

М420235
МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

УДК 621.867.522.2.

КАГАНОВ Юрий Тихонович

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ЭКСЦЕНТРИКОВЫМ
ВИБРАТОРОМ

05.02.18 - Теория механизмов, машин и авто-
матических линий

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1934

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - член-корреспондент АН СССР
ФРОЛОВ К.В.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор В.А. Светлицкий,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник Л.М. Литвин

Ведущее предприятие - указано в решении специализированного
Ученого совета

Защита

в
К.058.15.

С дисс
Н.Э.Баума

Автор

M420555

.К.

И-665

Типограф

Зах. 1106

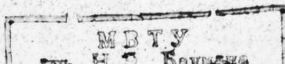
17420555

Актуальность работы. Создание автоматизированных средств механизации транспортно-погрузочных работ, а также значительное увеличение работ, связанных с совмещением нескольких технологических операций, включающих вибрацию и перемещение, обусловило интенсивное развитие вибрационных транспортирующих машин. Проектирование таких машин в значительной степени основано на опыте и интуиции разработчика. Однако такой подход не всегда является достаточно эффективным. Использование ЭВМ и математических методов позволяет гораздо более глубоко исследовать возможности и конструктивные особенности различных вибротранспортирующих машин.

Исследования в области разработки и создания вибрационных транспортирующих машин, проводившиеся как в СССР, так и за рубежом, касались широкого спектра проблем теории вибротранспортирования. Они были связаны с разработкой теории технологического процесса, с исследованием динамики упругих систем вибрационных транспортирующих машин, проблемой взаимодействия источника энергии ограниченной мощности и рабочей машины. Эти проблемы, интересные сами по себе, решались независимо друг от друга. Однако при исследовании и проектировании реальных вибрационных машин возникает необходимость в комплексном подходе, который позволил бы объединить решения этих проблем. Такая возможность появилась благодаря использованию методов многокритериальной оптимизации. Применение этих методов позволяет объединить в одной задаче поиска наилучших параметров и режимов работы вибрационной машины несколько требований. Эти требования касаются как технологического процесса, так и динамики привода и вибрационной машины в целом. Использование методов многокритериальной оптимизации позволяет расширить ресурсы улучшения характеристик вибрационных машин.

Цель работы состоит в разработке методики оптимального проектирования, основанной на многокритериальной оптимизации параметров, режимов работы и структурных схем вибрационных транспортирующих машин.

Научная новизна. Проведено комплексное исследование вибрационных конвейеров с эксцентриковым приводом с точки зрения выбора оптимальных параметров, режимов работы и структурных схем. Оно выполнялось в следующих направлениях. Исследовались экспериментальные данные вибротранспортирования различных видов насыпных грузов. Получены математические модели, выраженные в виде регрессионных функциональных зависимостей средней скорости виброперемеще-



нии пяти видов насыпных грузов (песка, породы, угля, картофеля, сена) от параметров и режимов работы вибрационных конвейеров. Разработан алгоритм, позволяющий с помощью ЭВМ получать оптимальные законы движения рабочих органов виброконвейера на основе использования механо-реологических моделей насыпных грузов. Разработана обобщенная динамическая модель вибрационного конвейера с эксцентриковым приводом. Исследована динамика вибрационного конвейера с нелинейными элементами в приводной упругой связи и с учетом неидеальности источника энергии. Исследованы динамические характеристики виброконвейера с учетом релаксационных свойств резиновых элементов приводной упругой связи. Разработан алгоритм решения задачи многокритериальной оптимизации вибрационных конвейеров с эксцентриковым приводом. Предложены критерии многокритериальной оптимизации, которые позволяют комплексно решать задачу оптимального проектирования.

Практическая ценность. Получены оптимальные законы движения виброконвейеров для транспортирования насыпных грузов. Доказано, что использование упругих элементов с повышенными релаксационными свойствами в приводной упругой связи позволяет уменьшить пусковой момент двигателя в 1,5-2 раза, что приводит соответственно к уменьшению необходимой мощности источника энергии. Полученные с помощью метода многокритериальной оптимизации оптимальные решения, указывают на значительные резервы улучшения существующих вибрационных конвейеров, а также на возможность создания новых вибрационных конвейеров со значительно лучшими эксплуатационными характеристиками, чем существующие. Анализ оптимальных решений позволил дать рекомендации по выбору структурных схем вибрационных конвейеров в зависимости от условий эксплуатации и вида транспортируемого груза. Результаты исследований использовались при проектировании новых вибрационных машин.

