

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

ЛИТВИН РОМАН АНДРЕЕВИЧ

**МЕТОДИКА ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ
КОЛЕБАНИЙ В ВИБРАЦИОННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ
МАШИНАХ**

Специальность 05.05.04 – «Дорожные, строительные, подъемно-
транспортные машины»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Репин С.В.

Санкт-Петербург - 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕБАНИЯМИ ВИБРАЦИОННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН.....	10
1.1. Анализ конструкций и режимов работы вибрационных строительных машин (ВСМ)	10
1.2. Влияние резонансных колебаний на ресурсные характеристики вибрационных ТТМ	17
1.3. Систематизирование конструктивных параметров исследуемых вибрационных ТТМ.....	18
1.4. Анализ средств и методов управления колебаниями	28
1.5. Анализ теоретических исследований в области разработки и использования амортизаторов автомобильного типа.	45
1.6 Анализ параметров и работы вибрационных ТТМ.	52
1.7 Выводы и задачи исследований	55
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ С ПОМОЩЬЮ АМОРТИЗАТОРОВ. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗАТОРА.	57
2.1. Исследование параметров колебательного процесса ВСМ с позиции управления колебаниями	57
2.2 Разработка конструкции амортизатора для управления колебаниями	68
Вывод по главе	85
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАШЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ	86
3.1 Постановка задачи экспериментальных исследований.	86
3.2 Экспериментальные исследования коэффициента сопротивления амортизатора.....	86
3.2 Экспериментальные исследования на вибрационном конвейере	96
Выводы по главе.....	116
4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ.	117
4.1 Техничко-экономическая эффективность внедрения	117
4.2 Рекомендации по применению модернизированного амортизатора в вибрационном конвейере.	135
4.3. Методика расчета параметров амортизатора.	136
Выводы по главе.....	143
5. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	144
Список используемой литературы	146
Приложения	158

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации.

Вибрационные машины работают в трех режимах колебательного движения рабочего органа: зарезонансном, резонансном и дорезонансном. Наиболее производительным и популярным из трех режимов является зарезонансный, во время которого вибрационные машины проходят зону резонанса на этапе запуска и остановки. Проблема влияния резонансных колебаний существует с самого начала развития машин подобного вида. Резонансные колебания негативно влияют не только на надежность вибрационной машины, но и на персонал, работающий с ней.

Существуют методы борьбы с резонансными колебаниями. Однако такие методы гашения резонансных колебаний не всегда бывают эффективными ввиду того, что снижают технико-эксплуатационные показатели машин или требуют значительных экономических вложений. В некоторых исследованиях предлагается уменьшать частотный диапазон машин, тем самым ухудшая их характеристики или проводить полную замену вибрационных машин.

Отсюда вытекает потребность в создании более совершенных способов демпфирования резонансных колебаний. Одним из таких методов решения проблемы резонансных колебаний, возникающих в вибрационных строительных машинах, является установка амортизатора. Амортизатор автомобильного типа устанавливается на вибрационную машину. Но использование стандартного однотрубного или двухтрубного автомобильного амортизатора совсем не подходит для решения этой задачи. Такой амортизатор должен демпфировать резонансные колебания, при этом не нарушая полезные колебания вибрационной машины.

Цель работы: разработка методики демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах, с использованием нового вида демпфера колебаний.

Объект исследования – вибрационные строительные машины, в частности, вибрационные конвейеры.

Предмет исследования – колебательные процессы в вибрационных строительных машинах

Задачи диссертационного исследования:

1) Провести анализ существующих методов и средств демпфирования, для формулирования решения проблемы резонансных колебаний;

2) Установить конструктивные параметры вибрационных транспортно-технологических машин (ТТМ), с целью подбора характеристик демпфера для управления колебательным процессом;

3) Разработать конструкцию и теоретически исследовать процесс демпфирования колебаний посредством разработанного амортизатора;

4) Установить характеристики разработанного амортизатора, с целью его применения в ряде возможных вибрационных ТТМ;

5) Экспериментально исследовать характеристики разработанного амортизатора, с целью установления достоверности полученных теоретических зависимостей;

6) Провести экспериментальные исследования демпфирования резонансных колебаний на лабораторной установке, с использованием разработанных амортизаторов;

7) Оценить технико-экономическую эффективность от внедрения результатов исследования.

8) Предложить инженерную методику расчета конструктивных параметров демпфирования, обеспечивающую подбор оптимальных параметров разработанного амортизатора при известных характеристиках вибрационной машины; разработать методику, как совокупность решений, перечисленных выше частных задач, связанных общей целью.

Научная новизна исследования заключается в разработке новых научных положений по демпфированию резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах:

1) Математические модели процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах с использованием новых конструкций амортизаторов;

2) Формулы для расчета параметров амортизаторов, полученные в результате компьютерного моделирования на основе разработанных математических моделей;

3) Результаты экспериментальных исследований процессов демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах, заключающиеся в уточнении теоретических расчетов характеристик амортизаторов и проверке адекватности математических моделей.

4) Методика расчета параметров амортизаторов для демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах различного назначения и типоразмера.

Методы исследования:

- оценка результатов предыдущих исследований в данной области другими авторами, производственный опыт исследователей и литературные источники
- экспериментальные исследования на лабораторном стенде, для проверки теоретических расчетов, опытное определение параметров работы разработанного модернизированного амортизатора;
- обработка данных, полученных в ходе эксперимента, используя методы математической статистики, для определения аналитических зависимостей влияния разных факторов на работу вибрационного конвейера;
- использование, для решения поставленных задач, пакета прикладных программ – PTC Mathcad 15.0, Autodesk AutoCAD 2014, Microsoft Excel, Microsoft Visual Studio.

Практическое значение и реализация полученных результатов.

На основе проведенных экспериментально-теоретических исследований предложено устройство, позволяющее демпфировать резонансные колебания, и методика определения его параметров, которые позволяют обеспечить долговечность вибрационных машин путем демпфирования резонансных колебаний.

