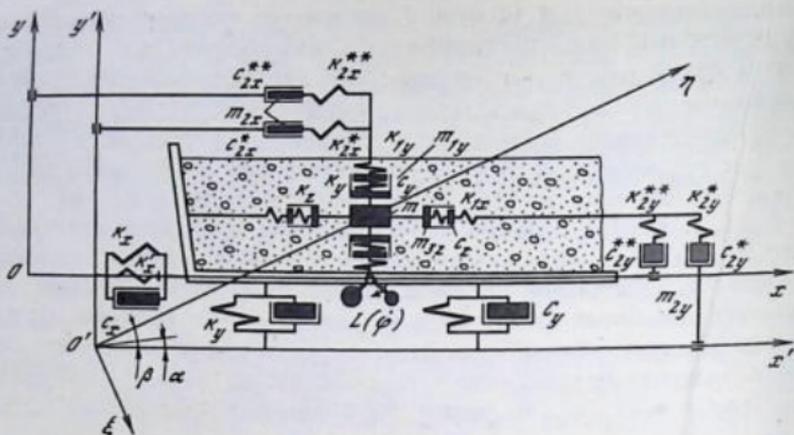


Рис. 48. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с двигателем ограниченной мощности под нагрузкой

ствии с расчетной схемой вибрационная машина может быть представлена динамической системой с тремя степенями свободы.

Движение рабочего органа вибромашины с двигателем ограниченной мощности на холостом ходу описывается нелинейной автономной системой дифференциальных уравнений, так как воздействие неидеального источника энергии на работу машины зависит от режима ее движения и его нельзя выразить в виде явной функции времени:

$$M\ddot{x}^* + C_x \dot{x}^* - K_x x^* = -(m + m')r\dot{\varphi}^2 \cos \varphi - (m + m')r\ddot{\varphi} \sin \varphi,$$

$$M\ddot{y}^* + C_y \dot{y}^* + K_y y^* = -m'r\dot{\varphi}^2 \sin \varphi + m'r\ddot{\varphi} \cos \varphi,$$

$$I\ddot{\varphi} + q_0\dot{\varphi} = M_{дв} - (m + m')r\ddot{X}^* \sin \varphi + m'r\ddot{y}^* \cos \varphi - m'gr \sin \varphi.$$

Здесь M — колеблющаяся масса вибромашины, $M = M_0 + m_1 + m_2$, где M_0 , m_1 , m_2 — массы грузонесущего органа и дебалансов, $m_1 = m/2 + m'$; $m_2 = m/2$ (m_1 — разность масс дебалансов).

C_x и C_y — составляющие коэффициента вязкого трения в упругой системе в направлении осей x и y ; K_x и K_y — составляющие жесткости упругой системы вибромашины в направлении осей x и y ; r — расстояние от оси вращения до центра масс дебалансов.

I — приведенный момент вращающихся частей вибратора, $I \doteq I_1 + (m + m')r^2$, где I_1 — приведенный момент инерции ротора двигателя и вращающихся частей вибратора.

q_0 — коэффициент сопротивления вращению вала двигателя; $M_{дв}$ — момент, развиваемый двигателем.

Горнотранспортная вибрационная машина под нагрузкой в соответствии с расчетной схемой представляет собой значительно более сложную систему. Для исследования вибрационного питателя под нагрузкой необходимо решить совместно с системой уравнений, описывающих движение вибромашины, соответствующую систему уравнений для нагрузки. Эти уравнения приведены для вибрационного питателя в п. 2.5, для виброустановки, для вибровыпуска руды с волновыми движениями рабо-

чего органа, а также для установки для вибровыпуска руды с вибрационными движениями рабочего органа в п. 4.4.

Уравнения движения нагруженной горнотранспортной вибромашины имеют вид

$$M\ddot{x}^* + C_x \dot{x}^* + K_x x^* = -(m + m') r \dot{\varphi}^2 \cos \varphi - (m + m') r \ddot{\varphi} \sin \varphi + F_x,$$

$$M\ddot{y}^* + C_y \dot{y}^* + K_y y^* = m' r \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + m' r \ddot{\varphi} \cos \varphi + F_y,$$

$$I\ddot{\varphi} + q_0 \dot{\varphi} = M_{\text{дв}} - (m + m') r \ddot{x}^* \sin \varphi + m' r \ddot{y}^* \cos \varphi - m' g r \sin \varphi,$$

где F_x и F_y — нормальная и тангенциальная составляющие нагрузки от транспортируемого груза на грузонесущий орган в соответствующих фазах движения.

Применение ЭВМ позволяет, кроме осциллограмм всех переменных, их скоростей и ускорений, получить непосредственно следующие важные характеристики горнотранспортной вибромашины.

Общие затраты энергии, связанные с перемещением груза:

$$W = \frac{1}{T} \int_0^T (F_y \dot{y}^* + F_x \dot{x}^*) dt.$$

Непроизводительные затраты, обусловленные измельчением груза в процессе транспортирования и износом рабочего органа:

$$W_n = \frac{1}{T} \int_0^T (F_y \dot{y}^* + F_x \dot{x}^*) dt.$$

Затраты энергии непосредственно на перемещение груза:

$$W_n = W - W_n.$$

Мощность, потребляемая двигателем:

$$W_{\text{дв}} = \frac{1}{T} \int_0^T M_{\text{дв}} \dot{\varphi} dt.$$

Мощность, затрачиваемая на движение машины (на преодоление потерь в машине):

$$W_m = \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{m + m'}{M} r \ddot{x}^* \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + \frac{m'}{M} r \dot{y}' \dot{\varphi}^2 \cos \varphi \right) dt.$$

Нагрузки на фундамент, передаваемые через упругие элементы:

$$R_x = K_x x^* + C_x \dot{x}^*; \quad R_y = K_y y^* + C_y \dot{y}^*.$$

Полученные характеристики машины позволяют осуществлять многокритериальное оптимальное проектирование мощных вибрационных транспортирующих машин с учетом действующих нагрузок.

Самоходные установки

Установки с механизмом свободного хода¹. В настоящее время в связи с увеличением производительности виброустановок для выпуска руды значительно сократилось время отработки блоков. Поэтому возникла необходимость сравнительно частого перемонтажа установок. Для облегчения операции перетаскивания начали создавать самоходные установки; такие установки целесообразно использовать также при торцевом выпуске руды.

Одним из вариантов самоходной установки для выпуска руды является конструкция, в которой рабочий орган установлен на пневматических колесах. В процессе выпуска руды пневматики работают как упругая система, при передвижке они используются как обычные колеса. Привод установки как при работе, так и при передвижке осуществляется инерционным вибратором, который может быть либо жестко соединен с рабочим органом, либо через упругую систему. В первом случае установка представляет собой одномассную колебательную систему, рабочей упругой системой которой являются пневматики, во втором — установка становится двухмассной и пневматики выполняют роль амортизаторов. Выпуск руды осуществляется, как обычно, виброустановкой с инерционным приводом, при работе установки колеса с пневматиками заторможены.

Однонаправленное перемещение виброустановки в процессе передвижки от привода возвратнопоступательного действия достигается за счет установки в колесах муфт свободного хода, которые допускают поворот колес в одном направлении и затормаживают их при сдвиге установки в противоположную сторону. Рассмотрим подробнее устройство виброимпульсного механизма передвижения виброустановки для выпуска руды.

Виброустановка для выпуска руды с виброимпульсным механизмом передвижения состоит из рабочего органа массы m_2 , к которому через упругую систему с коэффициентом жесткости k_x и коэффициентом вязкости c_x присоединен вибратор, масса поступательно движущихся частей которого равна m_1 , а масса вращающихся частей m (рис. 49).

Упругая связь вибратора с рабочим органом виброустановки имеет место в направлении оси x , в перпендикулярном направлении они связаны жестко подвижно, например на катках или шатунах. Система движитель—почва (в данном случае не конкретизируется вид движителя, чтобы не сужать результатов исследований) представлена двухкомпонентной упруго-вязкопластичной феноменологической моделью с неудерживающими одно-сторонними связями.

В направлении оси y модель представлена упруговязким реологическим телом с коэффициентом жесткости k_y и коэффициентом вязкости c_y . В направлении оси x модель меняет свою структуру в зависимости от направления движения установки. При движении в положительном направлении оси x работает вязкопластичное реологическое тело с коэффициентом вяз-

¹ В написании данного раздела принимала участие Л.И. Тусаева.

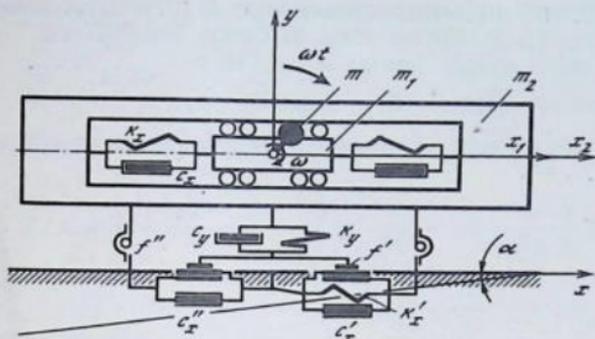


Рис. 49. Расчетная схема вибрационно-импульсного механизма с муфтами свободно хода виброустановок для выпуска руды

кости c''_x и коэффициентом пластического сдвига (сухого трения) f'' . Эта система воспроизводит силы вязкого и сухого трения, действующие при перемещении установки в рабочем направлении.

При смещении установки в противоположную сторону работает упруго-вязкопластичное тело с коэффициентом жесткости k'_x , коэффициентом вязкости c'_x и коэффициентом пластического сдвига f' . Установка перемещается по почве, имеющей наклон под углом α к горизонту. Уравнения движения установки для выпуска руды, записанные в безразмерном виде, имеют следующий вид:

$$\ddot{x}_1 + \frac{\mu_x \omega}{z_x^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \frac{1}{z_x^2} (x_1 - x_2) = \lambda \sin \omega t - \frac{g}{qr \omega^2} \sin \alpha,$$

$$\ddot{x}_2 + \xi \frac{\mu_x \omega}{z_x^2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \xi \frac{1}{z_x^2} (x_2 - x_1) + \kappa \xi \frac{\mu'_x \omega}{z_1^2} \dot{x}_2 + \kappa \xi \frac{1}{z_{1x}^2} x_2 =$$

$$= \xi \theta \sin \omega t - \frac{1 + \xi g}{qr \omega^2} \sin \alpha - \eta f \frac{1 + \xi}{qr \omega^2} \left(\frac{\mu_y \omega}{z_y^2} \dot{y} + \frac{1}{z_y^2} y \right),$$

$$\ddot{y} + \frac{\mu_y \omega}{z_y^2} \dot{y} + \frac{1}{z_y^2} y = \sin(\omega t + \gamma) - \frac{g}{qr \omega^2} \cos \alpha,$$

где μ_x, μ_y, μ'_x — соотношения между коэффициентами жесткости и вязкости упругих элементов, $\mu_x = c_x/k_x$, $\mu_y = c_y/k_y$, $\mu'_x = c'_x/k'_x$; z_x, z_y — коэффициенты расстройки, $z_x = m\omega/k_x$, $z_y = m\omega/k_y$; ξ — соотношение колеблющихся масс вибратора и рабочего органа установки, $\xi = m_1/m_2$; ω — угловая скорость вращения вибратора; κ, η, θ — логические элементы алгоритма расчета, $\dot{x}_2 > 0$ при $\kappa = 0$, $\eta = 1$; $\dot{x}_2 < 0$ при $\kappa = 1$, $\eta = k$; $\theta = 0$ при $\lambda = 0$ (здесь k — коэффициент, определяемый свойствами почвы); $\theta = \Delta$ при $\lambda = 0$ (здесь Δ — коэффициент, характеризующий величину возмущающей силы вибратора).

При исследовании закономерностей работы виброимпульсной системы хода виброустановки для выпуска руды определялись перемещения виб-

ратора и рабочего органа установки x_1, x_2, y , их скорости $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{y}$ и ускорения $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{y}$. Кроме того, на печать выводились: суммарные силы сопротивления в системе

$$F_1 = \lambda \sin \omega t - \ddot{x}_2 \quad \text{и} \quad F_1 = \theta \sin \omega t - \ddot{x}_2;$$

силы сопротивления перемещению и опорная реакция виброустановки о почву

$$F_3 = -\kappa \xi \left(\frac{\mu_x \omega}{z_{1x}^2} \dot{x}_2 + \frac{1}{z_{1x}^2} x_2 \right) - \frac{(1 + \xi)g}{qr\omega^2} \left[\sin \alpha + \eta f \left(\frac{\mu_y \omega}{z_y^2} \dot{y} + \frac{1}{z_y^2} y \right) \right];$$

нагрузки в рабочей упругой системе

$$F_2 = - \left[\frac{1}{z_x^2} (x_1 - x_2) + \frac{\mu_x \omega}{z_x^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right] \lambda \quad \text{и}$$

$$F_2 = -\xi \left[\frac{1}{z_x^2} (x_2 - x_1) + \frac{\mu \omega}{z_x^2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \right] \theta;$$

силы сопротивления движению от веса установки

$$F_4 = -(1 + \xi)g \sin \alpha / qr\omega^2;$$

затраты энергии на преодоление сопротивлений в системе

$$W_1 = F_1 \dot{x}_1, \quad W_1 = F_1 \dot{x}_2;$$

затраты энергии в ходовой части установки

$$W_3 = F_3 \dot{x}_2;$$

затраты энергии в рабочей упругой системе

$$W_2 = F_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad \text{и} \quad W_2 = F_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1);$$

затраты энергии на подъем установки

$$W_4 = F_4 \dot{x}_2.$$

Наряду с текущими характеристиками процесса работы вибрационно-импульсного хода установки для выпуска руды на печать выводились следующие осредненные за исследуемый период параметры: скорость перемещения установки

$$v = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T \dot{x}_1 dt;$$

средние затраты энергии на преодоление сопротивлений в системе

$$W_1^* = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T W_1 dt;$$

средние затраты энергии в ходовой части установки

$$W_3^* = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T W_3 dt;$$

средние затраты энергии в рабочей упругой системе

$$W_2^* = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T W_2 dt;$$

средние затраты энергии на подъем установки

$$W_4^* = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T W_4 dt;$$

средняя движущая сила

$$F_2^* = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T F_2 dt;$$

средние сопротивления в системе хода

$$F_3^* = \frac{1}{T - T_1} \int_{T_1}^T F_3 dt.$$

Для оценки эффективности вибрационно-импульсной системы хода были вычислены также следующие удельные характеристики:

$$F_3^* \text{ (при } \dot{x}_2 > 0) / [F_3^* \text{ (при } \dot{x}_2 < 0)];$$

$$F_3^* \text{ (при } \dot{x}_2 > 0) / F_2^*; \quad F_3^* \text{ (при } \dot{x}_2 < 0) / F_2^*; \quad W_3^* / W_1^*.$$

На рис. 50 в качестве примера приведены текущие характеристики режима работы вибрационно-импульсной системы хода x , \dot{x} , \ddot{x} , F_2 , F_3 .

Таким образом, эффективность режима работы системы вибрационно-импульсного хода зависит от многих факторов и оценивается многими параметрами. Поэтому оптимальные проектные решения виброимпульсного хода определялись методом многокритериального оптимального проектирования.

При проектировании виброимпульсного хода в качестве варьируемых параметров были приняты: соотношение вращающейся массы вибратора и колеблющейся массы виброустановки q , эксцентриситет дебалансов r , угловая скорость вращения вала вибратора ω , соотношение между жесткостью и вязкими потерями в упругой системе виброустановки μ , коэффициент расстройки системы z , соотношение колеблющихся масс вибратора и виброустановки ξ , q_y , угол сдвига фаз между составляющими возмущающей силы вибратора γ .