Апробация работы. Основные материалы диссертации докладывались и обсуждались на:

- Региональном научно-техническом семинаре "Применение вибрации в технологических целях", Ростов-на-Дону, 1980;
- Региональном научно-техническом семинаре "Применение низкочастотных колебаний в технологических целях", Ростов-на-Дону, 1981;
- Всесоюзной конференции по вибрационной технике, Кутаиси, 1981;
- Научном семинаре кафедры "Теория механизмов и машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, 1981;

- 42-й конференции Сибирского автомобильно-дорожного института им. В.В.Куйбышева, Омск, 1982.

Работа доложена в полном объеме и одобрена на заседании кафедры "Теория механизмов" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы (159 наименований, из них 145 на русском языке), приложения. Работа содержит 134 страницы машинописного текста, 10 таблиц и 46 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность разработки методов многокритериальной оптимизации параметров, структурных схем и режимов работы вибрационных конвейеров, а также формулируются решаемые в работе задачи.

Первая глава диссертации посвящена обзору исследований, выполненных в области проектирования вибрационных конвейеров, а также теоретическим аспектам, связанным с улучшением конструктивных и эксплуатационных характеристик вибрационных машин. Эти исследования касались преимущественно нелинейных свойств упругих систем вибромашин, взаимодействия источника ограниченной мощности с рабочими механизмами, а также технологического процесса виброперемещения.

Теоретическое исследование процесса виброперемещения частицы груза на вибрирующей поверхности с наибольшей полнотой было проведено в работах И.И.Блехмана и Г.Ю.Джанелидзе. В этих работах был разработан математический аппарат, позволивший значительно продвинуться в понимании существенных сторон динамики точечных частиц на вибрирующей поверхности. В них была полностью решена задача безотрывного перемещения, а также частично задача перемещения с отрывом частицы от вибрирующей поверхности. В более современных работах Х.А.Габерсона и Р.Ф.Нагеева основное внимание уделялось режиму движения частицы груза с отрывом от рабочего органа. Однако учитывая преимущественное использование вибрационных транспортирующих машин для перемещения сыпного груза такой подход не является достаточно адекватным реальным процессам виброперемещения сыпных материалов. Экспериментальные работы В.Кролля и П.А.Сергеева показали ограниченность использования теоретических положений полученных при исследовании виброперемещения единичной точечной массы для исследования виброперемещения

насыпных грузов. В работах И.Ф.Гончаревича и Б.И.Крюкова были учтены свойства насыпных грузов, связанные с аэродинамическими характеристиками слоя насыпного материала, грануло-метрического состава, свойствами вязкости и пластичности. Благодаря этому удалось построить феноменологические, механо-реологические модели насыпных грузов в достаточной мере, отражающие эти свойства. Однако построенные механо-реологические модели позволяют исследовать лишь качественные характеристики виброперемещения насыпных материалов.

Развитие теории механических систем привело к необходимости рассмотрения машины как системы машинных агрегатов, состоящей из источника энергии, рабочего механизма и объекта технологического процесса. Взаимодействие между этими агрегатами носит весьма сложный характер, особенно это касается машины вибрационного действия. Значительный прогресс в теории механических систем с учетом взаимодействия источника энергии и рабочих механизмов был достигнут в трудах В.О.Кононенко и К.В.Фролова. В этих работах рассматривалось взаимодействие нелинейных и автоколебательных систем с источником энергии ограниченной мощности. Работы В.О.Кононенко и К.В.Фролова оказали существенное влияние на развитие теории вибрационных машин.

Проектирование вибрационных машин носит противоречивый характер. Зачастую приходится удовлетворять одновременно нескольким требованиям. Поэтому задачи оптимизации, связанные с проектированием таких машин являются многокритериальными и процесс их решения носит диалоговый характер. Конкретная реализация алгоритма многокритериальной оптимизации была выполнена работами И.М.Соболя и Р.Б.Статникова. Разработанный ими метод, позволил решить большой класс задач, связанных с многокритериальной оптимизацией вибрационных машин.

Во второй главе представлена классификация вибрационных транспортирующих машин, обобщенная структурная схема и уравнения движения, а также приведено построение математической модели виброконвейера с учетом упруго-наследственных свойств резинových элементов упругой системы.