На основе инженерных разработок и научных исследований, представленных в диссертации, проводился этап внедрения:

- методики расчета с целью исключения резонансных колебаний и приняты конструктивные решения по элементам конструкций на предприятии СПКТЬ «Ленгидросталь»;

- методические указания в курсе лекций и в расчетно-аналитических заданиях по дисциплине «Теория эксперимента» для специальности «Прикладная механика» Санкт-Петербургского государственного архитектурно - строительного университета.

Основные результаты диссертационного исследования, обладающие научной новизной и представляемые к защите:

- математическая модель взаимодействия разработанного амортизатора с вибрационной машиной;

- компьютерная модель процессов демпфирования резонансных колебаний для разработанного амортизатора;

- экспериментальные исследования демпфирования резонансных колебаний, позволяющие установить требуемые критерии для параметров амортизатора;

- методика расчета параметров разработанного амортизатора.

Апробация и публикация работы.

Основные положения работы были представлены на научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников,

инженеров и аспирантов университета (СПбГАСУ, СПб 70,71, 72 научные конференции, 2014, 2015, 2016 г.), актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы международной, научно-практической конференции студентов, аспирантов, молодых ученых (СПбГАСУ, СПб 2014, 2015, 2018 г.г.), а также на 69-ой и 71-ой межвузовских научно-практических конференций студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства». Основные результаты диссертационного исследования были апробированы в СПКТБ «Ленгидросталь» и в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», что подтверждено актами внедрения. (прил. 1 и 2)

Основные положения диссертационной работы получили отражение в 9 научных публикациях, 4 из которых опубликованы в изданиях, рекомендованных перечнем ВАК РФ.

1. **Литвин Р.А.**//Экспериментальное исследование процесса демпфирования резонанса в вибрационных строительных машинах с помощью амортизатора / Литвин Р. А. // «Вестник гражданских инженеров» №2 (67), 2018, с. 212-219
2. **Литвин Р.А.**// Методика расчета параметров амортизатора для демпфирования резонансных колебаний / Литвин Р. А. // «Вестник гражданских инженеров» №4 (69), 2018, с. 199-203
3. **Литвин Р.А.**//Гашение резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах / Репин С.В., Литвин Р.А, Волков С.А., // «СДМ-Пресс», Журнал «Строительные и Дорожные Машины» 3/2016, 2016. – 79 с. - С. 16-20
4. **Литвин Р.А.**//Моделирование процессов управления колебаниями в вибрационных строительных машинах с помощью гидравлических амортизаторов / Репин С. В., Литвин Р. А. // «Вестник гражданских инженеров» №5 (58), 2016, с. 142-150

5. **Литвин Р.А.**//Повышение безопасности подъемно-транспортных машин / Бардышев О. А., Бардышев А. О., Космачков С. А., Литвин Р. А., Филин А. Н. // Механизация строительства. – 2016. – № 2. – С. 5-8.

Публикации в других изданиях

6. **Литвин Р.А.**//Гашение колебаний в вибрационных машинах. / Литвин Р.А., Горбань И.В., Репин С.В. / Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы междунар. Науч.-практ. Конференции студентов, аспирантов, молодых ученых / СПбГАСУ. - В 5 ч. Ч. 5, СПб.- 2014. - С. 41-45
7. **Литвин Р.А.**//Моделирование процесса гашения колебаний вибрационного конвейера с помощью гидравлических амортизаторов. / Литвин Р.А., Репин С.В. // 71-я научная конференция профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета / СПбГАСУ, СПб.- 2015.
8. **Литвин Р.А.**//Исследование виброгасящих свойств гидравлических амортизаторов. / Литвин Р.А., Репин С.В. // Актуальные проблемы безопасности дорожного движения: материалы междунар. Науч.-практ. Конференции студентов, аспирантов, молодых ученых / СПбГАСУ. – СПб., 2015. – 221 с. - С. 90-95
9. **Литвин Р.А.**//Теоретическое и экспериментальное исследование процесса вибротранспортирования строительных материалов / Репин С.В., Литвин Р.А., Монгуш С.Ч. // «Вестник Тувинского государственного университета».

По теме диссертации соискателем в соавторстве получены патенты:

1. Амортизатор для демпфирования: пат. 170565 Рос. Федерация: МПК F16F 9/49 F16F 9/36 /Р.А. Литвин, С.В. Репин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2016124862; заявл. 21.06.2016; опубл. 28.04.2017, Бюл. № 13

2. Амортизатор для демпфирования: пат. 170737 Рос. Федерация: МПК F16F 9/49 F16F 9/36 /Р.А. Литвин, С.В. Репин; П.С. Гордеев заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2016126922; заявл. 04.07.2016; опубл. 04.05.2017, Бюл. № 13

3. Пружинный амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах [Текст]: пат. 183775 Рос. Федерация : МПК F16F 15/00 /Р.А. Литвин, С.В. Репин, Самолутченков В.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2018111793; заявл. 02.04.2018; опубл. 02.10.2018, Бюл. № 28

4. Пневматический амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах [Текст]: пат. 183547 Рос. Федерация: МПК F16F 9/16, F16F 9/36, F16F 15/023/Р.А. Литвин, С.В. Репин, А.В. Булин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2018100541; заявл. 09.01.2018; опубл. 25.09.2018, Бюл. № 27

Структура и объем диссертационного исследования

Работа состоит из: введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Материалы диссертации содержат 141 страниц основного текста, 61 рисунков, 22 таблицы, 7 страниц приложений. Библиографический список литературы включает 105 наименований. Общий объем диссертации составляет 164 страницы.

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ В ОБЛАСТИ УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕБАНИЯМИ ВИБРАЦИОННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

1.1. Анализ конструкций и режимов работы вибрационных строительных машин (ВСМ)

Вибрационные строительные машины перемещают сыпучий материал посредством частых колебаний с малой амплитудой и значительным ускорением. Вибратор, установленный в корпусе машины, вызывает колебания рабочего органа установки – плиты, колеса, желоба, вальца и т.д.

Широкое распространение получили вибраторы эксцентрикового типа, которые установлены в вибрационных машинах, используемых для уплотнения грунта. Возмущающей силой которых является центробежная сила инерции. Она представляет собой общую сумму вертикальных центробежных сил инерции, которые создаются в процессе вращения неуравновешенных масс, дебалансов, установленных на валу вибраторов. [18]

Вибрационные строительные машины классифицируются по способу перемещения при работе; а также по характеру возмущающей силы.