Расчет производился применительно к заданным параметрам системы движитель—почва:

коэффициенты сухого трения при движении и стопорении установки $f' = 0,001$; $f'' = 0,05$;

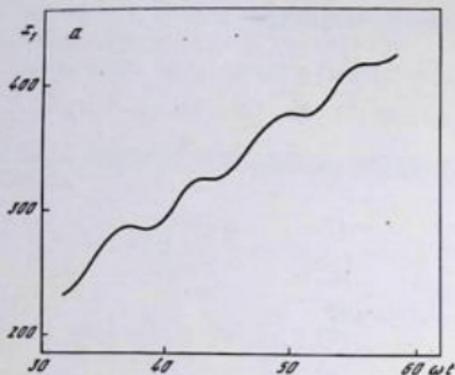
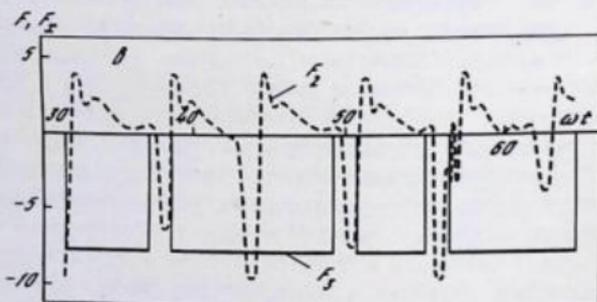
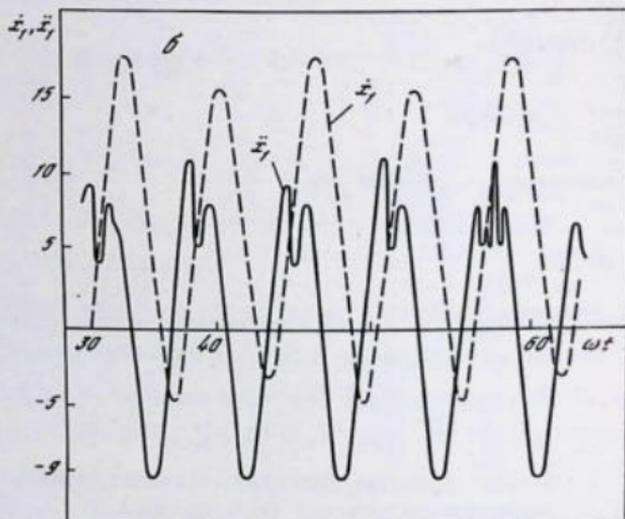


Рис. 50. Текущие характеристики режима работы вибрационно-импульсной системы хода

a — перемещение; b — скорость и ускорение; $в$ — тяговые усилия



угол подъема (наклона) почвы выработки $\alpha = -10 \div +10^\circ$;

коэффициенты расстройки z_y и z_x равны 0,5 и 2;

соотношения между упругими и вязкими параметрами $\mu_y = \mu_1 = 0,1$.

Вектор параметров исследуемого множества моделей виброимпульсной системы хода $\underline{\alpha} = (\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8)$ имеет следующие ограничения:

$$0,3 \leq q = \alpha_1 \leq 1; \quad 0,1 \leq r = \alpha_2 \leq 0,5;$$

$$2\pi \cdot 5 \leq \omega = \alpha_3 \leq 2\pi \cdot 30; \quad 0,001 \leq \mu = \alpha_4 \leq 0,005;$$

$$0,5 \leq z = \alpha_5 \leq 5; \quad 0,01 \leq \xi = \alpha_6 \leq 0,1;$$

$$0,2q\xi/(1 + \xi) \leq q_y = \alpha_7 \leq q\xi/(1 + \xi); \quad 0 \leq \gamma = \alpha_8 \leq 90^\circ.$$

Наряду с параметрическими были приняты функциональные ограничения на динамическую нагруженность вибратора $\ddot{x} \leq 5g$ и поперечные динамические нагрузки установки $\ddot{y} \leq 5g$.

В качестве локальных критериев качества, из которых один следует максимизировать, а остальные минимизировать, принимались:

скорость перемещения установки

$$\varphi_1(\underline{\alpha}) = \max v;$$

давление на почву выработки

$$\varphi_2(\underline{\alpha}) = \min F_{3 \max};$$

ускорение колебаний рабочего органа установки

$$\varphi_3(\underline{\alpha}) = \min \ddot{x}_{2 \max};$$

смещение (скорость смещения) установки при откате

$$\varphi_4(\underline{\alpha}) = \min |-\dot{x}_{2 \max}|;$$

усилия в вибраторе

$$\varphi_5(\underline{\alpha}) = \min F_{1 \max};$$

деформация рабочих упругих связей

$$\varphi_6(\underline{\alpha}) = \min (x_1 - x_2)_{\max}.$$

Для каждого набора параметров системы движитель-почва было проведено по 64 испытания. Для горизонтальной почвы ($\alpha = 0$) через ограничение прошло $N_f = 17$ моделей, т.е. коэффициент отбора $N_f/N = 17/64 = 0,21$ оказался достаточно высоким (см. табл. 3). Это говорит о том, что ограничения были заданы достаточно квалифицированно. На упорядоченной таблице испытаний ЛПР были заданы ограничения по каждому из локальных критериев качества. Эти ограничения обусловили прохождение в допустимое паретовское множество моделей 8 моделей (см. табл. 4). Лучшей по критерию скорости перемещения установки является модель 46, скорость ее перемещения равна $qr\omega/0,279$. Параметры этой модели, а также других паретовских моделей приведены в табл. 5. Пользуясь табл. 4 и 5 ЛПР, всегда можно выбрать оптимальную модель системы виброимпульсного хода.

Установки с вибродвигателями. В основе принципа вибродвигателей

Таблица 3
Допустимые модели

Номер испытания	Φ_1	2	Φ_2	3	Φ_3
46	0,279	60	$0,371 \cdot 10^{-3}$	60	$0,307 \cdot 10^{-2}$
49	0,451	40	$0,180 \cdot 10^{-4}$	16	$0,461 \cdot 10^{-2}$
40	0,622	64	$0,191 \cdot 10^{-4}$	36	$0,515 \cdot 10^{-2}$
34	0,638	23	$0,197 \cdot 10^{-4}$	5	$0,592 \cdot 10^{-2}$
64	0,703	34	$0,203 \cdot 10^{-4}$	34	$0,629 \cdot 10^{-2}$
18	0,736	16	$0,295 \cdot 10^{-4}$	64	$0,731 \cdot 10^{-2}$
38	0,748	38	$0,297 \cdot 10^{-4}$	23	$0,955 \cdot 10^{-2}$
61	0,769	46	$0,302 \cdot 10^{-4}$	38	$0,102 \cdot 10^{-1}$
23	0,834	5	$0,343 \cdot 10^{-4}$	28	$0,106 \cdot 10^{-1}$
28	0,862	28	$0,364 \cdot 10^{-4}$	61	$0,113 \cdot 10^{-1}$
7	0,907	36	$0,369 \cdot 10^{-4}$	40	$0,124 \cdot 10^{-1}$
5	0,923	7	$0,417 \cdot 10^{-4}$	18	$0,125 \cdot 10^{-1}$
16	1,17	61	$0,578 \cdot 10^{-4}$	27	$0,133 \cdot 10^{-1}$
60	1,18	18	$0,703 \cdot 10^{-4}$	7	$0,137 \cdot 10^{-1}$
27	1,27	27	$0,171 \cdot 10^{-1}$	46	$0,145 \cdot 10^{-1}$
42	2,08	49	$0,207 \cdot 10^{-1}$	49	$0,171 \cdot 10^{-1}$
36	2,30	42	$0,273 \cdot 10^{-1}$	42	$0,202 \cdot 10^{-1}$

лежит принцип вибрационного транспортирования. В вибродвигателях поступательного действия имеется практически полная идентичность, при рассмотрении вибродвигателей вращательного действия следует учесть лишь, что перемещаемый элемент не может поступательно перемещаться, так как он закреплен на оси.

Таблица 4
Паретовские модели

Номер испытания	Критерии качества					
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	Φ_5	Φ_6
46	0,279	$0,302 \cdot 10^{-4}$	$0,145 \cdot 10^{-1}$	$0,160 \cdot 10^{-2}$	0,166	$0,300 \cdot 10^{-4}$
40	0,622	$0,180 \cdot 10^{-4}$	$0,124 \cdot 10^{-1}$	$0,135 \cdot 10^{-2}$	0,126	$0,800 \cdot 10^{-2}$
34	0,638	$0,203 \cdot 10^{-4}$	$0,629 \cdot 10^{-2}$	$0,115 \cdot 10^{-2}$	0,131	$0,534 \cdot 10^{-2}$
64	0,703	$0,191 \cdot 10^{-4}$	$0,731 \cdot 10^{-2}$	$0,805 \cdot 10^{-3}$	0,164	$0,383 \cdot 10^{-1}$
23	0,834	$0,197 \cdot 10^{-4}$	$0,955 \cdot 10^{-2}$	$0,843 \cdot 10^{-3}$	0,151	$0,304 \cdot 10^{-1}$
5	0,923	$0,343 \cdot 10^{-4}$	$0,592 \cdot 10^{-2}$	$0,161 \cdot 10^{-3}$	0,135	$0,901 \cdot 10^{-2}$
16	1,17	$0,295 \cdot 10^{-4}$	$0,461 \cdot 10^{-2}$	$0,169 \cdot 10^{-3}$	0,154	$0,259 \cdot 10^{-1}$
60	1,18	$0,371 \cdot 10^{-3}$	$0,307 \cdot 10^{-2}$	$0,455 \cdot 10^{-3}$	0,135	$0,684 \cdot 10^{-2}$

4	Φ_4	5	Φ_5	6	Φ_6
60	$0,455 \cdot 10^{-3}$	40	0,126	34	$0,534 \cdot 10^{-2}$
64	$0,805 \cdot 10^{-3}$	18	0,128	60	$0,684 \cdot 10^{-2}$
34	$0,115 \cdot 10^{-2}$	34	0,131	40	$0,800 \cdot 10^{-2}$
40	$0,135 \cdot 10^{-2}$	5	0,135	5	$0,901 \cdot 10^{-2}$
28	$0,155 \cdot 10^{-2}$	60	0,135	18	$0,107 \cdot 10^{-1}$
46	$0,160 \cdot 10^{-2}$	36	0,139	27	$0,120 \cdot 10^{-1}$
5	$0,161 \cdot 10^{-2}$	23	0,151	36	$0,150 \cdot 10^{-1}$
16	$0,169 \cdot 10^{-2}$	16	0,154	16	$0,259 \cdot 10^{-1}$
61	$0,348 \cdot 10^{-2}$	27	0,155	46	$0,300 \cdot 10^{-1}$
18	$0,411 \cdot 10^{-2}$	64	0,164	23	$0,304 \cdot 10^{-1}$
7	$0,752 \cdot 10^{-2}$	46	0,166	64	$0,383 \cdot 10^{-1}$
36	$0,769 \cdot 10^{-2}$	61	0,167	61	$0,481 \cdot 10^{-1}$
23	$0,843 \cdot 10^{-2}$	38	0,171	38	$0,517 \cdot 10^{-1}$
38	$0,901 \cdot 10^{-2}$	28	0,182	28	$0,607 \cdot 10^{-1}$
27	$0,934 \cdot 10^{-2}$	7	0,206	49	$0,624 \cdot 10^{-1}$
42	0,102	49	0,210	42	$0,787 \cdot 10^{-1}$
49	0,193	42	0,227	7	$0,892 \cdot 10^{-1}$

Одним из наиболее распространенных типов вибродвигателей является двигатель, ротор которого приводится во вращение микроударами, направленными под острым углом к касательной в точке удара, наносимого активным элементом, совершающим колебательные движения. При таком возбуждении вращение ротора создается суммированием тангенциальных составляющих ударного импульса — полная аналогия с перемещением груза вибрационным конвейером. Движущая сила от колеблющегося возбудителя передается за счет сил трения, при этом радиальная составляющая удара, так же как и поперечная составляющая колебаний грузонесущего органа вибрационной транспортирующей машины, используется для управления величиной сил трения, что, как известно, необходимо для создания направленного движения при использовании в качестве привода источника возвратно-поступательного движения.

Феноменологические модели вибровозбудителя и роторного колеса приведены на рис. 51. Поскольку в процессе работы вибродвигателя не допускаются пластические деформации его элементов, модели составлены из упруговязких реологических тел. Вибровозбудитель представлен инерционной моделью с массами m_x, m_{1x}, m_y, m_{1y} ; упругие свойства воспроизводятся упругими реологическими телами с коэффициентами жесткости k_x, k_{1x}, k_y, k_{1y} , вязкие свойства — вязкими реологическими телами c_x, c_y . В направлении оси Ox вибровозбудителю сообщаются перемещения и скорости x, \dot{x} , в направлении оси Oy — перемещения и скорости y, \dot{y} .

Таблица 5
 Параметры паретовских моделей

Параметр	Значения параметров при		
	46	40	34
q	0,00131	0,00181	0,00206
r	0,21875	0,16887	0,2937
ω	68,151	48,518	97,6
μ	0,04515	0,0114	0,0395
z	0,3765	0,46406	0,5078
ξ	0,28125	0,13125	0,20625
q_y	0,4663	0,27002	0,5645
γ	0,14687	0,22187	0,3343

в общем случае перемещения по осям Ox , Oy могут быть со сдвигом по фазе.

Модель ротора с подробным развитием точки контакта с вибровозбудителем представляет собой установленную на оси массу с моментом инерции I . Принимаем, что в опорном подшипнике действуют силы вязких сопротивлений, пропорциональные скорости вращения ротора $c^*\dot{\varphi}$, и силы сухого трения, зависящие от давления в подшипнике и пропорциональные коэффициенту сухого трения μ , или более точно: $\mu (\text{sign } \dot{\varphi} - \alpha_1 \dot{\varphi} + \alpha_2 \dot{\varphi}^3)$. Место контакта ротора с вибровозбудителем представлено инерционным элементом m , радиально расположенным упруговязким реологическим телом с коэффициентом жесткости k_y^* и коэффициентом вязкости c_y^* и касательно расположенным упруговязким реологическим телом с коэффициентом жесткости k_x^* и коэффициентом вязкости c_x^* .

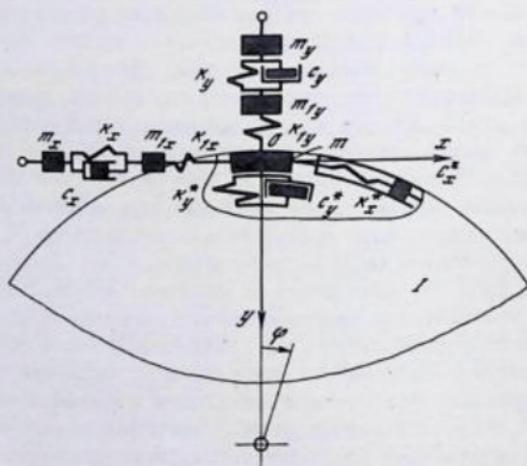


Рис. 51. Расчетная модель вибродвигателя

различных номерах модели				
64	23	5	16	60
0,001156	0,00312	0,0045	0,00162	0,0029
0,14687	0,4875	0,35	0,1375	0,13125
32,567	144,23	168,77	46,064	92,692
0,02054	0,09156	0,0662	0,0128	0,0254
0,3601	0,7156	0,9125	0,4531	0,5734
0,1156	0,4125	0,35	0,1625	0,14375
0,03682	0,4237	0,98187	0,049	0,02454
0,10469	0,5312	0,625	0,1562	0,2781

Уравнения движения возбудителя и ротора вибрационного двигателя на этапе взаимодействия вибровозбудителя с ротором можно записать следующим образом:

$$m\ddot{y} = -k_{1y}(y - y_1) - c_y^* \dot{y} - k_y^* y,$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_{1y}(y_1 - y) + c_y(\dot{Y} - \dot{y}_1) + k_y(Y - y_1),$$

$$m\ddot{x} = -k_{1x}(x - x_1) - c_x^* (\dot{x} - r\dot{\varphi}) - k_x^*(x - r\varphi),$$

$$m\ddot{x}_1 = -k_{1x}(x_1 - x) + c_x(\dot{X} - \dot{x}_1) + k_x(X - x_1),$$

$$I\ddot{\varphi} = c_x^*(\dot{x} - r\dot{\varphi})r + k_x^*(x - r\varphi)r - c^* \dot{\varphi} - \frac{1}{2} D \mu [(c_y^* \dot{y} + k_y^* y) + Mg],$$

где M — масса ротора.

Первые четыре уравнения системы описывают давления рабочего элемента вибровозбудителя и деформации, возникающие в роторе при их взаимодействии. Последнее уравнение описывает вращение ротора вибрационного двигателя.