Разработанные в настоящее время классификации позволяют выбирать тот или иной тип вибрационной машины в зависимости от назначения и условий работы. Одной из наиболее полных классификаций вибрационных машин является классификация И.И.Быховского, которая включает в себя наиболее существенные таксономические при-

знаки, характерные для подавляющего большинства вибрационных машин. Однако в этой классификации не учтены особенности вибрационных транспортирующих машин с эксцентриковым приводом.

В диссертационной работе была предложена классификация, позволяющая учитывать свойства вибрационных транспортирующих машин с эксцентриковым приводом. На основе разработанной классификации и анализа различных схем вибрационных конвейеров с эксцентриковым вибратором предложена структурная схема, которая отражает особенности всех возможных схем вибрационных конвейеров с эксцентриковым приводом. Она представляет собой горизонтальный вибрационный конвейер под нагрузкой, выполненный по четырехмассовой схеме рис. 1. Он имеет два рабочих органа I и II массой m_1 и m_2 и двухмассовую раму массой m_3 и m_4 . Грузонесущие органы соединены с рамой и реактивными массами упругими связями, реологические свойства которых являются функциями их деформаций и скоростей деформаций. Колебания грузонесущему органу сообщается эксцентриковым приводом, механически связанным с электродвигателем. Кроме возмущающих сил на грузонесущие органы действуют реакции перемещаемого груза. На раму со стороны соединительной тяги также действуют реакции амортизационных упругих связей.

Для получения уравнений, описывающих динамику вибрационного конвейера использованы уравнения Лагранжа II рода. В качестве обобщенных координат принята система координатных осей XU , которая совпадает с направлением экстремальных жесткостей основной и амортизационной упругих систем, а также угол поворота эксцентрикового вала

$$q_1 = x_1; q_2 = y_1; q_3 = x_2; q_4 = y_2; q_5 = x_3; q_6 = y_3; q_7 = x_4; q_8 = y_4; q_9 = \varphi$$

В результате подстановки функций кинетической и потенциальной энергий (T и Π), а также диссипативной функции Релея () в уравнения Лагранжа, получена система дифференциальных уравнений в виде:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + f_1(x_1 - x_3, \dot{x}_1 - \dot{x}_3) &= F_{x1} \\ m_1 \ddot{y}_1 + f_1(y_1 - y_3, \dot{y}_1 - \dot{y}_3) &= F_{y1} \\ m_2 \ddot{x}_2 + f_2(x_2 - x_4, \dot{x}_2 - \dot{x}_4) &= F_{x2} + Q_x(\varphi, \dot{\varphi}, x_2, \dot{x}_2, t) \\ m_2 \ddot{y}_2 + f_2(y_2 - y_4, \dot{y}_2 - \dot{y}_4) &= F_{y2} + Q_y(\varphi, \dot{\varphi}, y_2, \dot{y}_2, t) \\ m_3 \ddot{x}_3 + f_3(x_3 - x_1, \dot{x}_3 - \dot{x}_1) &= g(x_4) + Q_x(\varphi, \dot{\varphi}, x_3, \dot{x}_3, t) \\ m_3 \ddot{y}_3 + f_3(y_3 - y_1, \dot{y}_3 - \dot{y}_1) &= Q_y(\varphi, \dot{\varphi}, y_3, \dot{y}_3, t) \end{aligned}$$