- 1) По способу перемещения, вибрационные машины, делятся на:
 - самоходные
 - прицепные вибрационные машины
 - переносные.
- 2) По характеру возмущающей силы:
 - с направленными колебаниями, где возмущающая сила имеет постоянное направление и переменную величину;
 - с круговыми колебаниями, возмущающая сила которых имеет постоянную величину, а также переменное направление. [20]

Дебалансные вибраторы, применяемые в виброуплотняющих машинах, имеют два вида колебаний: направленные и круговые. Вибраторы с направленными колебаниями сложнее по конструкции, чем вибраторы с круговыми колебаниями. Однако, в полезной работе таких вибраторов участвует только вертикальная составляющая возмущающей силы. Примеры таких вибраторов показаны на рис. 1.1 [65]

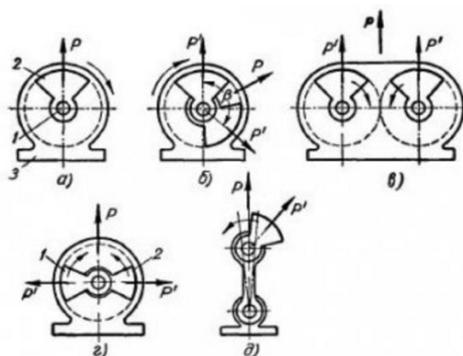


Рис.1.1. Типы эксцентриковых вибраторов:

а – простой с круговыми колебаниями; б – то же с регулируемой возмущающей силой; в – двухлобный с направленными колебаниями; г – однолобный с направленными колебаниями; д – маятниковый

Технические устройства, предназначенные для транспортирования, подачи и распределения сыпучих, пылящих, абразивных, химически агрессивных, горячих и других различных сыпучих материалов, за счет направленных колебаний грузонесущего органа, называются вибрационным транспортом. Вибрационные конвейеры занимают значительное место в производстве строительных материалов, на строительных площадках, крупных промышленных объектах, на разных видах производства (в химической, стекольной, пищевой промышленности, порошковой металлургии и т.д.), при этом являясь экологически чистым видом промышленного транспорта. [26]

Виброконвейеры, широко применяемые во отраслях народного хозяйства, выполняют транспортные, технические и смешанные функции.

Транспортировка материала возможна: по горизонтали, под небольшим углом вверх или вниз, а также для подъема груза по вертикали. Существуют и упрощенные системы, которые широко применяются в строительстве. Такие системы называются виброжелобами. [53]. На схеме, показанной на рис. 1.2, подача материала может происходить только с уклоном вниз.

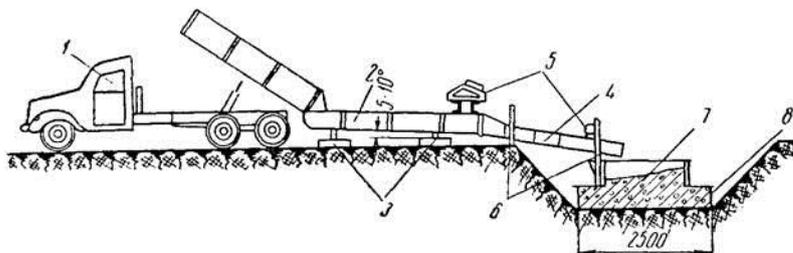


Рис. 1.2. Схема подачи бетонной смеси вибропитателем:

1 - самосвал; 2 - вибропитатель; 3 - подкладки под лыжи; 4 - виброжелоб; 5 - вибратор; 6 - стойки для подвески виброжелоба; 7 - бетонная смесь; 8 – опалубка

Таким образом, вибрационные конвейеры просты в конструкции. Их рабочие органы не подвергаются значительному износу, даже при транспортировке абразивных материалов. К достоинствам вибрационных конвейеров также относятся небольшие затраты как на их ремонт, так и на содержание. Являясь экологически чистым видом промышленного транспорта, они значительно улучшили санитарно-гигиенические условия труда, уменьшили загрязнение окружающей среды, благодаря возможности выполнять работу, исключая возможность запыления окружающего пространства.[1] Применение вибрационного транспорта дает возможность совмещать процесс транспортирования с другими технологическими процессами: грохочением, охлаждением, подогревом, сушкой перемещаемого материала.

Вибрационные конвейеры выгодно отличаются от других видов конвейеров (скребковых и винтовых) значительно меньшими энергозатратами, более низкими эксплуатационными расходами и

надежностью в работе. На рис. 1.3 приведен график, на котором показаны, как конвейеры различного типа расходуют электроэнергию [32].

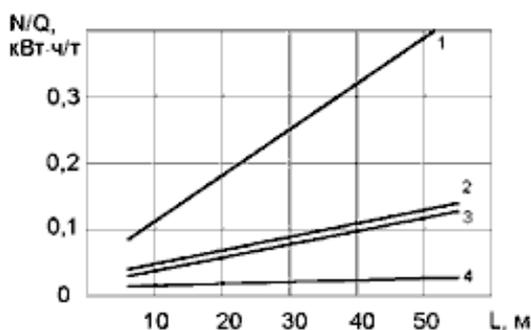


Рис. 1.3. Расход энергии N/Q при транспортировке сыпучей смеси, конвейерами различных типов и длины L , с производительностью $60 \text{ м}^3/\text{ч}$:

- 1 — конвейер винтовой; 2 — конвейер скребковый;
3 — конвейер вибрационный; 4 — конвейер ленточный

Большинство вибрационных строительных машин состоят из основных частей:

- рабочего органа (плиты, колеса, желоба, вальца, трубы); упругих, поддерживающих элементов (рессоры, пружины, резино-металлические и резиновые элементы);
- привода различного вида (механического, гидравлического, электромагнитного, пневматического).