Если учесть, что жесткость точки контакта ротора значительно больше жесткости рабочего элемента вибровозбудителя, то приведенную систему дифференциальных уравнений можно упростить:

$$m_1 \ddot{y}_1 = -k_{1y}y_1 + c_y(\dot{Y} - \dot{y}_1) + k_y(Y - y_1),$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_{1x}x_1 + c_x(\dot{X} - \dot{x}_1) + k_x(X - x_1),$$

$$I\ddot{\varphi} = -k_{1x}(x_1 - r\varphi) - c^* \dot{\varphi} - \frac{1}{2} D (k_{1y}y_1 + Mg)\mu.$$

Взаимодействие вибровозбудителя с ротором будет продолжаться до момента, пока $(y_1 - y) \geq 0$ и $(x_1 - x) \geq 0$; в момент, когда $y_1 - y = 0$ и $x_1 - x = 0$, вибровозбудитель потеряет контакт с ротором. Независимое движение рабочего элемента вибровозбудителя и ротора будут описываться следующими дифференциальными уравнениями:

$$m_1 \dot{y} = c_y(\dot{Y} - \dot{y}_1) + k_y(Y - y_1),$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = c_x (\dot{X} - \dot{x}_1) + k_x (X - x_1),$$

$$I \ddot{\varphi} = -c^* \dot{\varphi} - \frac{1}{2} D \mu Mg.$$

Таким образом, на участке раздельного движения ротор вращается по инерции, расходуя запасенную энергию на преодоление вязкого и сухого трения.

При определенных условиях рабочий элемент вибровозбудителя может проскальзывать по поверхности ротора. Скольжение в направлении оси Ox начинается в тот момент, когда выполняется условие

$$\left| x_1 \right| \geq \mu^* \frac{k_{1y}}{k_{1x}} y_1.$$

При этом направление скольжения определяется по знаку сдвигающей силы: при $-k_{1x}x_1 > 0$ — скольжение вперед ($\dot{x}_1 > 0$), при $-k_{1x}x_1 < 0$ — скольжение назад ($\dot{x}_1 < 0$). Проскальзывание рабочего элемента вибровозбудителя по поверхности ротора прекращается при $\dot{x}_1 = 0$, при этом

$$\left| x_1 \right| \leq \mu \frac{k_{1y}}{k_{1x}} y_1.$$

Стационарные установки

При проектировании вибрационных питателей и установок для выпуска руды в качестве варьируемых параметров принимаются: угловая скорость вращения вибратора ω ; эксцентриситет r для эксцентрикового привода или кинетический момент дебалансов mr для инерционного вибропривода; угол установки рабочих упругих элементов β ; масса грузонесущего органа m_1 , реактивной части m_2 (в установках уравнивающего типа) и рамы m_3 ; параметры (жесткость и коэффициент вязких сопротивлений) рабочих упругих элементов $k_1, \mu_1 (c_1 = \mu_1 k_1)$; параметры приводных упругих элементов $k_0, \mu_0, k_{0\max}/k_{0\min}$ (для упругого эксцентрика); параметры амортизационных упругих элементов k_2, μ_2 ; установочная N_y мощность двигателя. Для виброустановок с полигармоническим возбуждением варьируются также параметры высших гармоник.

В связи с тем, что в создании вибрационных питателей и установок для выпуска руды накоплен огромный опыт, по существу проектирование каждой новой машины сводится к модернизации существующих конструкций. Поэтому параметрические ограничения следует брать на основе параметров реальных конструкций, давая им некоторые небольшие пределы изменения. Обычно принимаются следующие параметрические ограничения:

$$0,75 \omega^2 \leq \omega = \alpha_1 \leq 1,25 \omega^*; 0,5r^* \leq r = \alpha_2 \leq 1,5r^*;$$

$$0,7(mr)^* \leq mr = \alpha_3 \leq 1,3(mr)^*; 0,8\beta^* \leq \beta = \alpha_4 \leq 1,2\beta^*;$$

$$0,8m_1^* \leq m_1 = \alpha_5 \leq 1,2m_1^*; 0,8m_2^* \leq m_2 = \alpha_6 \leq 1,2m_2^*;$$

$$0,75m_3^* \leq m_3 = \alpha_7 \leq 1,25m_3^*; k_1^*(\mu_1^*) \leq k_1(\mu_1) = \alpha_8 \leq 1,4k_1^*(\mu_1^*);$$

$$0,75k_2^*(\mu_2^*) \leq k_2(\mu_2) = \alpha_9 \leq 1,4k_2^*(\mu_2^*); 0,5k_3^*(\mu_3^*) \leq k_3(\mu_3) = \alpha_{10} \leq$$

$$\leq 1,5k_3^*(\mu_3^*); 0,7N_y^* \leq N_y = \alpha_{11} \leq 1,2N_y^*.$$

Здесь параметры ω^* , r^* (mr) * , β^* , m_1^* , m_2^* , m_3^* , $k_1^*(\mu_1^*)$, $k_2^*(\mu_2^*)$, $k_3^*(\mu_3^*)$, N_y^* относятся к реальной модели, которая при проектировании принята в качестве исходной.

Наряду с параметрическими устанавливаются функциональные ограничения:

для установок, работающих под небольшими нагрузками,

$$1,2g \leq F = f_1(\alpha) \leq 1,8g, 30 \text{ мм} \leq A = f_2(\alpha) \leq 80 \text{ мм};$$

для установок, работающих под большими нагрузками,

$$1,5f_1(\alpha) = T \leq 2,5g, 20 \text{ мм} \leq A = f_2(\alpha) \leq 50 \text{ мм},$$

$$18^\circ \leq \beta = f_3(\alpha) \leq 30^\circ, F_{\text{п}} = f_4(\alpha) \leq F_{\text{п. max}}^*;$$

для установок вибровыпуска

$$1,5g \leq F = f_1(\alpha) \leq 3g; 2 \leq A = f_2(\alpha) \leq 50 \text{ мм};$$

$$10^\circ \leq \beta = f_3(\alpha) \leq 90^\circ$$

Здесь $F_{\text{п. max}}^*$ — максимально допустимое давление на подшипники вибратора.

В качестве локальных критериев качества принимаются:

для вибрационных питателей и установок для выпуска руды скорость транспортирования

$$\varphi_1(\alpha) = \max v;$$

интенсивность обработки подаваемого груза (для установок, работающих под завалом)

$$\varphi_2(\alpha) = \max A * \omega^2,$$

где A^* — амплитуда колебаний среднего слоя груза; ω — частота колебаний грузонесущего органа; вес установки

$$\varphi_3(\alpha) = \min (m_1 + m_2 + m_3) g;$$

динамические нагрузки на опорную раму

$$\varphi_4(\alpha) = \min F_p;$$

соотношение потребляемой мощности и установочной мощности двигателя

$$\varphi_6(\alpha) = \min (N_y/N).$$

Дальнейший порядок расчета проводится по рассмотренной выше методике.

4.4.4. УСТРОЙСТВО, КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРАЦИОННЫХ ПИТАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК ДЛЯ ВЫПУСКА РУДЫ

Вибропитатели по устройству подобны виброконвейерам соответствующих типов и отличаются от последних лишь конфигурацией и размерами грузонесущего органа. Они предназначаются как для насыпных, так и для штучных грузов. Питатели для штучных грузов обычно оснащаются устройствами для ориентации подаваемых изделий или заготовок. Питатели для насыпных грузов в соответствии с производственным назначением можно подразделить на питатели общего назначения, питатели-грохоты, питатели-распределители и питатели специального назначения.

Вибропитатели общего назначения служат для загрузки различных технологических агрегатов и транспортных установок, где отсутствуют специальные требования к характеру подачи дозируемого материала. Такие питатели имеют грузонесущий орган лоткового типа без специальных приспособлений.

Питатели-грохоты применяют, например, для отделения мелких фракций от материала, подаваемого при первичном и вторичном дроблении в дробилку; для отделения "негабаритов" перед дроблением; для защиты ленточных конвейеров от ударов больших кусков при погрузке путем подсева мелких фракций на конвейерную ленту, а также для всякого рода других разделительных операций.

Наряду с установками общего типа выпускаются также вибропитатели специального назначения. В соответствии с типом привода питатели, как и конвейеры, можно подразделить на электромагнитные, инерционные и эксцентровые.

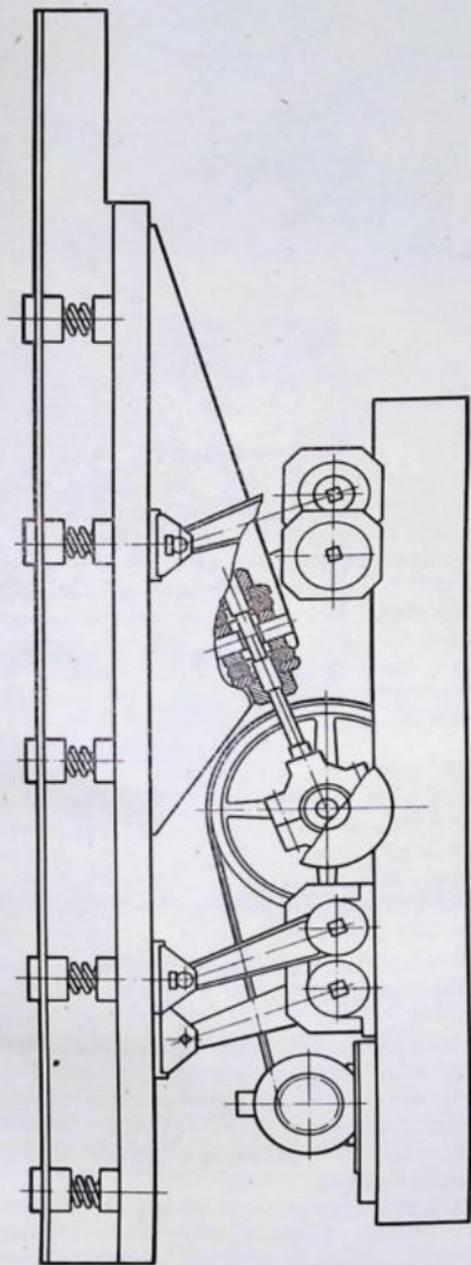
Питатели выпускаются как на неизменную производительность — нерегулируемые, так и допускающие ее изменение — регулируемые. Регулирование производительности современных вибропитателей может осуществляться как непосредственно, так и автоматически.

Универсальные вибрационные питатели

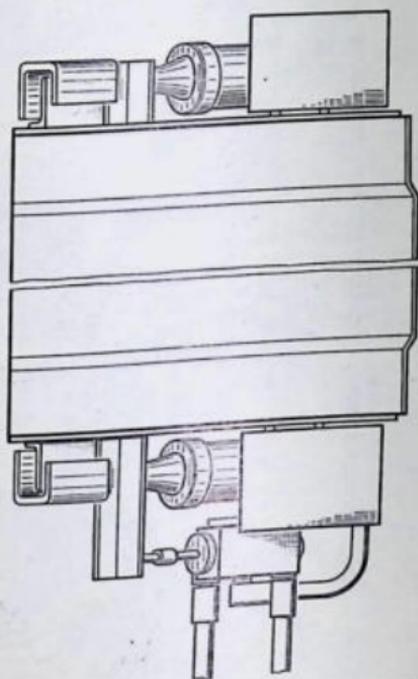
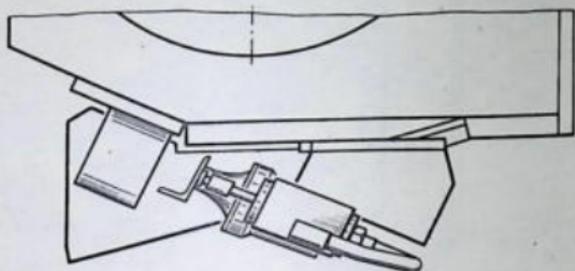
Наиболее широкое применение в промышленности нашли универсальные вибропитатели. Они подразделяются на две основные группы: для перемещения насыпных и перемещения штучных грузов. Основные различия между ними сводятся к конструкции грузонесущего органа; кроме того, питатели для штучных грузов имеют обычно значительно меньшую весовую производительность.

Принципиальное устройство вибропитателей аналогично устройству соответствующих виброконвейеров. В отличие от последних питатели имеют меньшую длину грузонесущего органа (лотка, трубы и т.д.) и обычно более простую конструкцию. Вибропитатели, как и виброконвейеры, по типу привода делятся на электромагнитные, эксцентровые, инерционные и поршневые (гидравлические и пневматические).

Электровибрационные питатели выпускаются как на постоянную производительность — нерегулируемые, так и допускающие ее изменение — регулируемые. Регулирование производительности современных электро-



Р и с. 52. Вибрационный питатель с эксцентриковым приводом и торсионной упругой системой

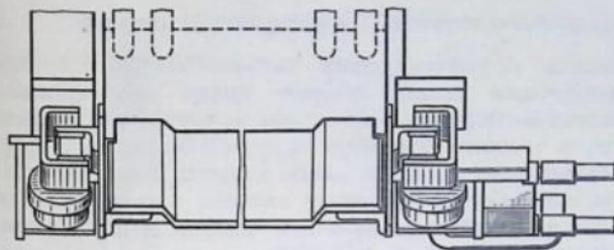


Р и с. 53. Вибрационный питатель – расштыбовщик с гидравлическим приводом

вибрационных питателей может производиться вручную или при помощи устройств автоматического регулирования (электровибрационные дозаторы).

Регулирование электровибрационных питателей осуществляется с изменением частоты колебаний, амплитуды колебаний или угла наклона лотка. При ручном управлении используются все три вышеперечисленных способа регулирования производительности. В установках с автоматическим регулированием производительность регулируют путем изменения частоты или амплитуды колебаний лотка.

В последнее время начинают получать применение эксцентриковые вибропитатели, причем если первые образцы выполнялись в основном по неуравновешенной системе и работали в далеко зарезонансном режиме, то новые модели изготавливаются уравновешенными и настраиваются на резонансные режимы.



Р и с. 53 (окончание)

Разработан эксцентриковый неуравновешенный вибропитатель, предназначенный для подачи заготовок на термообработку. Питатель имеет лотковый грузонесущий орган, в задней части которого жестко крепится бункер, служащий для загрузки заготовок. Посредством резиновой упругой системы грузонесущий орган опирается на опорную раму. Эксцентриковый привод с двигателем располагается на раме с загрузочного конца питателя. Разработан также мощный вибрационный питатель с торсионной упругой системой и эксцентриковым приводом (рис. 52).

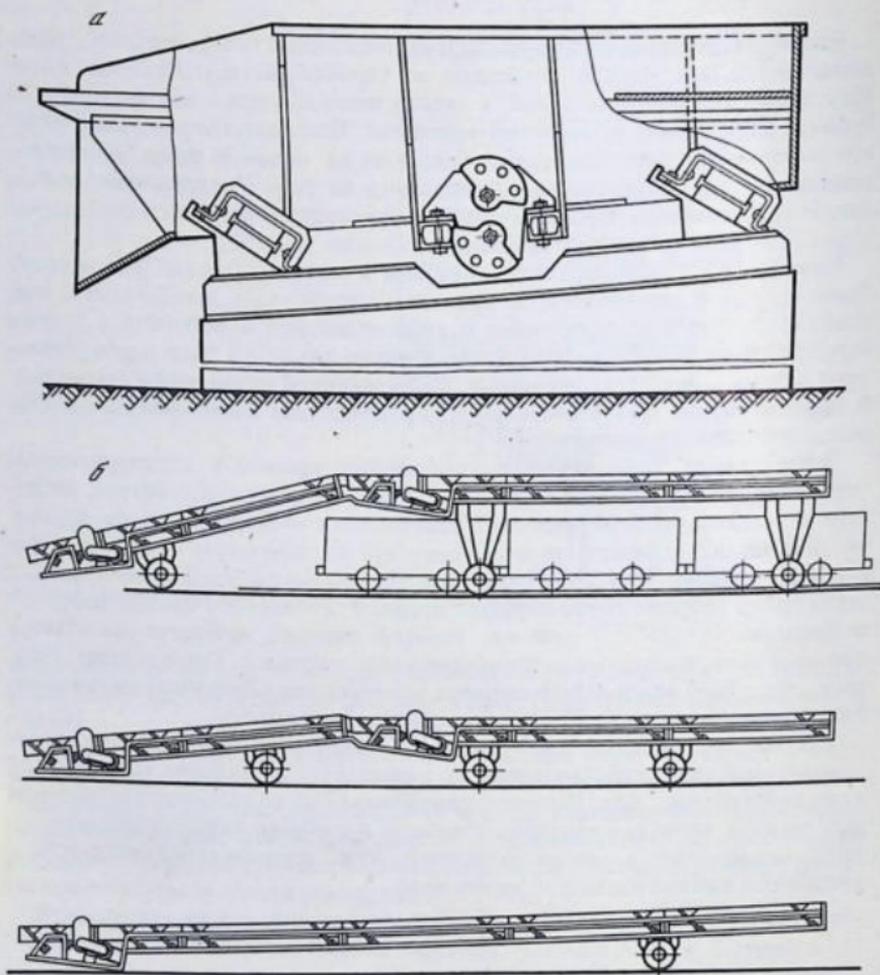
Инерционные вибропитатели, особенно в тяжелом исполнении, находят очень широкое применение в промышленности. Они выполняются, как правило, по одномассной схеме с виброизоляцией и работают в далеко зарезонансных режимах. В качестве привода питателей чаще всего используют мотор-вибраторы: одиночные, с маятниковой подвеской и спаренные. В первом случае питатель совершает круговые или эллиптические колебания, в прочих — прямолинейные.