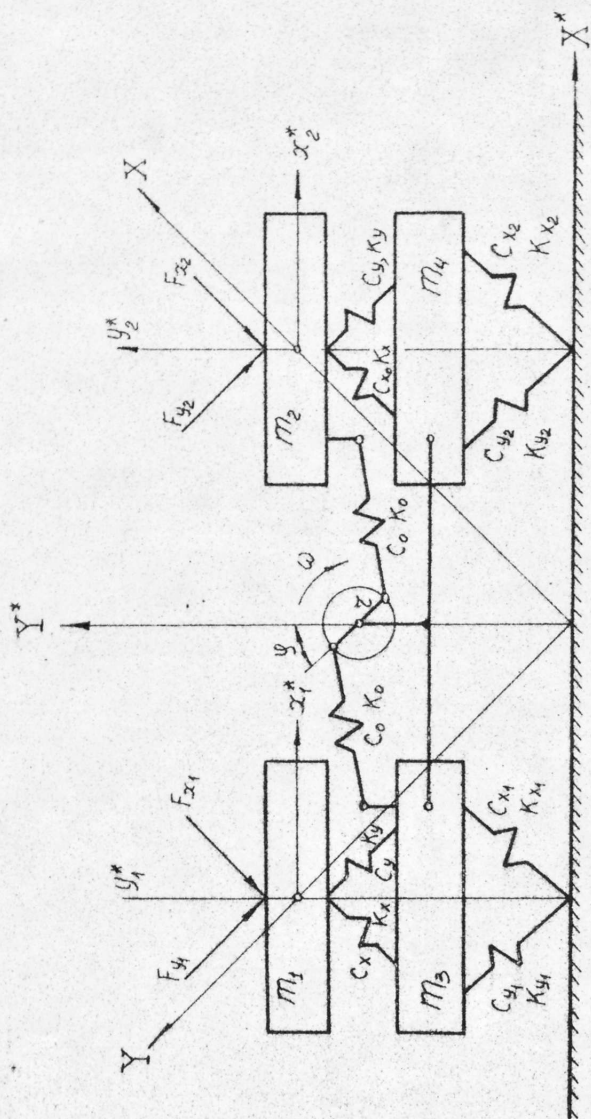


Рис. I

$$m_4 \ddot{x}_4 + f_4(x_4, \dot{x}_4, x_4 - x_2, \dot{x}_4 - \dot{x}_2) = g(x_2)$$

$$m_4 \ddot{y}_4 + f_4(y_4, \dot{y}_4, y_4 - y_2, \dot{y}_4 - \dot{y}_2) = 0$$

$$J^{np} \ddot{\varphi} = M^{ab}(\varphi, \dot{\varphi}) - \sum_i M^c(x_i, \dot{x}_i, y_i, \dot{y}_i, \varphi_i, \dot{\varphi}_i) - \sum_j M^{tr}(\dot{x}_j, \dot{y}_j, \dot{\varphi}_j)$$

где $f(q, \dot{q})$ - функции, определяемые реологическими свойствами упругих связей системы, F_{2i} - силы реакции перемещаемого груза, $Q_i(q, \dot{q}, t)$ - силы, обусловленные воздействием источника энергии на систему; $g(q)$ - силы реакции, обусловленные взаимодействием секций вибрационного конвейера, J^{np} - приведенный момент инерции системы вибрационного конвейера, M^{ab} - движущий момент электродвигателя, M^c - момент сопротивления, обусловленный упругими и диссипативными силами M^{tr} - момент трения, обусловленный силами трения, возникающими в подшипниках эксцентрикового вала.

Как показали численные эксперименты, проведенные автором с помощью ЭВМ наиболее существенное влияние на динамику вибрационного конвейера оказывает сочетание нелинейных характеристик основных и приводных упругих связей. Это значительно расширяет диапазон регулирования характеристик виброконвейера, и позволяет проводить оптимизацию параметров и режимов работы вибромашины в более широких пределах. В результате появляется возможность получать наилучшие конструктивные схемы, режимы работы и параметры вибрационных конвейеров. Построенная математическая модель может быть дополнена вязко-упругими свойствами резиновых и резино-металлических элементов с целью получения большей информации и возможности более глубокого исследования оптимальных свойств виброконвейеров. Учет упруго-наследственных свойств элементов колебательных систем вибромашины позволяет снизить энергоемкость и улучшить технологические свойства процесса вибротранспортирования грузов. Такая возможность появляется в результате того, что жесткостные характеристики упругих элементов, выполненные из полимерных материалов и, в частности, из резины, обладают способностью изменяться при изменении частоты колебаний приложенной силы. С увеличением частоты колебаний жесткость упругой системы, обладающей релаксационными свойствами увеличивается. Динамика механической системы с упруго-наследственными свойствами описывается интегро-дифференциальными уравнениями, решение которых связано с решением интегральных урав-

нений Вольтерра второго рода

$$v(t) = u(t) + \lambda \int_0^t H(t-\tau) u(\tau) d\tau$$

Как известно, упругая система с упругонаследственными свойствами может рассматриваться с точки зрения обычной теории упругости

$$\sigma = \tilde{E}_t \varepsilon$$

и лишь в окончательном результате модуль упругости E_0 заменяется интегральным оператором $\tilde{E}_t$, который позволяет решать задачи теории колебаний с учетом наследственных свойств упругих элементов

$$\tilde{E}_t = E_0 (1 - H_t^*), \quad H_t^* \varepsilon = \int_0^t H(t-\tau) \varepsilon(\tau) d\tau.$$