В зависимости от типов этих элементов, определяют конструктивные особенности вибрационных машин. Конвейеры подразделяются по направлению перемещения. По способу крепления рабочего органа, делятся: установленные на свободных подвесках и установленные на наклонной направляющей стойке. По режиму работы упругой системы бывают: дорезонансные, резонансные и зарезонансные. Вибрационные машины с зарезонансным режимом работы гораздо производительнее. Это происходит ввиду того, что в зарезонансном режиме удачно сочетаются небольшие величины дебалансных масс и жесткости упругих элементов при достаточно

высокой амплитуде колебаний рабочего органа. Вследствие чего, большинство ныне существующих вибрационные транспортно-технологических машин работают в резонансной системе. Особенно эффективен подобный режим работы в вибрационных машинах тяжелого типа. Важное преимущество вибрационных ТТМ также заключается в простоте конструкций подобных машин.

Вибрационный транспорт в строительстве значительно распространен в процессах дозирования и распределения материалов. При этом обычно применяется электромагнитный привод, который обеспечивает доступную автоматизацию процесса и программного управления. Как правило, это оборудование используется для перемещения сыпучих материалов (гравий, щебень, песок и др.).

Все транспортирующие установки (вибрационные или комбинированные) делятся по назначению на следующие группы: [33]

1. Транспортные (вибропневматические и вибрационные конвейеры) (рис. 1.4, 1.5);
2. Транспортно-технологические (вибросушилки, виброконвейеры-грохоты, виброгрохоты и т. д.);
3. Перегрузочные и вибрационные погрузочные машины с нагребными лапами (грейферы, оборудованные вибраторами; вибрационные машины с зачерпывающим органом и т. д.);
4. Вспомогательные устройства (вибродозаторы, вибропитатели, вибротетки и т. д.).

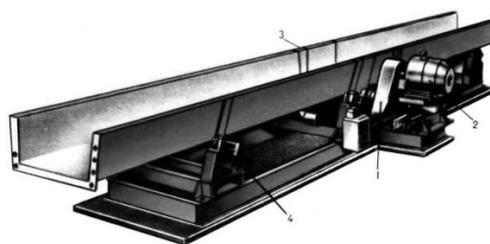


Рис. 1.4. Вибрационный конвейер с грузонесущим органом открытого лоткового типа:

1 - эксцентриковый привод с упругим звеном; 2 - электродвигатель; 3 - грузонесущий орган; 4 - опорные упругие связи.

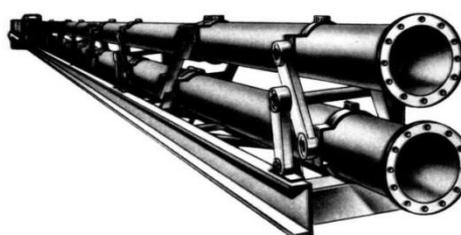


Рис. 1.5. Вибрационный конвейер горизонтальный закрытого типа.

Вибропитатели (рис. 1.6) применяются для транспортирования бетонной смеси в бетоноукладчиках. С помощью виброжелобов материалы транспортируются на большие расстояния. Для подачи и распределения бетонной смеси, при строительстве промышленных объектов, применяются вибротки длиной 4—6 м, которые снабжены вибраторами с круговыми колебаниями. В таких конструкциях ось вибратора располагается перпендикулярно оси лотка, которые устанавливаются рядом по 2, 3, 4 и более штук.

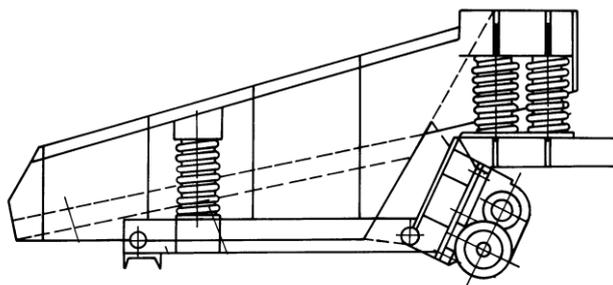


Рис. 1.6. Вибропитатель.

Проанализировав характеристики основных, широко применяемых вибрационных машин, была составлена сводная таблица их характеристик, таблица 1.1.

Таблица 1.1

Общие характеристики вибрационных машин

	Вибрационный конвейер КВ1Т	Вибрационный грохот СМ-742	Вибрационный питатель ПЭ-5х16	Вибрационная сушилка СВТ-0,5
Амплитуда колебаний, мм	1.8	5,5-10	4-10	2-5
Частота колебаний, Гц	10-50	17-35	15-20	16-50
Мощность двигателя, кВт	2х0,75	5,5	2,2	2х1,1
Масса, кг	340	2000	290	1650

Большое количество вибрационных транспортно-технологических машин подвержено влиянию резонансных колебаний. В виду того, что большая часть таких вибрационных ТТМ работает в зарезонансном режиме, при каждом пуске они вынуждены проходить через зону резонанса. Рассмотренные выше машины показывают широкое разнообразие видов механизмов, подверженных актуальной проблеме влияния резонансных колебаний на работу вибрационных машин.

1.2. Влияние резонансных колебаний на ресурсные характеристики вибрационных ТТМ

Вибрационные транспортно-технологические машины, работающие в зарезонансном режиме работы, имеют недостатки. В первую очередь это связано с необходимостью прохождения через зону резонансных колебаний, при пуске вибрационной машины. Резонансные колебания ведут к усталостным разрушениям элементов вибрационной машины. Такие разрушения главным образом влияют на главный рабочий орган вибрационной машины и ее вспомогательные узлы.

Вибраторы вибрационной машины страдают в первую очередь от резонансных колебаний в виду характера их работы. Валы вибратора изнашиваются, гнутся в процессе работы. В результате воздействия резонансных колебаний в них возникают микротрещины, которые ведут к необратимым последствиям.

Практика эксплуатации вибрационных ТТМ показывает, что большинство неисправностей, кроме тех, что были вызваны повреждениями аварийного характера и химическими воздействиями на ремни передачи, вибраторов или главных рабочих органов машин, возникают в соединениях деталей. Вибрация, сама по себе, ведет к раскручиванию крепежного материала или повреждению механических частей электродвигателя, а при воздействии резонансных колебаний может привести к колоссальным, негативным последствиям при эксплуатации.