Инерционные вибропитатели чрезвычайно просты в конструктивном отношении и состоят всего из трех узлов — грузонесущего органа, вибратора и мягкой упругой системы. Маятниковые вибраторы устанавливаются обычно под днищем грузонесущего органа, спаренные — по бокам или с задней стороны. При этом линия действия возмущающей силы проходит через центр инерции грузонесущего органа и составляет с его днищем угол в пределах $20-25^\circ$. В качестве упругой системы используются обычно опорные или подвесные мягкие винтовые пружины. Инерционные питатели этого типа передают на опорные конструкции незначительные динамические нагрузки и не требуют для установки фундамента.

Разработан вибрационный питатель с гидравлическим приводом, предназначенный для использования в комплексе с шахтным скребковым конвейером (рис. 53). Питатель устанавливается на разгрузочной головке под нижней ветвью конвейера. Сообщая колебания скребковой цепи, он обеспечивает очистку ее от налипшего угля, чем снижает вероятность заштыбовки нижней ветви и порывов цепи.

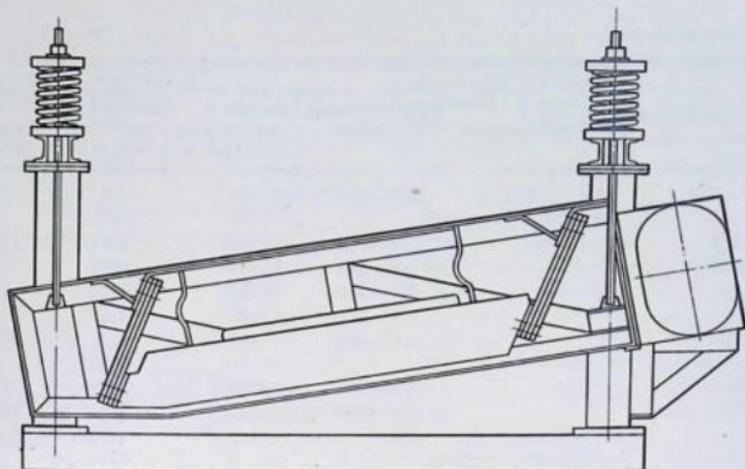
Мощные вибрационные питатели для погрузочных пунктов

При транспортировании крупнокусковых высокоабразивных грузов магистральными конвейерами важное значение имеют предохранение ленты от износа в местах перегрузки с конвейера на конвейер и передача транспортируемого груза с одного конвейера на другой без потери скорости в направлении движения ленты. Износ ленты в местах перегрузок возникает вследствие падения груза с большой высоты, обусловливаемой значительными размерами барабана и наличием зазоров между стами последовательно установленных конвейеров.



Р и с. 54. Вибрационные питатели

а — для загрузки магистральных конвейеров; *б* — для погрузки породы при проходе



Р и с. 55. Вибрационный питатель-грохот с инерционным приводом и реактивными массами

С целью предохранения ленты от износа разработана конструкция перегрузочного вибрационного питателя-грохота КВГ-2У (рис. 54, а). Он представляет собой одномассную колебательную систему, настроенную на далеко зарезонансный режим работы. Исполнительным органом питателя-грохота является жесткий сварной лоток, дно которого представляет собой решетку из колосников. Межколосниковое расстояние для предотвращения застревания кусков груза постепенно увеличивается в направлении движения груза. Лоток подвешен к опорному основанию посредством упругих элементов в виде резиновых пластин, работающих на сдвиг. Для обеспечения нелинейной характеристики упругих элементов прижимные скобы снабжены резиновыми буферами. С боковых сторон к лотку прикреплены вибраторы. Один из вибраторов через карданный вал соединяется с электродвигателем. Между собой вибраторы жестко связаны соединительным валом, размещенным внутри трубы, проходящей под колосниками.

Перегрузочный питатель-грохот устанавливается на фундаментных тумбах, расположенных по обеим сторонам загружаемого конвейера в месте скрещения трасс конвейеров. Транспортируемый груз с подающего конвейера загружается на лоток питателя-грохота. Последний отделяет мелкую фракцию, которая просыпается через колосниковую решетку на ленту загружаемого конвейера. Оставшийся на решетке груз движется вперед по колосникам; на ленту он падает с минимальной высоты, имея достаточную скорость в направлении движения ленты и попадая на предохранительный демпфирующий слой мелкой фракции, просыпающейся между колосниками.

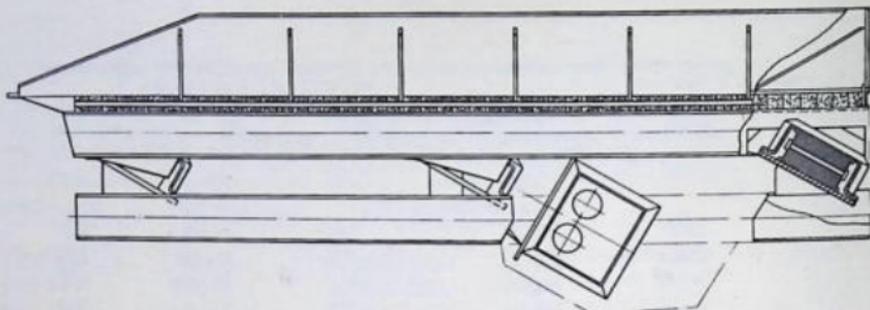
Режим работы питателя-грохота может регулироваться изменением кинетического момента дебалансов вибраторов, а также изменением направления и скорости их вращения.

Таблица 6

Технические характеристики вибрационных установок для выпуска руды

Тип виброустановки	Разработчик	Производительность, т/ч	Длина транспортирования, м	Ширина рабочего органа, м	Угол установки, град
ВДПУ-4ТМ	ИГД СО АН СССР	300-900	6	1,2	17-22
ВЛЖ-1М	Тот же	150-170	1,5	0,9	17-22
ВЛР-1	"	250-360	2	0,9	17-22
ВЛР-2	"	400-500	2,5	1,2	17-22
ВЛР-3	"	400-500	3	1,2	17-22
"Ермак-3"	"	300-400	2	1,2	17-22
ВЛ-3	"	200-300	3,8	1,2	25-33
ВЛ-2М	"	500-600	3,8	1,2	25-30
ВВР-1	ИГД им. А.А. Скочинского	500	6,5	1,77	До 10
ВВР-2	Тот же	500	4	1,6	До 10
ВВР-2М	"	1000	7,2	1,6	До 10
УВР-1	"	1000	6,2	1,5	До 10
УВР-2	"	1000	4,2	2,2	До 10
УВР-3	"	1500	5,5	2,5	До 10
УВП-1	ИГД им. А.А. Скочинского	500	10,5	1	0-5
ПВУ	ВНИПИрудмаш	800	5	1,2	12
КВЭС-4,5	"	700-1200	7,5	1,4	15
КМА	"	600-900	6	1,8	8
АШЛ	"	500	2,5	1,2	10-15
1АШЛ	"	1000	3,4	1,2	8
ВВДР-5	НИИКМА	500-1400	6	-	0-20
ПВРА-4,5/1,4	Гипроникель	1200	4,5	1,4	10-20
ЛВО-2Э	"	300	1,7	1	5-20
ЛВР-2АЭ	"	600	1,8	1,3	10-15
ЛВР-3	"	1500	2,9	2,3	15
ПИ-1	НИПИгормаш	500-600	5,5	1,8	15
ВУ-7	"	400-600	7	1,4	0
ЕКВ-12	"	270	2,5	1,4	5
ВПК-3М	ВНИИцветмет	250-450	3,6-4,3	1,4	0-5
ВП-3	"	250	5,3	1,4	-
ВПЛ-1	"	250	3,6	1,4	-
ВР-80	"	250	50	0,8	0-5
ВУР-80М1	"	250	20	0,8	0-5
ВУР-80Л	"	250	28	0,8	0-5
ВРМ-150У	"	700	69	1,4	0-5
ВР-100В	"	500	30	1	0-5
В-2Э	Унипромедь	250	1,8	0,5	25-30
В-2П	"	250	1,8	0,5	25-30
"Урал-1"	"	200	1,2	1	-
"Урал-2"	"	300	2,5	1,25	-
"Урал-3"	"	400	5	1,25	-
КВ-2А	Криворожский НИГРИ	300	10,4	1,3	0-10

Амплитуда колебаний, мм	Частота колебаний, мин	Тип вибровозбудителя	Мощность привода, кВт	Вынуждающая сила, кН	Масса, кг
—	1500	Инерционный дебалансный	20	90	3800
—	2800	ИВ-22	0,8	8—16	140
—	2800	ИВ-22	0,8	8—16	200
—	2800	ИВ-24	1,5	16—30	550
—	2800	ИВ-24	1,5	16—30	700
—	—	Пневмопульсатор	—	—	130
—	2800	ИВ-24	3	32—60	830
—	1500	Дебалансный	12	45	1085
1,5—2,5	1500	Самобалансный	80	—	4250
2—3	1500	”	100	—	3850
3—4	1500	”	120	—	5900
2—3	1500	”	120	—	4800
3—4	1500	”	120	—	3550
3—4	1000, 2000	Бигармонический	200	—	7000
4—5	730	Эксцентриковый	—	—	5000
2—4,5	1000	Самобалансный	21	120	4500
0,8—1	3000	”	27	225	7500
—	1000	”	21	150	7500
0,6—0,8	2800	”	10	40	3200
3—4	1000	”	15	100	2700
—	1000	”	22	150	6000
2—4	1300	”	30	125	4500
0,3—0,5	2800	ИВ-21А	1,2	16	250
0,6—0,8	2900	Самобалансный	5,5	41	1780
4	930	”	30	120	6340
2,2—3	1000	”	30	95	5600
5	545	Эксцентриковый	17	—	5200
3,5	1000	”	5,5	—	740
—	1200	Самобалансный	—	120	4500
—	1500	”	32	200	7200
—	1000—1500	”	—	100	5100
3	850	Эксцентриковый	30	—	10600
4	950	”	17	—	6700
4	950	”	13	—	10970
4	950	”	60	—	35350
2,5	950	”	30	—	16200
—	2800	ИВ-22	1,6	16—32	540
—	700—1000	Пневмопульсатор	—	—	550
—	600—800	”	—	8	600
—	600—800	”	—	16	900
—	600—800	”	—	32	2800
4—9	60	Эксцентриковый	20	—	9500



Р и с. 56. Вибрационная установка для выпуска руды типа УВР-2

Для погрузки породы при проходке применяются самоходные вибрационные перегружатели (рис. 54,б).

ИГД им. А.А. Скочинского разработана серия вибрационных питателей и питателей-грохотов с реактивными массами и инерционным приводом. Вибрационный питатель-грохот состоит из грузонесущего органа, подвешенного к раме на винтовых или резиновых пружинах. По бокам к нему на рессорах крепятся реактивные массы. Привод питателя осуществляется инерционным вибратором (рис. 55).

Вибрационные установки для выпуска руды

В настоящее время вибрационные установки для выпуска руды получили широкое распространение в горной промышленности. Рядом организаций разработаны виброустановки различного принципиального устройства и назначения (табл. 6). На рис. 56 приведен общий вид виброустановки УВР2 для активного выпуска руды.

4.5. ВИБРАЦИОННЫЕ ДРОБИЛКИ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ КРУПНОУСКОВЫХ ГРУЗОВ ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ НЕПРЕРЫВНЫМ ТРАНСПОРТОМ

4.5.1. УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ВИБРАЦИОННЫХ ДРОБИЛОК

Генеральное направление развития открытого способа разработки месторождений связано с созданием комплексно-механизированных предприятий и совершенствованием схем горной технологии в части широкого применения конвейерного транспорта. Увеличение глубины карьеров также требует скорейшего внедрения конвейерного транспорта. Таким образом, применение конвейерного транспорта, являющегося центральным звеном технологического процесса, во многом определяет структуру и эффективность других звеньев и технологического комплекса в целом.

Применение конвейерного транспорта создает предпосылки автоматизации и совершенствования управления технологическим процессом открытого способа добычи. Однако повсеместное внедрение конвейерного транспорта требует решения проблемы специальной подготовки горной массы к процессу транспортирования. Это связано с тем, что, несмотря на имею-

щиеся успехи по совершенствованию методов взрывного дробления горного массива, отбитая горная масса содержит определенный процент негабаритных кусков, которые необходимо додрабливать перед погрузкой на конвейерную ленту.

Для подготовки горной массы к транспортированию ленточными конвейерами создаются карьерные дробильные установки, структурно входящие в технологические схемы открытой разработки горных месторождений. Используются полустационарные и передвижные дробильные установки. Центральным механизмом карьерных дробильных установок являются дробилки, которые по принципу действия, устройству и конструкции отличаются чрезвычайным разнообразием. Такое разнообразие типов дробилок объясняется тем, что ведется поиск наиболее пригодной к специфическим условиям эксплуатации конструкции.

Условия эксплуатации предъявляют к дробилкам требования минимального веса и габаритов для создания возможности легкого их передвижения, высокой производительности, возможности дробления пород различной крупности, крепости и абразивности; необходима динамическая уравновешенность конструкции. Среди традиционных систем не существует дробилок, удовлетворяющих в полной мере требованиям универсальности применения. Наиболее пригодными для условий эксплуатации в карьерах, особенно в передвижных дробильных установках, считаются вибрационные щековые дробилки.

Вибрационные щековые дробилки предназначаются для дробления руд, угля, различного рода строительных и других материалов крепостью от 4 до 20 единиц по шкале проф. М.М. Протодяконова. Степень дробления указанных материалов определяется конструктивным выполнением и параметрами щеки дробилки и составляет 3–6. Виброударная дробилка может работать как в полустационарных установках, так и в передвижных (в паре с одноковшовыми экскаваторами или погрузчиком) с последующей передачей дробленого материала на конвейерную ленту.

Вибрационная щековая дробилка по принципу работы и по принципиально конструктивному выполнению отличается от обычных тихоходных щековых дробилок и в результате высокочастотных колебаний щеки осуществляет дробление горной массы в виброударном режиме. Статическое дробление (раздавливание) комбинируется с ударным. Ударный режим дробления формируется в вибрационной щековой дробилке вследствие того, что при существующем соотношении скоростей опускания дробимого материала в дробильной камере и частоты колебаний щеки между материалом и щеками периодически возникает зазор (происходит потеря контакта). При выборе этого зазора реализуются большие дробящие усилия и повышается эффективность процесса дробления.

Высококачественный характер работы улучшает также процесс дробления материалов, склонных к налипанию. Поскольку дробление горной массы происходит за счет высокочастотных ударных импульсов, то имеет место значительно меньший выход фракций, превышающих величину выходной щели, чем у обычных щековых дробилок. Отличительной особенностью принципиально-конструктивного выполнения инерционной виброударной дробилки являются использование в качестве привода противофазно работающих инерционных вибраторов, подвижные части которых не имеют

жесткой кинематической связи со щеками дробилки, и опирание дробящих щек через резиновые упругие элементы в неподвижной точке колебательной системы. Отсутствие кинематической связи между вращающимися частями вибратора и щекой предотвращает поломки дробилки в случае попадания недробимых кусков материала.

Каждый из вибраторов генерирует возмущающую силу во взаимно противоположных направлениях, и, таким образом, усилия дробящих щек замыкаются на дробимом материале и уравниваются. Опирание колебательной системы в неподвижной точке устраняет передачу динамических нагрузок на несущие конструкции. Такое конструктивное выполнение дробилки дает возможность отказаться от массивных фундаментов и позволяет делать установки легкими и при необходимости мобильными.