В процессе решения возникает необходимость в выборе соответствующего интегрального оператора H_t^* , а решение сопряжено с выбором ядра интегрального оператора $H(t-\tau)$. Ядра интегральных уравнений, соответствующие реальным упругонаследственным элементам, должны обладать слабой сингулярностью. В качестве ядер интегральных уравнений, удовлетворяющих указанным условиям, могут быть выбраны различные слабо сингулярные функции, хорошо описывающие скорости релаксационных процессов. В качестве такой функции в диссертации использовано ядро Ржаницына

$$H(\tau) = A E^{-\beta \tau} \cdot t^{-\alpha-1}$$

В третьей главе производится анализ экспериментальных данных и построение математических моделей вибротранспортирования насыпных грузов.

Основным показателем вибротранспортирования сыпучих грузов является производительность виброконвейера, зависящая в основном от средней скорости вибротранспортирования $V_{ср}$. Последняя в свою очередь зависит от режима работы виброконвейера. Функциональная зависимость $V_{ср} = f(\alpha)$ носит сложный характер и определяется многими факторами. К ним относятся с одной стороны параметры, определяющие режим работы виброконвейера, а другой стороны, параметры, зависящие от свойств транспортируемого груза.

Экспериментальные исследования, проводившиеся в ряде организаций, позволяют осуществить предварительный анализ зависимости $V_{ср}$ от параметров режима работы виброконвейера: амплитуды и частоты колебаний, угла вибрации, а также толщины слоя транспорти-

руемого груза. Эксперименты проводились при достаточно широком диапазоне изменения параметров. Частота колебаний ω варьировалась от 800 до 1400 кол/мин. Амплитуда колебаний A изменялась от 1 до 14 мм. Угол вибрации β выбирался от 0° до 40° . Толщина слоя h варьировалась от 2 до 40 см. Кроме того, исследовалась зависимость средней скорости вибротранспортирования от вида перемещаемого груза. Для этого проводились исследования по вибротранспортированию песка, породы, угля, картофеля и сена. В результате проведенных исследований было выявлено, что для различных грузов характер виброперемещения различен.

На процесс виброперемещения влияют такие свойства транспортируемых грузов, как гранулометрический состав, влажность, липкость, аэродинамические свойства, округлость частиц, величина коэффициента трения частицы о поверхность грузонесущего органа. Эти свойства чрезвычайно трудно учесть при создании аналитической механо-реологической модели транспортируемого груза. Используя полученные экспериментальные данные о зависимости средней скорости виброперемещения от параметров режима работы виброконвейера, разработаны полиномиальные регрессионные модели второго порядка для различных видов перемещаемого груза (песка, породы, угля, картофеля, сена).

$$Y^1 = 0,283 + 0,153x_1 + 0,179x_2 + 0,035x_3 - 0,037x_4 - 0,032x_1^2 - 0,040x_2^2 + 0,010x_4^2 + 0,104x_1x_2 - 0,052x_1x_3 - 0,018x_1x_4 + 0,014x_2x_3.$$

$$Y^2 = 0,233 + 0,148x_1 + 0,160x_2 + 0,040x_3 - 0,018x_4 + 0,016x_1^2 - 0,012x_2^2 - 0,040x_3^2 + 0,101x_1x_2 - 0,041x_1x_3 + 0,015x_2x_3.$$

$$Y^3 = 0,314 + 0,18x_1 + 0,14x_2 + 0,073x_3 - 0,040x_4 - 0,072x_3^2 - 0,022x_4^2 + 0,112x_1x_2 - 0,016x_1x_3 - 0,228x_1x_4 + 0,074x_3x_4.$$

$$Y^4 = 0,123 + 0,051x_1 + 0,064x_2 - 0,017x_4 - 0,062x_1^2 + 0,018x_2^2 + 0,013x_3^2 + 0,023x_4^2 + 0,019x_1x_2.$$

$$Y^5 = 0,183 + 0,064x_1 + 0,049x_2 - 0,055x_4 - 0,028x_1^2 - 0,048x_2^2 - 0,073x_3^2 + 0,027x_4^2 + 0,033x_1x_2.$$

Для этого был построен симметричный трехуровневый план, основанный на полном факторном эксперименте. Для построения симметричного трехуровневого плана была выбрана следующая область изменения параметров (факторов):