Известен, так называемый, эффект Зоммерфельда, названный в честь немецкого физика Арнольда Зоммерфельда. Эффект происходит, когда вибрационная машина запускается при заниженном напряжении питания сети, а электрические сети заводов и строительных площадок обычно питаются от маломощных трансформаторов, и электропривод застревает в промежуточной частоте пусковой зоны, которая и является резонансной

зоной. При увеличении значения напряжения до номинального, электропривод не может преодолеть максимальный момент сопротивления, который возникает в результате резонанса, что может привести к перегреву, возгоранию и поломке привода вибрационного конвейера. И это лишь один из примеров влияния резонансных колебаний в вибрационных ТТМ, которые происходят в моменты запуска и остановки машины.

1.3. Систематизирование конструктивных параметров исследуемых вибрационных ТТМ

Вибрационные транспортно-технологические машины подразделяются на большое количество различных типов – это вибрационные конвейеры, вибрационные питатели, грохоты, вибрационные плиты; в том числе и виброкатки для уплотнения дорожных покрытий. Но для детального рассмотрения решения демпфирования резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах, конкретизируем тип вибрационной установки, на основе которой и будет разрабатываться методика гашения резонансных колебаний. Этой вибрационной установкой был выбран вибрационный конвейер. Вибрационные конвейеры являются одними из самых эксплуатируемых и востребованных на многих предприятиях, строительных площадках, карьерах; металлургической, горной, атомной, химической и других отраслей промышленности. В случаях перемещения пылящих, радиоактивных, ядовитых и газифицирующих материалов, используются вибрационные конвейеры в герметичном исполнении, т.к. они являются наиболее рациональным видом транспорта, который обеспечивает безопасные условия труда.

Одними из главных достоинств вибрационных конвейеров являются: несложность конструкции, простота в обслуживании, надежность в эксплуатации, отсутствие быстроизнашивающихся, трущихся деталей,

низкая энергоемкость, минимальное изнашивание грузонесущего органа и возможность загрузки или разгрузки в любой его точке.

Все вибрационные конвейеры применяются для перемещения материала на небольшие расстояния, в пределах 200 метров. Для транспортирования на расстояния не более 50 метров, применяют одноприводные транспортные установки в связи с их не сложной конструкцией и высокой надежностью в эксплуатации. В таких конвейерах используется привод, создающий прямолинейную вынуждающую силу, изменяющуюся по гармоническому закону. Одноприводные одномассные конвейеры работают в зарезонансном режиме. Малая жесткость опорных пружин позволяет значительно снизить динамические нагрузки, которые передаются на опорные конструкции.

Используют также конвейеры с центробежными виброприводами направленного действия, они состоят из рабочего органа, центробежного вибровозбудителя, рабочей упругой системы и вспомогательных (виброизолирующих) пружин.

В конвейерах, которые называются двухмассными, в связи с увеличением резонансной настройки и динамической уравновешенности колеблющихся частей, длина грузонесущего органа увеличивается. Многоприводные конвейеры позволяют еще больше увеличить эффективную длину конвейера, благодаря установке на него большего числа вибровозбудителей, чем на двухмассные конвейеры. [33]

Рассмотрим несколько типов вибрационных конвейеров и их характеристики:

Вибрационный конвейер типа КВ1Т (рис. 1.7) - однотрубный зарезонансный вибрационный конвейер, используется для подачи материала

на небольшое расстояние (до 5 м). Техническая характеристика данного конвейера показана в таблице 2 [24]

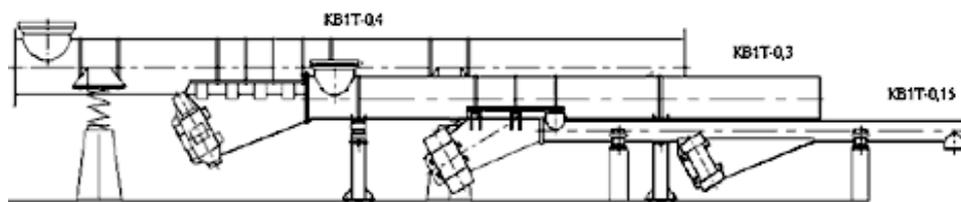


Рис. 1.7. Однотрубные вибрационные конвейеры типа KB1T.

Состав конвейера типа KB1T: транспортирующая труба, установленная (подвешенная) на упругих элементах и вибровозбудитель. Конвейеры подобного типа, уже много лет работают на Тихвинском ферросплавном заводе (Ленинградская обл.); на Ключевском заводе ферросплавов (Свердловская обл.), на Лыткаринском заводе оптического стекла (Московская обл.), также на Вяртсильском метизном заводе (Республика Карелия) и в других местах.

Таблица 1.2.

Техническая характеристика KB1T

Показатели		KB1T-0,15	KB1T-0,3	KB1T-0,4
Внутренний диаметры грузонесущего органа, мм		150	315	406
Длина транспортирования, мм, не более		3300	4000	5000
Производительность (по песку), м ³ /ч		8	20	40
Мощность привода, кВт		2x0,37	2x0,75	2x3
Габаритные размеры, мм	длина	3552	4254	6510
	ширина	630	660	850
	высота	580	1200	1510
Масса, кг		150	500	1500

Рассмотрим другой тип конвейера, который имеет более сложную конструкцию и предназначен для перемещения материала на большие

расстояния. Конвейер типа KB2Т относится к двухтрубным резонансным уравновешенным конвейерам. (рис. 1.8). Их техническая характеристика представлена в таблице 1.3 [24]

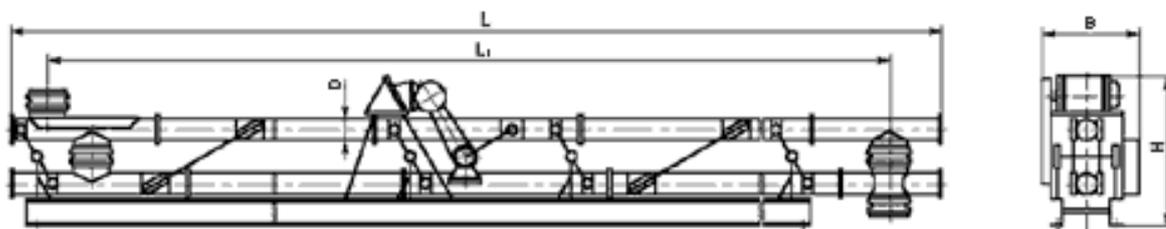


Рис. 1.8. Двухтрубный конвейер типа KB2Т

Состав конвейера типа KB2Т: две транспортирующие трубы, связанные между собой упругими узлами и установленные на опорах; эти опоры закреплены на раме конвейера. Работа данного типа конвейера построена на технологии колебания двух равных масс в противофазе при резонансном режиме. В этой системе происходит постоянный обмен между потенциальной энергией упругих элементов и кинетической энергией колеблющихся масс. Внутри этой системы, силы инерции масс постоянно уравновешены между собой как по направлению, так и по величине.