Динамическая характеристика вибрационной дробилки допускает работу под завалом, что обуславливает возможность их непосредственной загрузки без применения специальных питателей, а также пуск под завалом. Вибрационные дробилки устойчиво работают на рядовом материале, поступающем из ковша погрузочной машины. При этом мелкие фракции, не требующие дробления, почти беспрепятственно проходят дробящую полость, образуя на конвейерной ленте своеобразную подстилающую "подушку" для раздробленных материалов. Таким образом, вибрационная дробилка выполняет одновременно функции дозатора и питателя-грохота.

Вибрационные дробилки могут найти применение и в шахтных условиях для дробления закладочного материала. При проведении пластовых подготовительных горных выработок вслед за лавой с закладкой породы от подрывки в смежное выработанное пространство находит применение передвижной дробильно-закладочный комплекс "Титан-1", предназначенный для механизации закладочных работ, в состав которого входит роторно-зубчатая дробилка с редукторной трансмиссией.

Создание этого комплекса было связано с тем, что одним из наиболее трудоемких производственных процессов технологии добычи угля является закладка выработанного пространства шахт, которая позволяет обеспечить отработку пожароопасных и выбросоопасных пластов, охрану подготовительных горных выработок, управление горным давлением в сложных горно-геологических условиях, извлечение высококачественных углей под густонаселенными, промышленными и сельскохозяйственными районами, сокращение выдачи породы и устранение породных отвалов, сохранение ландшафта.

В качестве средств, позволяющих комплексно механизировать закладку, преимущественное применение получает трубопроводный гидро- и пневмотранспорт, использование которого обуславливает необходимость предварительного дробления закладочного материала. Подготовка последнего осуществляется, как правило, в шахте, а зачастую и непосредственно в забое проводимой горной выработки. Поэтому главной проблемой дробления и основными требованиями, предъявляемыми к шахтным дробилкам, являются взрывобезопасность по фактору фрикционного искрения как в исполнительном органе, так и в приводе, малогабаритность конструкции и возможность работы без фундамента.

Шахтные дробилки, отвечающие поставленным требованиям, для пневмомозакладочных комплексов оборудования впервые были созданы в Дон-

гипроуглемаше. Это роторно-зубчатые дробилки с механической трансмиссией.

Предъявляемым требованиям отвечают и некоторые типы вибрационных дробилок, такие, например, как роторные и щековые. У дробилок этого типа отсутствует фрикционное искрение в процессе дробления вследствие невысоких скоростей взаимодействия породы с дробящим органом и отсутствия относительного проскальзывания. Трансмиссия у дробилок этого типа чисто механическая, что также полностью удовлетворяет требованиям взрывобезопасности.

4.5.2. ФЕНОМЕНОЛОГИЯ ПРОЦЕССА ВИБРАЦИОННОГО ДРОБЛЕНИЯ¹

Феноменология вибрационного дробления горной массы достаточно сложна, так как на ход процесса оказывают влияние такие факторы, как физико-механические свойства дробимой породы: прочность, хрупкость, вязкость, плотность, твердость, а также ее трещиноватость, гранулометрический состав, влажность, форма и взаимное расположение отдельных кусков в камере дробления и т.д. Существенную роль играет также степень заполнения камеры дробления горной массы, меняющаяся от одного пуска до загрузки с подпором [34, 35].

Процесс вибрационного дробления горной массы был обстоятельно проанализирован на основе экспериментальных данных с использованием методов статистической динамики и феноменологической реологии [6]. Были разработаны методы идентификации нагрузки. Дальнейшее развитие этих работ позволило разработать сравнительно простой и достаточно точный метод определения нагрузки от дробимой массы.

Можно выделить два крайних случая работы вибрационной дробилки под нагрузкой: при номинальном заполнении камеры дробления и при дроблении одиночного куска. В первом случае нагрузка на исполнительные органы в статистическом смысле постоянна, т.е. характеризуется некоторыми вероятностными показателями, точка приложения равнодействующей реакции горной массы также статистически постоянна. При дроблении одиночного куска процесс протекает гораздо сложнее: постоянно меняется величина и место приложения реакции горной массы на рабочий орган дробилки. Феноменология процесса вибрационного дробления одиночного куска горной породы подробно разработана в упоминавшейся выше работе.

Проведенный анализ многочисленных экспериментальных исследований, опыта эксплуатации опытно-промышленных вибрационных дробилок и имеющихся теоретических разработок позволил прийти к выводу, что дробимая горная масса оказывает такое же воздействие на колеблющуюся массу вибрационной дробилки, как дополнительная нелинейная упругодемпфирующая система. При симметричном нагружении дробимой породы можно не учитывать ее инерционные свойства в первом приближении, без ущерба для точности инженерных расчетов.

Таким образом, горная масса моделируется нелинейной упруговязкой феноменологической моделью с упругими реологическими телами (коэф-

¹ Данный раздел написан И.И. Гончаревич.

фициенты жесткости $k_x x^{n-1}$, $k_y y^{n-1}$) и вязкими реологическими телами (коэффициенты вязкости $c_x = \mu^* k_x x^{n-1}$, $c_y = \mu^* k_y y^{n-1}$, где μ^* и n — коэффициенты, зависящие от свойств дробимой породы).

Обычно $k_x = k_y = k$, поэтому феноменологическая модель дробимой горной массы характеризуется всего тремя параметрами (k , μ^* и n), что чрезвычайно упрощает процесс идентификации параметров модели.

Итак, на дробящий орган вибрационной дробилки от дробимой горной массы действуют реакции в направлении осей x :

$$-F'_x = k_x x^{n-1} (x + \mu^* \dot{x})$$

и в направлении y :

$$F'_y = k_y y^{n-1} (y + \mu^* \dot{y}).$$

Вследствие того что между дробимой горной массой и рабочим органом вибрационной дробилки существует неудерживающая связь, реакции горной массы могут иметь только один знак — положительный или отрицательный — в зависимости от направления координатных осей и не могут его менять. Поэтому в процессе движения рабочие органы дробилки то испытывают реакции горной массы, то совершают свободное движение.

Окончательно реакции горной массы на рабочие органы дробилки можно записать следующим образом:

$$F'_x = \text{sign}(x + \mu^* \dot{x}) k_x x^{n-1} (x + \mu^* \dot{x});$$

$$F'_y = \text{sign}(y + \mu^* \dot{y}) k_y y^{n-1} (y + \mu^* \dot{y}),$$

где для положительной деформации горной массы

$$\text{sign}(x + \mu^* \dot{x}) = \begin{cases} 1 & \text{при } (x + \mu^* \dot{x}) > 0, \\ 0 & \text{при } (x + \mu^* \dot{x}) < 0; \end{cases} \quad \text{sign}(y + \mu^* \dot{y}) = \begin{cases} 1 & \text{при } (y + \mu^* \dot{y}) > 0, \\ 0 & \text{при } (y + \mu^* \dot{y}) < 0. \end{cases}$$

Для отрицательной деформации горной массы знак "минус" следует поменять.

4.5.3. ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННОЙ ДРОБИЛКИ С ДВИГАТЕЛЕМ ОГРАНИЧЕННОЙ МОЩНОСТИ ПОД НАГРУЗКОЙ, ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И СТРУКТУРНЫХ СХЕМ¹

В соответствии с поставленными выше задачами рассмотрим три разновидности вибрационных дробилок: щековые с двумя боковыми подвижными щеками (рис. 57,а), одной центральной подвижной щекой (рис. 57,б), двумя качающимися щеками (рис. 57,в) и роторная дробилка (рис. 57,г). Привод ротора может осуществляться различными способами. Укажем два из них, представляющиеся наиболее перспективными в настоящее время. В приводе первой разновидности приводной вал выполняется эксцентричным; на него насажен резинометаллический шарнир, а на резиноме-

¹ Данный раздел написан И.И. Гончаревич.

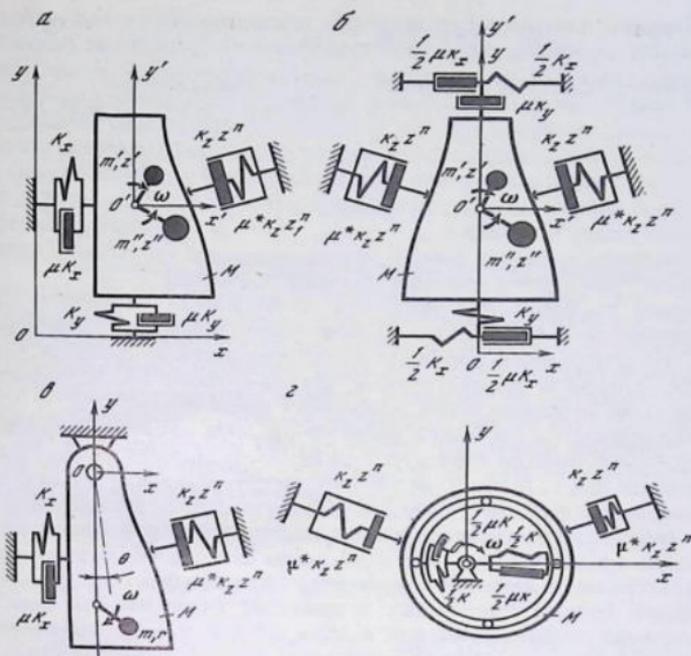


Рис. 57. Расчетные схемы вибрационных дробилок под нагрузкой

а — щековая дробилка с двумя боковыми подвижными щеками; б — щековая дробилка с одной центральной подвижной щекой; в — дробилка с качающейся щекой; г — роторная дробилка

таллический шарнир — дробящее кольцо. Причем предусматривается возможность вращения эксцентрика во внутренней втулке резинометаллического шарнира или дробящего ротора относительно внешнего кольца резинометаллического шарнира.

Во второй модификации приводной вал не имеет эксцентриситета, а резинометаллический шарнир выполняется эксцентричным и имеет различные жесткости в радиальном направлении. Это достигается за счет различной толщины резины в разных местах эксцентрика, в резине могут быть выполнены также отверстия. Резинометаллический шарнир жестко крепится на приводном валу, а дробящее кольцо свободно вращается на внешней втулке. При использовании привода первой модификации дробящее кольцо совершает возвратно-поступательные движения наподобие колебаний центрального дробящего органа щековой дробилки. В приводе второй модификации поступательные движения дробящего кольца возбуждаются параметрически за счет переменной жесткости в радиальном направлении резинового эксцентрика.

В методическом отношении расчет любой модификации вибрационной дробилки с двигателем ограниченной мощности под нагрузкой аналогичен.

Рассмотрим с учетом характеристики двигателя работу под нагрузкой вибрационных дробилок всех трех модификаций. Вследствие симметричности нагружения во всех случаях можно ограничиться рассмотрением движения одного из исполнительных органов: в двухщечковой дробилке — боковой щечкой, в трехщечковой и роторной — центральным рабочим органом. Каждый дробящий орган представляет собой одномассную колебательную систему, состоящую из массы M с линейными упругими элементами, характеризующимися коэффициентами жесткости K_x, K_y и коэффициентами вязких сопротивлений $c_x = \mu K_x, c_y = \mu K_y$ (здесь μ — коэффициент пропорциональности между демпфирующими упругими характеристиками упругих элементов вибрационной дробилки).

Со щечкой вибрационной дробилки, выполненной по первой схеме, асимметрично взаимодействует горная масса, создавая сопротивления F'_x и F'_y . На центральный дробящий орган вибрационных дробилок, выполненных по второй и третьей схемам, реакции горной массы, характеризующиеся теми же параметрами, действуют с обеих сторон.

Таким образом, на дробящий орган вибрационной дробилки любой схемы от дробимой породы действует реакция F'_x в направлении оси x и F'_y — в направлении оси y . Вследствие того что между породой и щечкой существует неудерживающая связь, реакции действуют только в одном направлении, т.е. имеют положительный или отрицательный знак в зависимости от направления координатных осей и не могут его менять. С учетом этого обстоятельства они и вводятся в уравнения движения щек.

Дробящие органы приводятся в движение инерционными (или эксцентровыми) вибраторами для возбуждения круговых эллиптических или прямолинейных колебаний; суммарная неуравновешенная масса вращающихся деталей инерционного вибратора m и эксцентриситет r . В переходных режимах скорость вращения дебалансов вибратора $\dot{\varphi}$, в установившемся режиме угловая скорость вращения дебалансов вибратора постоянна и равна ω . При этом в переходных режимах будет действовать возмущающая сила $m r \dot{\varphi}^2 \cos \varphi$ в направлении оси x и $m r \dot{\varphi} \sin \varphi$ — в направлении оси y .

Если вибратор создает возмущающую силу только в направлении оси x , то колебания дробящих органов в направлении оси y все равно возбуждаются реакцией горной массы F_y .

С учетом изложенного нелинейные дифференциальные уравнения движения дробящего органа вибрационной дробилки в переходном режиме записываются следующим образом:

$$(M + m) \ddot{x} = -(C_x + c'_x) \dot{x} - (K_x + k'_x) x + m r \dot{\varphi} \cos \varphi + m r \ddot{\varphi} \sin \varphi,$$

$$(M + m) \ddot{y} = -(C_y + c'_y) \dot{y} - (K_y + k'_y) y + m r \dot{\varphi} \sin \varphi - m r \ddot{\varphi} \cos \varphi,$$

$$(I + m r^2) \ddot{\varphi} = M_{дв} + m r \ddot{x} \sin \varphi - m r \ddot{y} \cos \varphi - m g r \cos \varphi - \frac{1}{2} f D m (r \dot{\varphi}^2 - \ddot{x} \cos \varphi - \ddot{y} \sin \varphi).$$

Здесь $M_{дв}$ — статистическая характеристика приводного электродвигателя; k'_x, k'_y — характеристики жесткости дробимой горной массы; c'_x и c'_y — гистерезисные характеристики горной массы; D и f — диаметр беговых дорожек и коэффициент трения в подшипниках вибратора.

$$M_{дв} = A + B \dot{\varphi}; \quad A = 2M_{к}/s_{к}; \quad B = 2M_{к}/(s_{к}\omega_{с}),$$

где $M_{к}$ и $s_{к}$ – минимальный момент двигателя и критическое скольжение; $\omega_{с}$ – синхронная скорость двигателя.

$$k'_x = \xi k_x x^{n-1}; \quad k'_y = \xi k_y y^{n-1};$$

$$c'_x = \xi \mu^* k_x x^{n-1}; \quad c'_y = \xi \mu^* k_y y^{n-1},$$

где ξ – коэффициент, учитывающий наличие и отсутствие контакта дробящего органа с горной массой, $\xi = 1$ при $x < 0$ и $\xi = 0$ при $x > 0$.

Нелинейность приведенной системы дифференциальных уравнений обуславливается степенной зависимостью от перемещения упругих и гистерезисных свойств дробимой породы и наличием неударивающей связи между дробящим органом и породой. Приведенные уравнения описывают движения дробящего органа вибрационной дробилки как при одностороннем, так и двухстороннем его нагружении реакциями дробимой породы.

Для обеспечения удобства исследований на ЭВМ уравнения движения дробилки записываются в преобразованном виде:

$$\ddot{x} + \mu p_x^2 \dot{x} + p_x^2 x + \xi \mu^* p_x^{*2} x^{n-1} \dot{x} + \xi p_x^{*2} x^{n-1} x = qr \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + qr \dot{\varphi} \sin \varphi - \frac{1}{\kappa} \xi p_y^{*2} y^{n-1} (\mu^* \dot{y} + y),$$

$$\ddot{y} + \mu p_y^2 \dot{y} + p_y^2 y + \xi \mu^* p_y^{*2} y^{n-1} \dot{y} + \xi p_y^{*2} y^{n-1} y = qr \dot{\varphi} \sin \varphi - qr \dot{\varphi} \cos \varphi - \kappa \xi p_x^{*2} x^{n-1} (\mu^* \dot{x} + x),$$

$$\ddot{\varphi} + B^* \dot{\varphi} = A^* + q^* \ddot{x} \sin \varphi - q^* \ddot{y} \cos \varphi - q^* g \cos \varphi - R^* q^* (\varphi^2 - \frac{\ddot{x}}{r} \cos \varphi - \frac{\ddot{y}}{r} \sin \varphi),$$

где $q^{**} = 1/[1 + I/(mr^2)]$; $q^* = q^{**}r$; $\kappa = \operatorname{tg} \alpha$; $R^* = fD/2$; α – угол наклона дробящей поверхности и вертикали в точке приложения суммарной реакции дробимой горной массы; p_x , p_y , p_x^* , p_y^* – собственные частоты колебаний дробящего органа в направлении осей ox , oy на упругой подвеске дробилки и при взаимодействии с дробимой горной массой.