1. частота колебаний грузонесущего органа (рад/с)

$$2\pi \cdot 7 \leq \omega \leq 2\pi \cdot 15$$

2. амплитуда колебаний грузонесущего органа (м)

$$0,002 \leq A \leq 0,008$$

3. высота слоя транспортируемого груза (м)

$$0,05 \leq h \leq 0,20$$

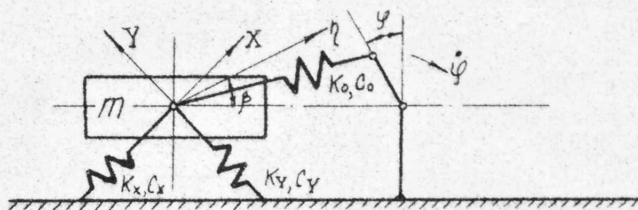
4. угол вибрации (град.)

$$10^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$$

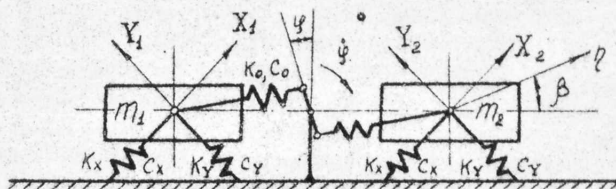
Сравнение регрессионных моделей дает возможность сделать вывод относительно зависимости скорости виброперемещения песка, горной породы, угля, картофеля и сена от параметров режима работы. Для всех моделей существенна зависимость скорости виброперемещения от частоты и амплитуды колебаний грузонесущего органа. Влияние угла вибрации и толщины слоя транспортируемого груза менее существенно. В то же время нелинейность функциональной зависимости средней скорости виброперемещения от параметров режима работы в большей степени проявляется для угла вибрации и толщины слоя груза. Причем наиболее значительна эта нелинейность для горной породы и угля. Это связано с тем, что горная порода и уголь обладают меньшей дисперсностью по сравнению с песком, что сказывается на аэродинамических свойствах перемещаемых грузов.

Для поиска оптимальных законов движения рабочих органов виброконвейера получена механо-реологическая модель вибротранспортирования насыпных грузов. В известной технической литературе исследовались вопросы получения отдельных законов движения рабочих органов виброконвейеров. Однако в этих работах перемещаемый груз рассматривался как единое твердое тело, что не позволяло применять с достаточной степенью уверенности результаты полученные в этих работах для насыпных грузов.

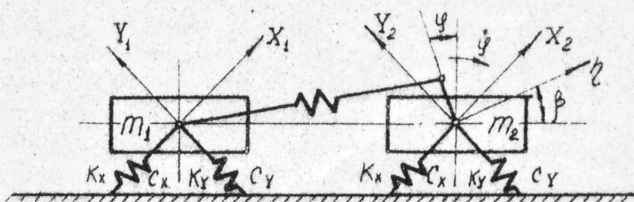
Для решения задачи поиска оптимального закона движения рабочего органа использовалась система динамического моделирования МОДС. Поиск оптимального закона движения рабочих органов осуществ-



а)



б)



в)

Рис. 2

влялся для двух режимов движения насыпного груза: безотрывного режима и режима с подбрасыванием. При этом частота колебаний рабочих органов для каждого из режимов фиксировалась. Благодаря соответствующему выбору закона движения рабочего органа удалось снизить энергетические затраты на перемещение модели по сравнению с прямолинейными гармоническими колебаниями. В частности для безотрывного режима виброперемещения песка затраты энергии оказались на 10 % меньше для полигармонических колебаний грузонесущего органа, чем для колебания с одной гармоникой. Аналогично для режима с подбрасыванием энергоемкость процесса виброперемещения удалось снизить на 23 %. При этом скорости виброперемещения для тех же значений коэффициента режима работы виброконвейера удалось увеличить на 5 % и 8 % соответственно.