Производительность такого типа конвейеров достигает $160 \text{ м}^3/\text{ч}$, а длина транспортирования до 30 м. Конвейеры устанавливаются друг за другом, в том случае, когда длина транспортирования более 100 м. При этом, конвейеры оборудуются промежуточными загрузками и разгрузками в необходимых точках. Управление приводом промежуточных разгрузок может осуществляться посредством ручного или автоматического (дистанционного) управления.

На ряде предприятий активно используются транспортные системы с использованием двухтрубных конвейеров. К примеру, транспортная линия протяженностью которой составляет около 70 м, состоит из виброконвейеров KB2Т-0,45 и успешно работает в Новолипецком металлургическом

комбинате в кислородно-конвертерном цехе № 1, на загрузке сыпучих материалов в конвертер.

Таблица 1.3.

Техническая характеристика KB2T

Показатели		KB2T-0,15		KB2T-0,3		KB2T-0,45	
Привод с шатуном		жестким	упругим	жестким	упругим	жестким	упругим
Внутренний диаметр грузонесущего органа, мм		150		300		450	
Производительность (по песку), м ³ /ч		16	20	63	80	100	160
Длина транспортирования, L1, м		8...20		12...30		12...30	
Мощность двигателя, кВт		5,5...11	3...5,5	11...22	7,5...18,5	2x15...22	11...18,5
Частота колебаний, Гц		10,5...11,6 (630...700)					
Габаритные размеры, мм	длина	8450...20450		12690...30690		12900...30900	
	ширина	660		1088		1260	
	высота	965		1393		1785	
Масса, кг		1700...3000		3800...7700		7000...13450	

Один из широко используемых в промышленности желобчатых конвейеров с тяжелой рамой, типа KB1Ж2 (рис.9). Данный тип конвейера передаёт низкие динамические нагрузки на площадку, устойчив в работе, в качестве грузонесущего органа выступает желоб, что облегчает его эксплуатацию (по сравнению с трубой), т.к. существует доступ ко всем его внутренним поверхностям; низкие эксплуатационные расходы, высокая

надежность и безопасность эксплуатации, простота установки и регулировки параметров.

В конвейерах типа КВ1Ж2 применяют ширину грузонесущего органа от 320 до 650 мм; производительность такого конвейера составляет - от 6 до 100 м³/ч.; транспортирование на длину от 6 до 15 м. [74] Технические характеристики желобчатого конвейера, типа КВ1Ж2, представлены в таблице 1-4.

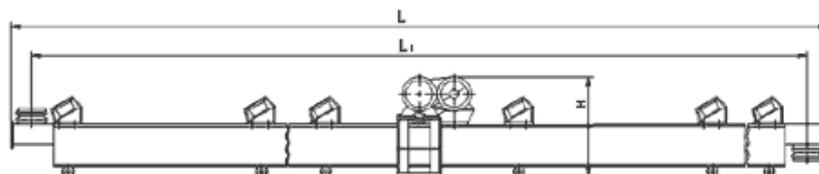


Рис. 1.9. Желобчатый конвейер типа КВ1Ж2

Конвейеры данного типа применяются в пищевой, хлебопекарной, строительной, фармацевтической, химической и других отраслях промышленности.

Другой вид конвейера позволяет перемещать материал по вертикали. Вибрационные конвейеры типа КВВ (рис. 1.10) – это вертикальные вибрационные конвейеры, в которых грузонесущий орган - это закрытая, цилиндрическая колонна. Внутри этой колонны расположен желоб в форме спирали, по нему материал поднимается на высоту до 3,5 метров для конвейеров типа КВВ-0,3; до 5 метров для типа КВВ-0,5, до 8 метров для типа КВВ-1,0. Производительность составляет от 0,2 до 12 м³/ч. [24]

Таблица 1.4.

Техническая характеристика КВ1Ж2

Показатели		КВ1Ж2-0,32	КВ1Ж2-0,4	КВ1Ж2-0,5	КВ1Ж2-0,65
Размеры грузонесущего органа	ширина	320	400	500	650
	высота	200	250	320	400
Производительность (по песку), м ³ /ч		25	40	65	100
Длина транспортирования L1, м		10	12	14	14
Мощность двигателя, кВт		3	7	9	13
Габаритные размеры, мм	длина L	10390	12390	14460	14800
	ширина В	800	800	800	1500
	высота Н	934	924	1380	1148
Масса 1 пог. м, кг		300	450	600	850

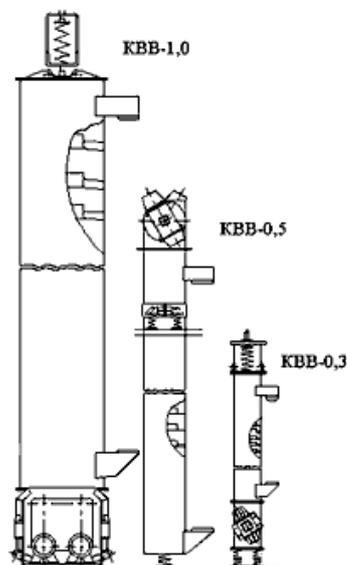


Рис. 1.10. Виброконвейеры типа КВВ

Привод конвейеров располагается или в нижней, или в верхней части колонны. Увеличение высоты транспортирования при этом, может составлять до 7 и 10 метров. Для этого были разработаны трехмассные виброконвейеры типа КВВ3-0,3 и КВВ3-0,5, с гораздо более комплексной

электродинамической схемой. Недостатками вибрационных конвейеров вертикального типа являются низкая производительность и высокая металлоемкость. Вертикальные вибрационные конвейеры не получили широкое распространение в промышленности. Созданные на их основе транспортно-технологические машины активно применяются в разных отраслях промышленности. Техническая характеристика конвейеров КВВ представлена в таблице 1.5.