При исследовании закономерностей работы вибрационных дробилок с двигателем ограниченной мощности определялись линейные перемещения дробящего органа x и y , его скорости \dot{x} и \dot{y} и ускорения \ddot{x} и \ddot{y} , угловые перемещения вала вибратора φ , его скорости $\dot{\varphi}$ и ускорения $\ddot{\varphi}$. Кроме того, на печать выводились приведенные к единице массы текущие значения

реакций материала на дробящий орган

$$F'_x = -\frac{1}{\kappa} \xi p_y^{*2} y^{n-1} (\mu^* \dot{y} + y); \quad F'_y = -\kappa \xi p_x^{*2} x^{n-1} (\mu^* \dot{x} + x);$$

реакций упругой системы на раму дробилки

$$F_x = -p_x^2 (\mu \dot{x} + x); \quad F_y = -p_y^2 (\mu \dot{y} + y);$$

суммарных реакций на дробящий орган

$$F_x^* = F_x + F_x'; \quad F_y^* = F_y + F_y';$$

а также приведенный момент от силы трения в подшипниковых узлах вибратора

$$R^* q^* (\dot{\varphi} r - \ddot{x} \cos \varphi - \ddot{y} \sin \varphi) / r^2;$$

момент от переносных ускорений дробящего органа

$$q^* (\ddot{x} \sin \varphi - \ddot{y} \cos \varphi) / r;$$

приведенный момент от сил тяжести дебалансов $q^* g \cos \varphi / r$;

приведенный момент электродвигателя $A^* - B^* \dot{\varphi}$.

Наряду с текущими характеристиками процесса работы вибрационной дробилки за исследуемый период на печать выдаются следующие осредненные параметры:

среднее максимальное и минимальное смещение дробящего органа

$$x_{cp}, y_{cp}, x_{max}, y_{max}, x_{min}, y_{min},$$

средние максимальные и минимальные значения реакций горной массы на дробящий орган

$$F'_{x_{cp}}, F'_{y_{cp}}, F'_{x_{max}}, F'_{y_{max}}, F'_{x_{min}}, F'_{y_{min}};$$

средние, максимальные и минимальные значения реакций упругой системы на раму дробилки

$$F_{x_{cp}}, F_{y_{cp}}, F_{x_{max}}, F_{y_{max}}, F_{x_{min}}, F_{y_{min}};$$

средние значения момента от переносных ускорений дробящего органа

$$\frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} \frac{q^*}{r} (\ddot{x} \sin \varphi - \ddot{y} \cos \varphi) d\varphi;$$

среднее значение момента трения в подшипниках вибратора

$$\frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} (\dot{\varphi} r - \ddot{x} \cos \varphi - \ddot{y} \sin \varphi) \frac{R^* q^*}{r^2} d\varphi;$$

среднее значение момента электродвигателя

$$\frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} (A^* + R^* \varphi) d\varphi,$$

где φ^* — продолжительность работы дробилки в угловых единицах.

Для оценки условий работы упругой системы дробилки, которая в значительной степени определяет надежность работы всей установки, вычислялись также следующие характеристики деформации упругих элементов:

$$x_{cp \max} = \sum |x_{\max}| / n_{\max}; \quad x_{cp \min} = \sum |x_{\min}| / n_{\min},$$

где n_{\max} и n_{\min} — число максимальных и минимальных смещений дробящего органа от нейтрального положения за время работы дробилки;

$$x_{\text{ср}} = (x_{\text{ср max}} + x_{\text{ср min}})/2;$$

отклонения дробящего органа от среднего положения

$$\xi = x_{\text{ср}} - x_{\text{min}}; \quad x_{\text{ср max}}/x_{\text{ср}}; \quad x_{\text{ср min}}/x_{\text{ср}}.$$

Были определены также следующие важнейшие показатели работы вибрационных дробилок;

затраты энергии приводом машины

$$W = \frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} (A^* - B^*\varphi) \dot{\varphi} d\varphi;$$

затраты энергии на дробление материала

$$W_{\Pi} = \frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} \left[-\frac{1}{\kappa} \xi p_y^{*2} y^{n-1} (\mu^* \dot{y} + y) - \kappa \xi p_x^{*2} x^{n-1} (\mu^* \dot{x} + x) \dot{x} \right] d\varphi;$$

затраты энергии вследствие гистерезисных потерь в упругой системе

$$W_y = \frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} [-p_x^2 (\mu \dot{x} + x) \dot{x} - p_y^2 (\mu \dot{y} + y) \dot{y}] d\varphi;$$

затраты энергии на преодоление сил трения в подшипниках вибратора

$$W_{\text{тр}} = \frac{1}{\varphi^*} \int_0^{\varphi^*} \left[\frac{R^* q^*}{r^2} (\dot{\varphi} r - \ddot{x} \cos \varphi - \ddot{y} \sin \varphi) \dot{\varphi} \right] d\varphi.$$

Для оценки энергетической эффективности работы машины определялись удельные затраты энергии на дробление материала W_{Π}/W , удельные затраты энергии на восполнение гистерезисных потерь в упругой системе W_y/W и удельные затраты энергии вследствие трений в подшипниках вибратора $W_{\text{тр}}/W$.

На рис. 58, а приведены текущие значения перемещения x , скорости \dot{x} и ускорения \ddot{x} дробящего органа дробилки, выполненной по схеме (см. рис. 57, б). На рис. 58, б–г представлены реакции горной массы на щеку вибрационной дробилки (б), реакция упругой системы на раму дробилки (в) и мощность, необходимая для дробления материала (г). Приемы идентификации модели дробимого материала и реальной нагрузки изложены ранее, параметры реологической модели породы выбираются с использованием метода многокритериальной оптимизации.

Основной причиной поломок упругой системы двухщечковых дробилок, как было установлено при опытно-промышленных испытаниях дробилки ШДВ конструкции ИГД им. А.А.Скочинского, является недопустимая раздвижка дробящих щек, возникающая на некоторых режимах работы. Анализ проведенных на ЭВМ исследований показал, что в однокамерных дробилках чрезмерная раздвижка щек возникает при перегрузках, связанных

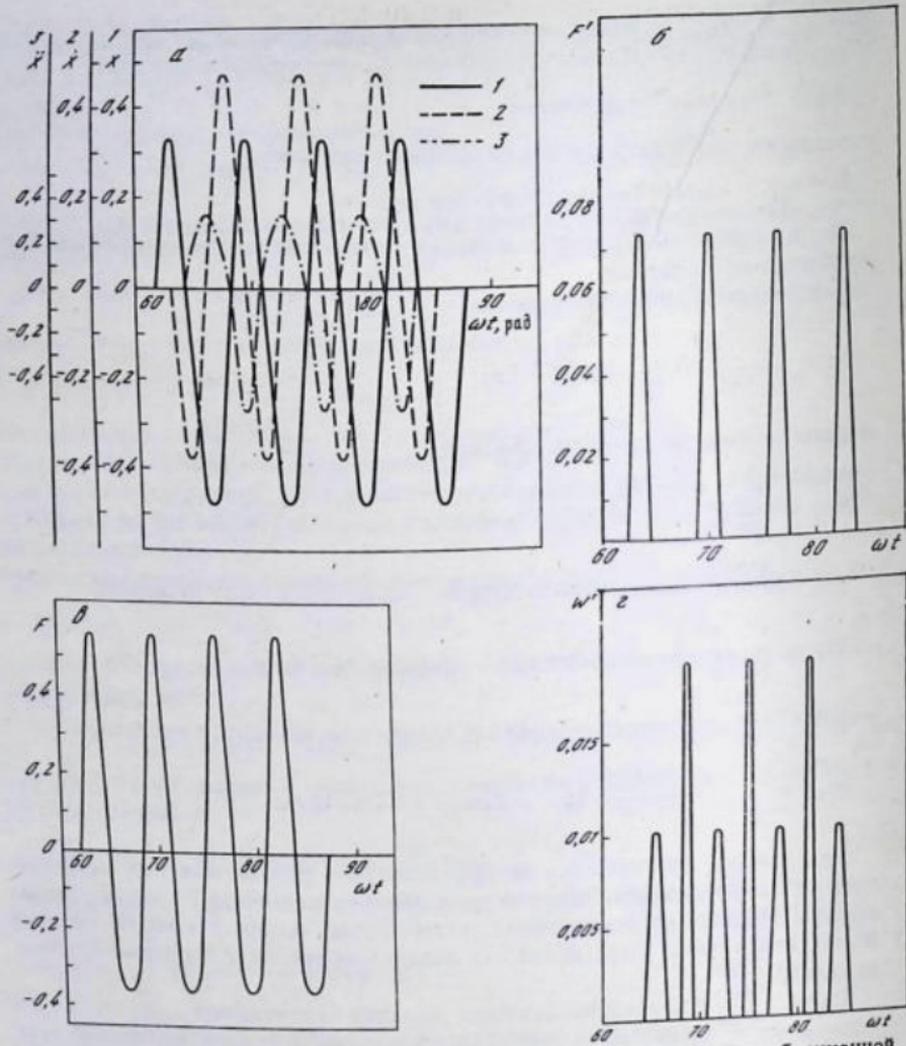


Рис. 58. Текущие значения параметров режима работы щековой вибрационной дробилки

a — перемещение, скорости и ускорения; *б* — реакция горной массы на щеку дробилки; *в* — реакция упругой системы дробилки на раму; *г* — мощность на дробление горной массы

с неравномерной подачей материала, вследствие чего режим работы приближается к околорезонансному. Расчеты показали, что недопустимая раздвижка щек полностью устраняется при регулируемой загрузке дробилки.

На практике дозированная подача материала в дробилку может быть обеспечена из промежуточного бункера с вибрационным питателем. Недопустимо осуществлять загрузку дробилки неравномерными порциями, так как при этом имеет место переходный режим работы, снижается эффективность дробления, устанавливаются кратковременные резонансные режимы

работы. В результате исследований на ЭВМ был изучен механизм раздвижки щеки; было установлено, что в процессе дробления величина смещения щеки однокамерной дробилки периодически меняется, колеблясь с низкой частотой. Амплитуда и статическая составляющая смещения щеки зависят от степени загрузки камеры дробимым материалом.

Исследования двухкамерных дробилок показали, что смещение щеки в них происходит периодически и на небольшую величину. Вследствие этого в двухкамерных дробилках устраняется статическое нагружение упругой системы и повышается надежность их работы.

На основе полученных зависимостей были проведены исследования режимов работы вибрационной дробилки, выполненной по схемам с одной и двумя рабочими щеками; параметры дробилок соответствуют реальному образцу ШВД-1000. Для придания проведенным исследованиям большей общности результаты расчетов даются в безразмерном виде, жесткости и гистерезисные сопротивления в упругой системе и дробимой горной породе отнесены к единице колеблющейся массы рабочего органа дробилки.

Рассмотрен холостой ход и работа под различными нагрузками. Собственная частота колебания щеки дробилки равна 84 рад/с, коэффициент пропорциональности между жесткостью и гистерезисными сопротивлениями упругой системы $\mu = 0,002$. Исследовалась работа дробилки, начиная от околорезонансного режима работы (коэффициент расстройки колебательной системы $\nu = 1,19$) до далеко зарезонансного режима (коэффициент расстройки колебательной системы $\nu = 2,38$); для этого двигателю привода сообщались угловые скорости от 100 до 200 рад/с.

Рассмотрена работа дробилки на холостом ходу (рис. 59, а), при параметрах горной массы $p^* = 50$ рад/с, $n = 1,5$, $\mu^* = 0,15$ с несимметричным (рис. 59, б) и симметричным (рис. 59, в) нагружением дробящей щеки. Данные зависимости построены по среднестатистическим данным; реализация изучаемого периода работы дробилки превышала 20 циклов.

На графиках в зависимости от угловой скорости вращения вибратора приведены значения безразмерных амплитудных положительных $(x/qr)_+$ и отрицательных $(x/qr)_-$ перемещений щеки от нейтральной оси стационарного положения щеки; значения амплитудных суммарных давлений упругой системы и дробимого материала на щеку $(F/mqr\omega^2)_+$ и $(F/mqr\omega^2)_-$; значения амплитудных давлений дробимого материала на щеку $(F'/mqr\omega^2)_+$ и $(F'/mqr\omega^2)_-$, а также значения суммарной мощности $(W/mq^2r^2\omega^3)_+$ и $(W/mq^2r^2\omega^3)_-$ и мощности на процессе дробления $(W'/mq^2r^2\omega^3)_+$ и $(W'/mq^2r^2\omega^3)_-$.

Анализ прежде всего показывает, что при симметричном нагружении щеки существенно снижается ее статическое смещение, общий размах колебаний также уменьшается. В околорезонансных режимах на холостом ходу на раму дробилки действуют значительные усилия, большие, чем под нагрузкой при любой схеме дробилки. В зарезонансных режимах нагрузки на упругую систему во всех случаях примерно одинаковы. Энергозатраты, общие и на дробление горной массы при несимметричном нагружении дробящей щеки, выше, чем при симметричном нагружении. Коэффициент полезного действия дробилок достаточно высок.

Приведенные данные показывают, что параметры режима работы дробилок, выполненных по обеим схемам, различаются между собой как под на-

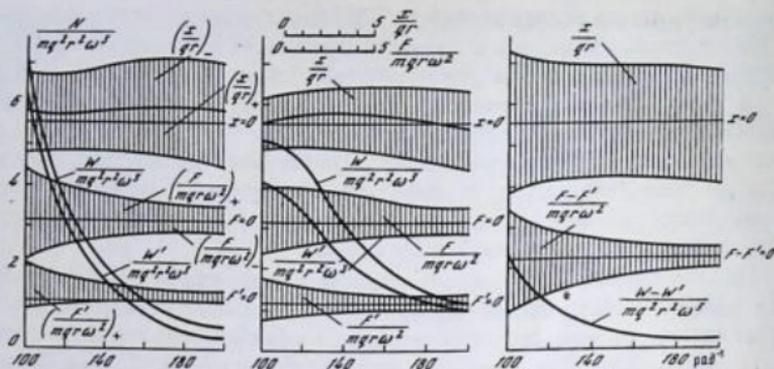


Рис. 59. Среднестатистические параметры режима работы вибрационной дробилки ШВД-1000

грузкой, так и на холостом ходу. В зависимости от предъявляемых требований оптимальными могут оказываться различные схемы дробилок и разные сочетания их параметров. Выбор оптимальных параметров и схемы дробилки следует производить с использованием метода многокритериального оптимального проектирования.

При конструировании вибрационной дробилки в первом приближении с источником энергии неограниченной мощности в качестве варьируемых параметров были приняты: соотношение вращающихся масс вибратора и колеблющихся масс щеки q , собственные частоты колебаний щеки p_x , p_y , коэффициент демпфирования упругих связей μ , радиус круга трения подшипников вибратора R^* , угловая скорость вращения вибратора ω ; угол наклона дробящей поверхности щеки α , схема нагружения щеки (симметричная $\xi = 1-1$, несимметричная $\xi = 1-0$). Для этих параметров были установлены следующие ограничения:

$$0,02 \leq q = \alpha_1 \leq 0,05; \quad 50 \text{ рад/с} \leq p_x = \alpha_2 \leq 100 \text{ рад/с};$$

$$80 \text{ рад/с} \leq p_y = \alpha_3 \leq 150 \text{ рад/с}; \quad 0,002 \leq \mu = \alpha_4 \leq 0,01;$$

$$0,001 \leq R^* = \alpha_6 \leq 0,005; \quad 100 \text{ рад/с} \leq \omega = \alpha_7 \leq 250 \text{ рад/с};$$

$$5^\circ \leq \beta = \alpha_8 \leq 10^\circ; \quad \alpha_9 = \xi = 1-1; \quad \alpha_{10} = \xi = 1-0.$$

В качестве центральных значений параметрических ограничений приняты параметры исследованной дробилки. Таким образом, вектор параметров исследуемого множества моделей $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8, \alpha_9, \alpha_{10})$ определяется значимыми параметрами.