В четвертой главе исследовалась динамика вибрационных конвейеров с эксцентриковым вибратором. Исследование динамики было проведено на примере трех наиболее характерных схем вибрационных конвейеров широко используемых в промышленности (рис. 2 а, б, в). При исследовании динамики вибрационных конвейеров рассматривалось взаимодействие систем вибрационных конвейеров и асинхронных электродвигателей. Влияние технологической нагрузки на режим работы виброконвейера учитывалось введением в дифференциальные уравнения эквивалентной присоединенной массы транспортируемого груза. Полученные математические модели рассматриваемых вибрационных конвейеров, выраженные в виде систем нелинейных дифференциальных уравнений, исследовались с помощью численных методов на ЭВМ. В качестве методов исследования были использованы методы Рунге-Кутты и Булирша-Штера. Метод Рунге-Кутты использовался для предварительного анализа решений систем дифференциальных уравнений. Метод Булирша-Штера, как обладающий большей точностью и меньшей чувствительностью к погрешностям применялся для исследования и оптимизации параметров и структурных схем вибрационных конвейеров. В результате решения системы автономных дифференциальных уравнений было выяснено, что АЧХ колебаний рабочего органа наиболее существенным образом зависит от параметров нелинейных элементов приводной упругой связи. При наличии жесткой нелинейной характеристики в упругой системе привода технологическая устойчивость виброконвейера увеличивается на восходящей ветви АЧХ. При этом возможно получение больших резонансных амплитуд, чем для линейных упругих приводных систем. Анализ решений, полу-

ченых с помощью ЭВМ показал, что при различных характеристиках электродвигателя могут быть получены области устойчивости и неустойчивости работы виброконвейеров. В области неустойчивости происходит резкое изменение характера колебательного процесса. Оно сопровождаетсярывом колебаний и изменением амплитуды. В работе рассмотрена также динамика одномассного конвейера с учетом упруго-наследственных свойств элементов привода. Эти свойства позволяют использовать их для снижения энергоемкости двигателей и получения оптимальных законов движения рабочих органов виброконвейера. Для исследования динамики одномассного виброконвейера получена система дифференциальных уравнений. На основе асимптотического метода А.Н.Филатова в работе исследованы нестационарные процессы пуска и торможения вибрационного конвейера с релаксационной упругой связью в шатуне вибратора, подтверждающие вывод о том, что использование сильно наполненных резин в упругой системе привода создает условия, при которых облегчается запуск резонансных вибромашин. Резины с наполнением позволяют получать на этапе разгона относительно мягкую упругую характеристику и только в установившемся режиме они приобретают расчетную жесткость. Анализ систем вибромашин показывает, что элементы с повышенными упруго-наследственными свойствами целесообразно в первую очередь устанавливать в качестве приводных амортизаторов.

В пятой главе проведена оптимизация параметров и структурных схем резонансных вибрационных конвейеров. Приведена общая постановка задачи многокритериальной оптимизации параметров вибрационных конвейеров, описан алгоритм оптимизации и методика многокритериального оптимального проектирования вибрационных конвейеров с эксцентриковым приводом. В качестве критериев оптимизации были приняты: $P_1(\alpha)$ давление упругих связей на фундамент, $P_2(\alpha)$ величина сил воздействия на подшипники привода, $P_3(\alpha)$ величина пускового момента приводного электродвигателя, $P_4(\alpha)$ скорость вибротранспортирования насыпных грузов. 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;

$\alpha_4 = P_x$, $\alpha_5 = P_y$ - частота собственных колебаний грузонесущего органа; $\alpha_6 = \mu$ - коэффициент пропорциональности между жесткостью и демпфированием упругой

системы; $\alpha_7 = 8$ эксцентриситет вибратора; $\alpha_8 = 5\kappa$ - критическое скольжение двигателя. Для учета физических ограничений, накладываемых на работу вибрационного конвейера использовались функциональные неравенства, которые определялись путем решения систем дифференциальных уравнений: - амплитуда колебаний грузонесущего органа $f_1(\alpha) = A$; $0,001 \leq A \leq 0,01$; угол вибрации грузонесущего органа $f_2(\alpha) = \beta$; $10^\circ \leq \beta \leq 50^\circ$; коэффициент режима работы виброконвейера $f_3(\alpha) = \Gamma$; $0,5 \leq \Gamma \leq 8,0$. Критерии $P_1(\alpha)$, $P_2(\alpha)$, $P_3(\alpha)$ определялись в результате решения системы дифференциальных уравнений, критерий $P_4(\alpha)$ был получен в результате проведения экспериментов и построения регрессионных моделей. В качестве этого критерия приняты регрессионные модели полученные для речного песка (эталонного груза), горной породы крупностью 20-30 мм и угля. Дополнительно также была использована приближенная функциональная зависимость для скорости вибротранспортирования $P_4(\alpha) = A\omega^{1,24} \cos \beta$. Решение задачи оптимизации параметров виброконвейера 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 несколько ослаблены функциональные ограничения. Расчет осуществлялся в диалоговом режиме ЛПР-ЭВМ. Оптимизация параметров вибрационных конвейеров позволила выявить значительные резервы улучшения характеристик работы виброконвейеров: - в 2-2,5 раза возможно уменьшение нагрузки на фундамент; - в 2-2,5 раза возможно уменьшение нагрузки на подшипники привода; в 1,5-2 раза может быть уменьшен пусковой момент двигателя; в 1,5-2 раза может быть увеличена скорость вибротранспортирования. Анализ оптимальных решений дал возможность выявить наиболее рациональные структурные схемы в зависимости от транспортируемого материала и условий работы. Для транспортирования сравнительно мелкодисперсного сыпучего груза типа песка целесообразно использовать виброконвейеры с одним рабочим органом, а также виброконвейеры с двумя рабочими органами и креплением вибратора на раме вибромашины. Транспортирование крупнокусковых материалов типа породы или угля наиболее целесообра-