Машины, которые совмещают в своей работе процессы грохочения и рудоподготовки, называют вибрационными конвейерами-грохотами типа КГВ (рис. 1.11). Операция рудоподготовки включает в себя: отмывку, разделение руды по крупности, распределение по бункерам и транспортирование.

Таблица 1.5.

Техническая характеристика КВВ

Показатели		КВВ-0,3	КВВ-0,5	КВВ-1,0
Наружный диаметр колонны, мм		300	500	1000
Ширина желоба, мм		50	100	250
Производительность(по песку), м ³ /ч		0,5-0,2	2,4-1,5	1,2-3
Высота транспортирования, мм		1000-3550	3000-5100	5000-8200
Мощность двигателя, кВт		2x0,4	2x3,2	2x7,5
Габаритные размеры, мм	Ширина	710	1110	1580
	Длина	840	1143	2210
Масса, кг		345-460	1140-1320	3700-4180

Совмещение подобных операций в одном устройстве, значительно снижает капитальные затраты и эксплуатационные расходы рудообогатительных предприятий. Практикуется совмещение нескольких устройств, расположенных на одной высоте, которые последовательно

располагаются друг за другом. Это позволяет снизить эксплуатационные расходы и потери, связанные с дроблением руды.

Такие устройства представляют собой двухмассную систему. Подобные резонансные уравновешенные колебательные системы, состоят из двух рабочих органов, соединенных с помощью упругих связей, установленных на опорах и выполненных на резинометаллических блоках. Все эти элементы закреплены на раме. Под которой, на основании, устанавливаются резиновые амортизаторы, для снижения динамических нагрузок. Эксцентриковый привод, расположенный на верхнем рабочем органе, приводится во вращение через клиноременную передачу от электродвигателя.

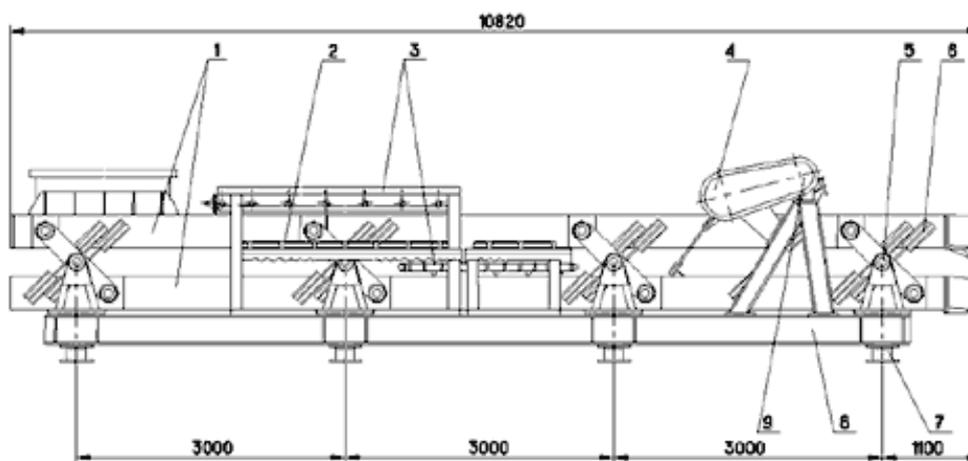


Рис. 1.11. Вибрационный конвейер-грохот типа КГВ:

1 — коробка; 2 — просеивающие поверхности; 3 — брызгала; 4 — эксцентриковый привод; 5 — опоры; 6 — упругие связи; 7 — амортизаторы; 8 — рама; 9 — двигатель

Технические характеристики подобных вибрационных конвейеров, показаны в таблице 1.6.

Техническая характеристика КВВ

Показатели	КГВ-0,6/8	КГВ-1,1/10,8	КГВ-1,4/10,7
Назначение	Транспортирование, отмывка и разделение на 5 фракций руды крупностью до 200 мм	Транспортирование, контрольная отмывка и разделение на 3 фракции руды крупностью до 200 мм	Транспортирование и разделение на 4 класса руды крупностью до 300 мм
Сечение желоба, мм	240x580	329x950	345x1200
Производительность, т/ч	20	120	240
Длина транспортирования, мм	8750	10800	10700
Эффективность грохочения, %	85	90	90
Расход воды, м ³ /ч	0,5	0,3	-
Мощность двигателей, кВт	2x5,5	2x18,5	2x18,5
Масса, т	5	15	18

Применение вибрационных конвейеров-грохотов осуществляется на рудообогатительных заводах, например, хорошо используются на Целиноградском и Приаргунском горных комбинатах. Несмотря на тяжелые условия эксплуатации, эти конвейеры зарекомендовали себя, как надежные и высокоэффективные машины.

К достоинствам относятся высокая надежность эксплуатации, снижение эксплуатационных расходов. Такие конвейеры применяются на предприятиях горнорудной промышленности.

Для промывки загрязненных руд разработаны и поставлены на производство вибрационные конвейеры, с функцией промывки - КПВ-0,9. Конвейер представляет собой вибрационную систему с рамой. Орган промывателя сделан в виде желоба, над нижней частью которого, на расстоянии 80 мм расположено горизонтальное сито, которое переходит в наклонное. Под действием вибрации, материал активно перемешивается на сите, расположенном в колеблющейся водной среде. С горизонтального сита, отмытый материал передвигается на наклонное, там он промывается с

помощью специального устройства, затем этот материал на горизонтальном сите обезвоживается. Через патрубок ванны удаляется отработанная вода со шламами. Очищенная руда выгружается из машины. [12]

Рассмотренные виды вибрационных конвейеров имеют общие характеристики. Все подобные вибрационные конвейеры имеют амплитуду колебаний до 10 мм и с частотой до 50 Гц.