Наряду с параметрическими были приняты функциональные ограничения: $5 \text{ мм} \leq A = f_1(\alpha) \leq 20 \text{ мм}$, $A\omega^2/g \leq f_2(\alpha) \leq 8$, функциональные ограничения являются жесткими и в процессе проектирования могут меняться в известных пределах.

В качестве локальных критериев качества, большинство из которых необходимо минимизировать, принимались:

усилия в подшипниках вибратора

$$f_1(\alpha) = \min(F_{\text{п max}}/mqr\omega^2);$$

нагрузки на упругую систему

$$\varphi_2(\alpha) = \min(F_y/mqr\omega^2)_+ \text{ и } \min(F_y/mqr\omega^2)_-,$$

статическая деформация упругой системы (сдвиг дробящихся щек)

$$\varphi_3(\alpha) = \min \frac{1}{2} [(x_{\max}/qr)_- - (x_{\max}/qr)_+],$$

коэффициент полезного действия по дроблению

$$\varphi_4(\alpha) = \max(W'/W).$$

Порядок проведения расчетов по выбору оптимального варианта дробилки стандартный.

4.6. ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ДИСПЕРСНЫХ СРЕД В РАБОЧИХ ОРГАНАХ МАШИН¹

4.6.1. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ДВИЖЕНИЯ ДИСПЕРСНОЙ СРЕДЫ В ПРЯМОУГОЛЬНОМ РАБОЧЕМ ОРГАНЕ, КОЛЕБЛЮЩЕМСЯ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Эффективность работы многих транспортно-технологических машин определяется закономерностями перемещения рабочей среды и обрабатываемых изделий в их рабочих органах. В большинстве случаев речь идет о движениях дисперсных сред, в которых помещены обрабатываемые изделия, мелющие тела и т.д.

Воздействие вибрации на дисперсную среду, находящуюся в рабочем органе вибрационных транспортно-технологических машин, вызывает ряд превращений, характер которых зависит от многих факторов. К основным из этих факторов следует отнести вид, интенсивность и направление вибрации, форму и конструктивные особенности рабочего органа (обычно сосуда той или иной формы, контейнера), свойства среды и наполнителя. Природа этих превращений весьма сложна.

Рассмотрим несколько характерных случаев поведения дисперсной среды в сосуде при воздействии на него гармонических колебаний. При горизонтальных колебаниях в сыпучей среде по мере роста интенсивности колебаний, при некоторой критической частоте $\omega_{кр}$ начинают появляться в сыпучем теле два циркуляционных потока (рис. 60). Это хорошо видно через стеклянную стенку рабочего органа при освещении его источником света от стробоскопа СТ-5 с частотой вспышек, синхронной с частотой колебаний. В этом случае создается иллюзия остановки рабочего органа и контрастно выделяется относительная составляющая перемещений среды.

При дальнейшем увеличении частоты ω или амплитуды колебаний A все большая часть сыпучей среды вовлекается в ускоряющиеся циркуляционные потоки. Лишь в углах сосуда, как в застойной зоне, остается некоторая часть материала, огибаемая потоком. Так, например, в контейнере с размерами $(160 \times 225) \cdot 10^{-3}$ м при $\omega = 70$ рад/с и $A = 5 \cdot 10^{-3}$ м, что соответ-

¹ В написании данного раздела принимали участие К.Д.Декин и П.Р.Горст.

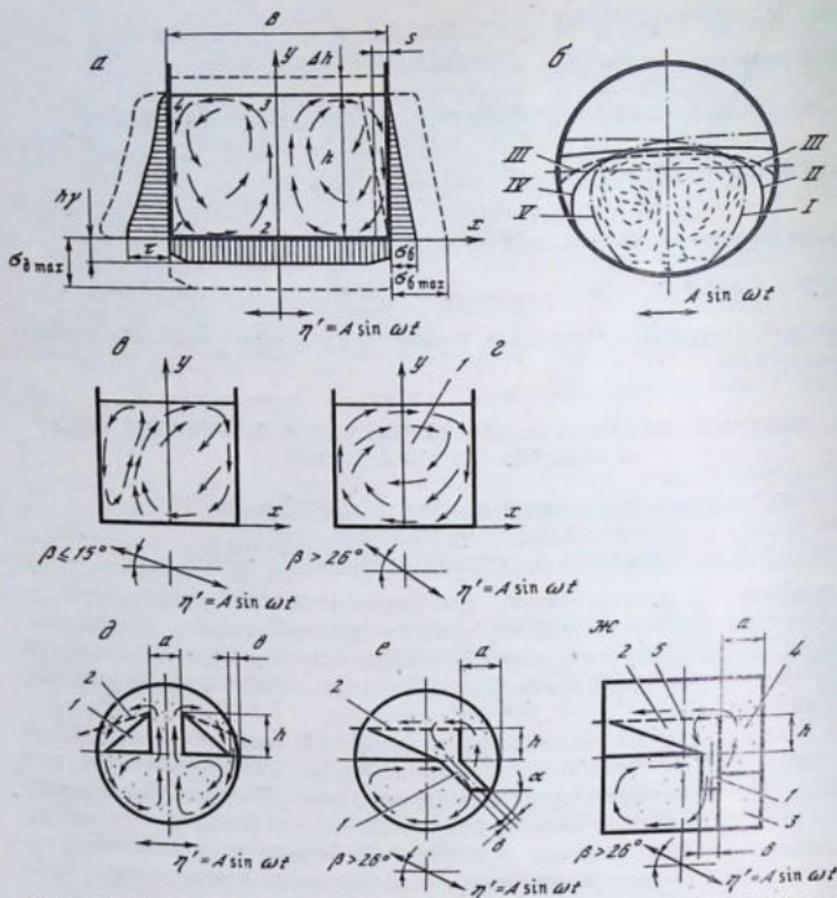


Рис. 60. Циркуляционные движения дисперсной среды в рабочем органе вибромашины

ствует ускорению $A = 24,5 \text{ м/с}^2 \approx 2,5 g$, практически вся среда находится в движении.

Для выявления природы циркуляций при помощи скоростной киносъемки и фотосъемки со вспышкой фиксировался характер изменения формы сыпучего тела. Вспышка фотокамеры включалась посредством контакта-прерывателя, установленного на эксцентриковом валу привода при различных углах поворота кривошипа. Кадры фиксировали состояние сыпучего тела в различных фазах поворота кривошипа через 15° . Полезную информацию об интенсивности разряжений и уплотнений в различных частях сыпучего тела, а следовательно, об участии его в движении дали рентгенограммы.

В результате этой серии экспериментов зафиксировано периодическое разрежение и появление кратковременных полостей пустоты у стенок сосуда. Эти периодические деформации сыпучего тела являются источником

двух внутрислоевых циркуляционных потоков, вращающихся в левой части сосуда против часовой стрелки, а правой — по часовой. Основным возбудителем этих движений является осыпание свободной стенки сыпучего тела.

Циркуляции появляются при интенсивной вибрации, при которой, по видимому, появляется известное из механики сыпучей среды боковое пассивное давление $\sigma_{бп}$, которое выдавливает сыпучий материал. Осыпавшаяся часть дисперсной среды, попадающая на дно полости, ограничивает движения нижнего монослоя. При достижении $\sigma_{бп}$ выдавливается столб груза в том месте сыпучего тела, где наименьшее количество связей, т.е. где практически перестает распространяться влияние пристеночного трения — в центре сосуда. Так появляется другой участок циркуляционного потока, выходящий на поверхность осыпавшийся ранее материал.

На рис. 60, а показано сечение сыпучего тела с эпюрами бокового давления σ_b и касательных напряжений вдоль стенок в статике (сплошными линиями) и при наличии вибрации (пунктиром).

Давление на стенки рабочей камеры меняется в пределах

$$\sigma_{б \max} > \sigma_b = h \gamma m > \sigma_{б \min} ,$$

где

$$\sigma_{б \max} = h \gamma m \pm h A \omega^2 B / g ;$$

$m = \sigma_2 / \sigma_1 = \sigma_b / \sigma_d$ — коэффициент подвижности; γ , h , B — насыпной вес, высота и ширина сыпучего тела.

Условие для появления бокового пассивного давления, вызывающего пластическую деформацию, записывается так:

$$\sigma_{бп} / \sigma_b = 1 / m^2 = \sigma_{бп} / h \gamma m .$$

Поэтому боковое давление равно $\sigma_{бп} = h \gamma / m$.

Приравняв $\sigma_{бп}$ к σ_{\max} , получим предельное значение ускорения сосуда, при котором становится возможным вызываемое вибрациями движение среды

$$A \omega_{пр}^2 = g (1 - m^2) h / m B .$$

Полученное выражение дает удовлетворительную сходимость параметров A и $\omega_{пр}$ с результатами эксперимента. Так, например, при $A = 5$ мм; $h = 200$ мм; $B = 250$ мм; $m = 0,3$ для сухого песка рассчитанное значение $\omega = 77,2$ рад/с, экспериментальное — 86 рад/с. Несколько большее значение последней величины может быть объяснено диссипативными свойствами среды и тем, что экспериментально наблюдается лишь развитая циркуляция, а не ее зарождение при теоретическом значении $\omega_{кр}$.

Если рабочий орган колеблется с частотой, большей $\omega_{кр}$, явление выдавливания, а следовательно, и отход вертикальной границы сыпучего тела от стенки сосуда начинаются в момент времени $t_{кр1} = \varphi_{кр1} / \omega$ и будут продолжаться до момента $t_{кр2} = \varphi_{кр2} / \omega$, после чего сыпучее тело на некоторое время остается в деформированном состоянии, которое постепенно ликвидируется за счет осыпания и сползания на свободной стенке сыпучего тела.

Величина смещения вертикальной границы среды от стенки сосуда может быть приближенно найдена из выражения $s = vt_{кр} = v(t_{кр_2} - t_{кр_1})$. Во второй половине периода колебания сосуда проявляются идентичные явления у другой стенки рабочего органа.

В промежуток времени $t_{кр} = t_{кр_2} - t_{кр_1} = t_{кр_4} - t_{кр_3}$ сыпучее тело увеличивается в высоту на величину Δh , которую, если пренебречь изменением плотности среды, можно определить по выражению

$$\Delta h = sh/Bs.$$

Осыпание стенки сыпучей среды по площадке скольжения, наклоненной к горизонту под динамическим углом естественного откоса ρ_d , происходит неравномерно. Это объясняется тем, что величина полости между границей сыпучего тела и стенкой сосуда изменяется, пристеночное трение и ограниченная возможность смещения части сыпучего тела, находящегося в углах сосуда, ведут к снижению в этом месте σ_b .

Вертикальное перемещение дисперсной среды в середине рабочего органа можно проанализировать, рассмотрев равновесие элементарного объема среды. На него действует статическое давление $h\gamma$, трение о стенку или соседний монослой $\tau = \sigma_b f$, сила инерции и, наконец, подъемная сила. Природу последней можно несколько упрощенно объяснить, если подъем среды уподобить скольжению вверх по площадке, наклоненной к горизонту под углом естественного откоса ρ_d .

Необходимо для сдвига вверх боковое давление равно, с одной стороны, $\sigma_{b1} = h\gamma \text{tg}(\alpha + \rho_d)$, а с другой стороны, $\sigma_b = h\gamma m + (\gamma/g)A\omega^2 Bs \sin \omega t$. Излишек бокового давления, неизбежный при интенсивных колебаниях с $\omega > \omega_{кр}$, очевидно, образует подъемную силу.

4.6.2. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ДВИЖЕНИЯ ДИСПЕРСНОЙ СРЕДЫ В РАБОЧЕМ ОРГАНЕ, СОВЕРШАЮЩЕМ ПРОИЗВОЛЬНЫЕ ПРЯМОЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

В цилиндрическом рабочем органе, колеблющемся в горизонтальном направлении, также образуются две зоны циркуляционных потоков. Различие заключается в основном в иной форме и размерах застойных зон и пустых полостей у стенок. Картина перемещений фиксировалась также при помощи кино-, фотосъемки и рентгенографии.

На рис. 60, б представлен вид сыпучего тела в различных фазах рабочего органа: *I* — при крайнем левом положении, когда ускорение, достигшее наибольшего значения, направлено вправо (видна полость серповидной формы у правой стенки); *II* — промежуточное положение, когда ускорение того же знака, но меньше по величине (если при этом $A\omega^2 < A\omega_{кр}^2$, полость уменьшается); *III* — нейтральное положение при отсутствии силы инерции (форма сыпучего тела отличается от первоначальной наличием у стенок небольших углублений, вызванных тем, что процесс осыпания и скольжения прекратился и остался естественный откос); *IV* — формируются условия для очередного сдвига; *V* — фаза наибольшего ускорения (серповидная полость, начинающая осыпаться, появилась у левой стенки).

В дальнейшем картина повторяется, но за счет циркуляции и осыпания происходит упорядоченное перемешивание среды. Несколько больший раз-

мер застойной зоны и серповидную форму полостей в сосудах цилиндрической формы можно объяснить тем, что величина бокового пассивного давления, при котором возникают пластическая деформация среды и выдавливание столба, зависит от ширины монослоя.

Из этого можно сделать вывод, что в рабочем органе с прямоугольными стенками циркуляционные потоки более интенсивны и в движение включается больший объем среды. Для относительно широких сосудов процесс выдавливания начинается при меньшей интенсивности колебаний. Описанные двухпоточные циркуляционные движения среды могут быть с успехом использованы в ряде транспортно-технологических машин.

Еще большее практическое значение имеет воспроизведение однопоточных круговых циркуляций. Получение однопоточных циркуляций связано с необходимостью устранить или значительно уменьшить процесс осыпания у одной из стенок сосуда. Это осуществимо при создании вертикальной составляющей силы инерции, т.е. при колебании сосуда под углом β к горизонту.

Эксперименты проводились с сосудами разной формы и размеров при широком диапазоне параметров вибрации ($\omega = 50 \div 125$ рад/с; $A = 1 \div 5,5$ мм; $\beta = 0 \div 90^\circ$). Результаты исследований с применением указанной выше аппаратуры для прямоугольных сосудов показали, что при $\beta = 0 \div 20^\circ$ и $\omega = 70 \div 90$ рад/с все еще продолжались двухпоточные циркуляции. Причем (рис. 60, в) с увеличением угла вибрации левая зона циркуляции уменьшается, а правая — увеличивается.

При угле $\beta = 22 \div 26^\circ$ начинается устойчивая однопоточная циркуляция. Это наблюдалось, например, при следующих сочетаниях параметров вибрации: $A = 5,1$ мм; $\omega = 60,5$ рад/с; $\beta = 25^\circ$; $A\omega^2 = 22,5$ м/с; при этом горизонтальная и вертикальная составляющие ускорений были соответственно $\ddot{X}' = 20,3$ м/с²; $\ddot{Y}' = 9,88$ м/с². То есть при значении \ddot{Y}' , близком по величине к ускорению свободного падения, что обеспечивает практически прекращение осыпания у левой стенки сосуда.

В диапазоне $\omega = 66 \div 96$ рад/с при $A = 5,1$ мм и $\beta = 26^\circ$ наблюдалась устойчивая циркуляция вокруг некоторой неподвижной точки I — центра циркуляции (рис. 60, г), причем с увеличением частоты вибрации этот центр циркуляции несколько смещался влево. Подобная 0-обратная циркуляция наблюдалась при изменении угла вибрации от 26 до 60° . Однако при каждом из создаваемых углов вибрации циркуляция начиналась при условии, когда горизонтальная составляющая относительного ускорения составляла примерно 20 м/с², что приводило к созданию процесса циркуляции дисперсной среды при более интенсивных режимах вибрации. Для $\beta = 60^\circ$ циркуляция наблюдалась при $\omega = 91$ рад/с и $\ddot{\eta}' = 42,5$ м/с². Следует отметить, что циркуляции сыпучего материала в сосуде с $\omega > 80$ рад/с сопровождались виброкипением, особенно в верхних слоях и в нижней части правой боковой стенки.

Наличие устойчивых циркулирующих потоков дисперсных сред в сосудах в условиях вибрации очень важно при создании различных вибрационных технологических машин. Наличие циркуляций позволяет качественно улучшить процессы обработки среды во всем объеме и, кроме того, делает возможным автоматизировать процессы загрузки и выгрузки сред. Поведение среды в рабочих камерах цилиндрической формы аналогично.