но производить с помощью вибрационного конвейера с двумя рабочими органами и креплением вибратора к одному из них.

Основные выводы

В диссертационной работе решена задача разработки методики исследования динамики и оптимизации параметров и структурных схем вибрационных конвейеров с эксцентриковым вибратором. При этом были получены следующие основные результаты:

1. Разработана обобщенная структурная схема вибрационного конвейера с эксцентриковым вибратором. Получены основные дифференциальные уравнения, описывающие динамику вибрационного конвейера с учетом свойств привода.

2. Методами планирования экспериментов получены регрессионные модели скорости вибротранспортирования пяти видов насыпных грузов (песка, породы, угля, картофеля, сена) при различных значениях основных параметров процесса вибротранспортирования: A - амплитуды колебаний рабочего органа, ω - частоты колебаний рабочего органа, β - угла вибрации, h - толщины слоя транспортируемого груза.

3. Получены оптимальные законы движения рабочих органов виброконвейера для насыпного груза типа песка на основе использования упруго-вязкопластической модели. Сравнение оптимальных законов движения рабочих органов для насыпного груза и идеальных законов, полученных с помощью методов оптимального управления, подтверждает правильность полученных оптимальных законов движения.

4. Исследование динамики вибрационного конвейера показало, что наиболее существенное влияние на характеристики работы вибромашины оказывает нелинейность в приводной упругой связи.

5. Исследования, проведенные с помощью математического аппарата наследственной механики твердых тел приводных упругих связей с существенно релаксационными свойствами, позволили сделать вывод о возможности уменьшения пускового момента в 1,5-2,0 раза по сравнению с обычной приводной упругой связью.

6. Многокритериальная оптимизация вибрационных конвейеров, выполненная с использованием математических моделей, разработанных в диссертационной работе, позволила выявить значительные резервы улучшения параметров вибрационных конвейеров с учетом транспортирования различных видов грузов.

7. Анализ оптимальных решений позволил сделать вывод о наиболее рациональном использовании вибрационных конвейеров, выполненных по различным конструктивным схемам, в зависимости от вида транспортируемого груза и условий их работы.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Каганов Ю.Т., Гончаревич И.Ф. Некоторые вопросы формализации структуры предпочтений при решении задач многокритериальной оптимизации вибрационных машин. - Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1982, № II, с. 43-49.
2. Каганов Ю.Т. Определение глобального экстремума при решении задач многокритериальной оптимизации технических систем. - Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1982, № 12, с. 42-48.
3. Методы многокритериального оптимального проектирования горных машин. / И.Ф.Гончаревич, А.В.Докукин, Ю.Т.Каганов, А.О.Спиваковский. - М.: ИГД им. А.А.Скочинского, 1982. 154 с.
4. Гончаревич Т.Ф., Каганов Ю.Т. Оптимизация структурных схем и динамических параметров вибрационных конвейеров. - Тезисы докл. Всесоюз. конф. по вибрационной технике. - Кутаиси, 1981, с. 6-7.
5. Каганов Ю.Т., Каганова В.В. Построение регрессионных моделей вибротранспортирования насыпных грузов. - Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1984, № 6, с. 29-35.
6. Каганов Ю.Т. Динамика, оптимизация параметров и структурных схем вибрационных конвейеров. - В кн.: Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные и волновые транспортирующие машины. М.: Наука, 1983, с.212-220.

Каганов