4.6.3. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ДВИЖЕНИЯ ДИСПЕРСНОЙ СРЕДЫ В РАБОЧИХ ОРГАНАХ С ДЕФЛЕКТОРАМИ

Особый интерес представляют циркуляции дисперсных сред в рабочих органах, снабженных специальными дефлекторами, позволяющими отводить материал в нужном направлении, поднимая его выше уровня засыпки. Были проведены исследования по подбору конструкции и размеров дефлекторов. Для рабочих органов, колеблющихся в горизонтальном направлении, предпочтение было отдано дефлекторам, изображенным на рис. 60, д. Например, для цилиндрического рабочего органа диаметром 230 мм конструкция дефлектора предусматривала центральный канал шириной $A = 45$ мм, по которому среда поднимается, и периферийный шириной $B = 1$ мм.

Дисперсная среда (песок) засыпается до уровня нижней плоскости дефлектора. При параметрах вибрации $A = 5$ мм и $\omega = 90$ рад/с достигается стабильный процесс подъема по центральному каналу на высоту $h = 80$ мм. Достигнув верхней границы канала, материал скатывается по наклонным поверхностям и через периферийный канал возвращается в нижнюю часть рабочего органа.

Таким образом обеспечивались циркуляция с искусственно поднятым потоком и прохождение его через дефлектор, который может иметь целевое назначение. Так, например, если на наклонных поверхностях дефлекторов 1 установить сита 2 с необходимыми размерами отверстий, то при засыпке в сосуд двухкомпонентной среды ее после подъема можно разделить на фракции по крупности. Более крупные составляющие среды по ситам 2 могут быть отведены из камеры, а более мелкие — в рабочий орган. Легко осуществить восполнение удаленной крупной фракции, осуществляя, таким образом, непрерывный процесс, например виброобработки деталей.

Для циркуляционных потоков, получаемых при колебаниях сосуда под углом β , отвод сыпучей среды устойчиво обеспечивался дефлектором, представленным на рис. 60, е. Для рабочего органа диаметром 190 мм поперечный размер вертикального отводного канала $A = 40$ мм при высоте $h = 40$ мм. Возвратный канал 1 под сеткой 2 направлен в зону образующейся при вибрации полости. При определенном сочетании угла наклона возвратного канала α с углом вибрации β оказывается возможным возврат мелких фракций в камеру. Более крупные при необходимости могут быть выведены за пределы сосуда.

Еще одна конструкция рабочего органа, обеспечивающая устойчивую циркуляцию (рис. 60, ж). В прямоугольном контейнере размерами 220 X X 280 мм благодаря вертикальному каналу 1 мелкие фракции отводятся из промежуточной камеры 2 практически при любых углах вибрации. В месте выхода материала из канала 1 в основной объем полость разрежения искусственно создается путем постановки специальной вставки 3.

Циркуляция в этом случае обеспечивается следующим образом. Дисперсная среда, двигаясь по замкнутой кольцеобразной траектории по вертикальному каналу 4, попадает на сито 5, где она делится на фракции. Крупные фракции могут выводиться наружу. В такой конструкции угол вибрации, создающий устойчивую циркуляцию среды, обеспечивает также достаточно интенсивное виброперемещение материала по ситам 5. Мелкая фракция попадает в промежуточную камеру 2, а оттуда через возвратный канал 1

в контейнер. Восполнение смеси можно производить через промежуточную камеру 2 и возвратный канал 1.

Исследование процессов циркуляционных движений среды в сосудах с дефлекторами проводилось также с применением описанных выше методов кино- и фотосъемки. Выявлены зависимости интенсивности и характера циркуляций от параметров вибрации. Так, устойчивые потоки в рабочих органах с дефлекторами наблюдались в диапазоне параметра вибрации $\Gamma = A\omega^2/g = 2 \div 3$. При этом отсутствовала сегрегация по крупности и плотности и практически весь объем дисперсной среды принимал участие в циркуляционных движениях и поднимался по вертикальным каналам.

Анализируя полученные результаты, можно сделать выводы, что основными причинами подъема среды по вертикальным каналам являются вытеснение столба дисперсной среды пассивным боковым давлением и появляющаяся при этом подъемная сила, пропорциональная интенсивности вибрации. Как следствие этого происходят образование полостей пустоты и вытеснение "лишнего" объема, уменьшение плотности сыпучей среды в условиях вибрации (разрыхление), в результате чего сыпучая среда стремится занять больший объем и, будучи ограниченной дефлекторами, вынуждена подниматься по каналу. Кинетическая энергия движущегося сыпучего материала также обеспечивает подъем среды.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основное внимание авторы уделили специальным и новым прогрессивным направлениям транспортной и вспомогательной вибрационной техники. Наиболее новыми являются машины с волновыми и вибрационно-импульсными движениями рабочих органов.

Разработанная теория волнового транспортирования включает в себя как частный случай теорию вибрационного транспортирования. Показано, что волновое транспортирование отличается несравнимо большим многообразием возможных режимов работы. Принципиально возможно осуществить перемещение штучных и массовых грузов со скоростью распространения волны по поверхности грузонесущего органа.

Феноменологический подход на базе инерционных упруговязкопластичных моделей позволил теоретически рассмотреть и дать методы расчета таких специальных режимов, связанных с перемещением, как вибрационная погрузка, выпуск из бункеров и горных выработок, бункеризация, работа самозагружающихся конвейеров. Получили решение специальные вопросы вибрационной технологии, подъем устройствами различных типов твердых, жидких и многофазных сред и уплотнение насыпных материалов.

Дальнейшее развитие получила теория вибрационного дробления материалов в части упрощения исходных феноменологических моделей нагрузок. Разработан инженерный метод расчета вибрационных щековых и роторных дробилок с инерционным, эксцентриковым и параметрическим возбуждением.

Показано, что теория вибрационного и волнового транспортирования массовых грузов включает в себя как частный случай теорию вибрационных и волновых двигателей поступательного и вращательного действия. Рассмотрена методика расчета двигателей с возбуждением косым ударом и волнообразователем.

В теории вибрационного транспортирования, базирующейся на феноменологическом подходе в разработке моделей перемещаемых объектов, долгое время наиболее уязвимым местом оставался вопрос выбора конкретной структуры объекта. Упрощение модели в пределе до материальной точки снижало достоверность получаемой в процессе аналитических расчетов информации; усложнение модели приводило к затруднению исследований. Дальнейшей разработке подверглись методы идентификации расчетных моделей, разработан метод оптимального многокритериального формирования расчетных моделей.

Придавая решающее значение вопросам дальнейшего повышения качества и эффективности вибрационной транспортной техники, авторы применили для проектирования этих объектов весьма эффективный метод многокритериальной оптимизации. На примере наиболее характерных видов транспортирующих и вспомогательных вибрационных машин проиллюстрировано его конкретное использование.

Понимая, что изложенные в книге новые аспекты теории и методов расчета транспортирующих и вспомогательных вибрационных машин не лишены отдельных несовершенств и требуют дальнейшего развития, авторы будут признательны за замечания, направленные на устранение выявленных недостатков и дальнейшее улучшение изложенного материала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гончаревич И.Ф., Докукин А.В. Динамика горных машин с упругими связями. М.: Наука, 1975. 212 с.
2. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования. М.: Наука, 1972. 212 с.
3. Спаваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М.: Машиностроение, 1972. 328 с.
4. Мурицхаладзе Р.М., Гончаревич И.Ф. Некоторые экспериментальные зависимости вибротранспортирования при эллиптических колебаниях. — В кн.: Транспорт горных предприятий. М.: Недра, 1964, с. 44—53.
5. Гончаревич И.Ф., Крюков А.А. Результаты исследования закономерностей вибротранспортирования при полувольтных колебаниях на ЭЦВМ. — В кн.: Механизмы приводов горных машин. М.: Моск. горн. ин-т, 1970, с. 31—37. (Тр. МГИ; Вып. 28).
6. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 320 с.
7. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения. М.: Машиностроение, 1980. 192 с.
8. Гончаревич И.Ф. Виброреология в горном деле. М.: Наука, 1977. 144 с.
9. Вишницкий К.Е. Оптимизация технологических процессов на открытых разработках. М.: Недра, 1976. 280 с.
10. Азошков М.И., Спаваковский А.О., Гончаревич И.Ф., Терпозов З.А. Применение вибрационной техники при разработке рудных месторождений. — Горн. журн., 1965, № 7, с. 21—26.
11. Гончаревич И.Ф., Земсков В.Д., Корешков В.И. Вибрационные грохоты и конвейеры. М.: Госгортехиздат, 1959. 216 с.
12. Ленк А. Электромеханические системы. М.: Энергоиздат, 1982. 472 с.
13. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
14. Тишков А.Я., Григорьев В.М. Выпуск руды с помощью виброленты питателей "Волна". — Горн. журн., 1975, № 2, с. 48—51.
15. Гурков К.С., Костылев А.Д., Креймер В.И. Короткие рудничные конвейеры. Новосибирск: Наука, 1970. 102 с.
16. Иофис С.Л., Кудрявцев Ю.И., Сергеев В.Е. Об унификации виброустройств для выпуска руды. — Горн. журн., 1982, № 5, с. 41—43.
17. Гончаревич И.Ф., Вуколов Э.А., Бекасов А.А. Исследование закономерностей вибротранспортирования самозагружающимися виброконвейерами на ЭАВМ ЭМУ-10. — В кн.: Проблемы совершенствования технологических схем и средств рудничного транспорта. М.: Наука, 1967, с. 201—210.
18. Бансевичюс Р.Ю., Рагульскис К.М. Вибродвигатели как узлы манипуляторов и роботов. — Станки и инструмент, 1978, № 8, с. 19—22.
19. Крюков Б.И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. Киев: Наук. думка, 1967. 212 с.
20. Блехман И.И. Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 488 с.
21. Гончаревич И.Ф. Некоторые вопросы теории вибротранспортирования массовых грузов. — В кн.: Проблемы совершенствования технологических схем и средств рудничного транспорта. М.: Наука, 1967, с. 173—182.
22. Фролов К.В. Колебания машин с ограниченной мощностью источника энергии и переменными параметрами. — В кн.: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. М.: Наука, 1972, с. 5—17.
23. Лавендел Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин. Рига: Зинатне, 1970. 252 с.
24. Гончаревич И.И. Исследование на АВМ и экспериментальных стендах закономерностей работы двухщелевых вибрационных дробилок. — Вибротехника, 1979, № 2 (36), с. 31—38.
25. Стоев С. Виброакустична техника при переработката на минералните суровини. София: Техника, 1979.
26. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червошенко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1964.
27. Вуколов Э.А., Гончаревич И.Ф. Некоторые вопросы динамики вибрационной машины с приводом для возбуждения эллиптических колебаний. — В кн.: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. М.: Наука, 1972, с. 56—66.
28. Гончаревич И.Ф. Исследование

вибрационных транспортирующих машин с ограниченным возбуждением. — В кн.: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. М.: Наука, 1972, с. 25–38.

29. Земсков В.Д., Панин В.Ф. Виброгрохот с приводом от мотор-вибраторов с жидкой смазкой. — В кн.: Создание и совершенствование вибрационных машин. М.: Машиностроение, 1979, с. 46–54. (Тр. ВНИИстройдормаш; Вып. 82).

30. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. М.: Наука, 1976. 432 с.

31. Израйлевич М.Л., Лаздан Э.Е., Тюренок П.П. Вибрационные транспортно-технические машины для литейного производства. — В кн.: Иссле-

дование конвейеров и электроталей. М.: Машиностроение, 1981, с. 27–39.

32. Бансявичус Р.Ю., Рагульскис К.М. Вибродвигатели. Вильнюс.: Мокслас, 1981. 193 с.

33. Steinbrück K. Rückwirkung des Fördergutes auf Schwingrinnen. — Braunkohle, Н. 6, 1982, S. 192–199.

34. Круглицкий Н.И., Бойко Г.П., Кравчук В.Т., Сивко В.И. Метод структурно-акустического резонанса — новое направление в технологии бетона. — В кн.: Физико-химическая механика дисперсных систем и материалов. Киев.: Наук. думка, 1983, с. 1–45.

35. Овчинников П.Ф. Виброреология. Киев.: Наук. думка. 1983. 352 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От редактора	3
Предисловие	4
Глава 1	
Устройство, режимы работы и область применения вибрационных и волновых транспортирующих машин	5
1.1. Основные типы вибрационных и волновых транспортирующих и вспомогательных устройств, область их применения в горной промышленности . . .	—
1.2. Процессы и режимы вибрационного и волнового транспортирования . . .	9
1.3. Классификация и принципиальное устройство вибрационных транспортирующих машин и подъемников	22
1.4. Классификация и принципиальное устройство вибрационных дробилок . .	36
Глава 2	
Теоретические и экспериментальные основы процессов вибротранспортирования массовых грузов	45
2.1. Общие сведения о реологических методах формирования феноменологических моделей массовых грузов	—
2.2. Экспериментальные данные о процессе вибротранспортирования массовых грузов	46
2.3. Физические основы процессов воздействия вибрации на массовые среды . .	61
2.3.1. Вибротранспортирование	—
2.3.2. Вибропогрузка, вибровыпуск и вибробункеризация	67
2.4. Общие принципы построения и идентификации феноменологических моделей насыпных грузов	70
2.4.1. Определение оптимальных параметров модели.	76
2.5. Феноменология вибрационного транспортирования на жестком грузонесущем органе	79
2.5.1. Феноменологическая модель, уравнения движения и деформации, алгоритм решения, идентификация	79
2.5.2. Скорость груза, нагрузки на грузонесущий орган, внутренние напряжения в слое, затраты энергии в процессе транспортирования	94
2.6. Феноменология специальных режимов вибротранспортирования	98
2.6.1. Вибрационный подъем насыпных грузов, суспензий и жидкостей . .	—
2.6.2. Вибрационное бункерование насыпных грузов в емкости	103
2.6.3. Самозагружающиеся вибрационные конвейеры	105
2.7. Вибрационное уплотнение насыпных грузов	108
Глава 3	
Устройство элементов конструкции и динамических схем вибрационных транспортирующих машин	111
3.1. Вибровозбудители (вибраторы), принцип действия и закономерности формирования возмущающей силы	—
3.1.1. Типы вибровозбудителей (вибраторов)	—
3.1.2. Инерционные вибровозбудители (вибраторы)	112
3.1.3. Эксцентрикковые вибровозбудители (вибраторы)	136
3.1.4. Поршневые (гидравлические и пневматические) вибровозбудители . .	148
3.1.5. Электромагнитные вибровозбудители	159
3.2. Виброустойчивые подшипниковые узлы	165
3.3. Упругие элементы, конструкции, расчет	169
3.4. Снижение вибрации и шума от горнотранспортных вибрационных машин, виброизоляция и уравнивание	173
	287

Глава 4

Устройство, конструкции, методы многокритериального оптимального проектирования вибрационных и волновых машин	189
4.1. Постановка задачи многокритериального оптимального проектирования вибрационных машин	-
4.2. Условия применения и параметры вибрационных транспортирующих машин	192
4.3. Вибрационные конвейеры	197
4.3.1. Устройство, конструкции, технические характеристики вибрационных конвейеров	-
4.3.2. Динамика, оптимизация параметров и структурных схем вибрационных конвейеров	212
4.4. Вибрационные питатели и установки для выпуска руды	221
4.4.1. Динамика процесса выпуска руды	-
4.4.2. Динамика мощных вибрационных питателей и установок для выпуска руды с двигателем ограниченной мощности под нагрузкой	240
4.4.3. Оптимизация параметров и структурных схем вибрационных питателей и установок для выпуска руды	244
4.4.4. Устройство, конструкции и технические характеристики вибрационных питателей и установок для выпуска руды	256
4.5. Вибрационные дробилки для подготовки крупнокусковых грузов для транспортирования непрерывным транспортом	264
4.5.1. Условия применения и параметры вибрационных дробилок	267
4.5.2. Феноменология процесса вибрационного дробления	-
4.5.3. Динамика вибрационной дробилки с двигателем ограниченной мощности под нагрузкой, оптимизация параметров и структурных схем	268
4.6. Динамика вибрационного перемещения дисперсных сред в рабочих органах машин	277
4.6.1. Циркуляционные движения дисперсной среды в прямоугольном рабочем органе, колеблющемся в горизонтальной плоскости	-
4.6.2. Циркуляционные движения дисперсной среды в рабочем органе, совершающем произвольные прямолинейные колебания	280
4.6.3. Циркуляционные движения дисперсной среды в рабочих органах с дефлекторами	282
Заключение	284
Литература	285