Для разработки устройства, которое позволит управлять колебаниями, необходимы параметры вибрационных ТТМ. Каждое такое устройство должно быть спроектировано для конкретного типа вибрационных ТТМ. Но разрабатывать для каждого типа машины свое устройство не представляется возможным в виду того, что такая работа потребует не только больших финансовых затрат, но значительно количество времени на разработку и создание. Однако, возможно создать совершенно новое устройство, которое не только позволит решать поставленную проблему, но сможет быть спроектировано для использования для всех видов возможных типов вибрационных ТТМ, которые подвержены этой проблеме.

1.4. Анализ средств и методов управления колебаниями

Для изменения динамического состояния вибрационной установки, используют метод динамического гашения колебаний. Он состоит в том, что к объекту, для которого необходимо снизить динамическую нагрузку, присоединяют дополнительные устройства. Такие устройства, динамические гасители, производят силовые воздействия на объект

Работа установленного динамического гасителя направлена на изменение вибрационного состояния установки. Эта работа может быть выполнена двумя способами. Один из способов подразумевает передачу энергии колебания от объекта к гасителю, второй способ направлен на увеличение рассеяния колебательной энергии. Первый способ возможен с

помощью изменения упругоинерционных свойств системы, за счет корректировки системы объект-гаситель, по отношению к частотам действующих возмущающих колебаний. [35]. Такие устройства используются для подавления моногармонических колебаний и называются инерционными динамическими гасителями. Они могут быть реализованы в виде пассивных элементов (пружин или демпферов) и активных, которые имеют собственные источники энергии. Например, системы автоматического регулирования, которые используют гидравлические, пневматические или электрические управляемые элементы.

Второй способ является более предпочтительным, основан на повышении диссипативных свойств системы, за счет увеличения рассеяния колебательной энергии. В этом способе к установке присоединяются дополнительные элементы, помогающие демпфированию колебаний. Такие элементы, основанные на диссипативном способе, называют поглотителями колебаний.

Наиболее удачным вариантом является совмещение динамических гасителей с пассивными устройствами. Для улучшения возможностей динамического виброгашения, целесообразно использование активных элементов. Они позволяют провести непрерывную подстройку параметров гасителя колебаний, при функции действующих возмущений, таким образом осуществляя гашение в условиях динамических вибрационных нагрузках. Похожий результат возможен при использовании пассивного устройства, имеющего нелинейные характеристики. Такие гасители совершают изменение как упругоинерционных, так и диссипативных свойств системы и называются динамическими гасителями с трением [4]

Пружинный одномассный гаситель является простейшим динамическим гасителем, состоит из: твердого тела, которое присоединяется к демпфируемому объекту, посредством упругой связи, в

том месте, колебания в котором требуется демпфировать, Значительное влияние на результирующие характеристики движения установки с гасителем оказывают диссипативные потери в гасителе. Пружинный гаситель показан на рисунке 1.12 [34]

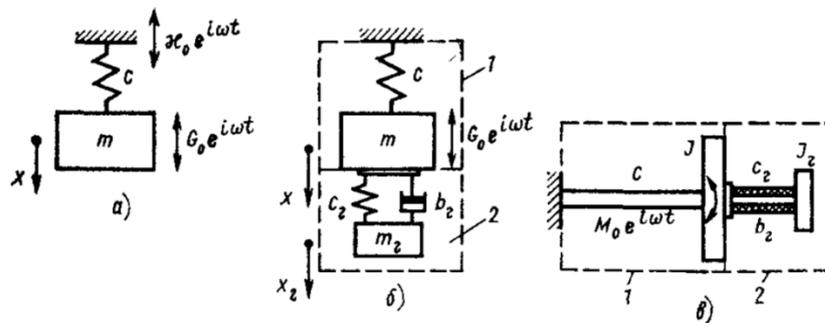


Рис. 1.12. Динамическое демпфирование колебаний пружинным гасителем: а, б — продольных; в — крутильных; 1 — демпфируемый объект; 2 — гаситель

Особенность инерционного динамического гашения, связанная с осуществлением условий антрирезонанса, приводит к тому, что по обе стороны от настроечной частоты пружинного гасителя возникают резонансные частоты, поэтому расстройка системы с установленным пружинным гасителем, вызванная, к примеру, изменениями параметров системы или частоты возбуждения, может полностью изменить ситуацию и привести к опасной раскачке. Чувствительность системы к указанной расстройке определяется зависимостью собственных частот системы с гасителем ω_j ($j = 1,2$) от параметров системы. На рис. 1.13 приведена эта зависимость, где ω_0 - собственная частота демпфируемого объекта, а ω_Γ — частота гасителя. [35]

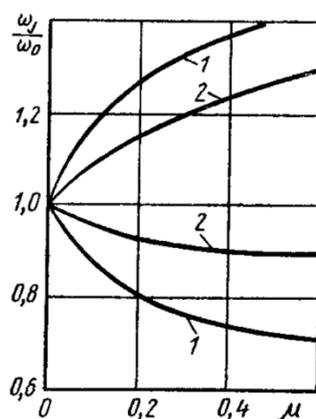


Рис. 1.13 Влияние отношения масс гасителя и объекта на собственные частоты системы с гасителем:

$$1 - \omega_r = \omega_0; \quad 2 - \omega_r = 1/2\omega_0$$

Пружинный одномассный гаситель позволяет управлять колебаниями постоянной частоты, возникающими при работе генератора переменного тока или электродвигателя. Эффективность работы пружинного гасителя достигается уменьшением диссипативных потерь в гасителе. Его демпфирующие свойства не позволяют управлять резонансными колебаниями.

Катковые динамические гасители используют компенсирующую реакцию в большом диапазоне частоты возбуждения. Это достигается, например, с применением в качестве демпфера неизохронных элементов, которые имеют возможность подстраивать свою частоту движения к частоте возбуждения. Значительной неизохронностью обладают элементы, которые могут осуществлять обкатку замкнутых поверхностей. Например, шар или цилиндр в цилиндрической полости, шар в сферической полости, кольцо, установленное на стержне. Установка таких элементов к колеблющемуся объекту приводит к тому, что движение обкатки, вызванная ими, синхронизируется с внешним возбуждением. При этом, создаваемая вращающимся элементом периодическая реакция, противодействует вибрационной нагрузке. [33]

Равномерно вращающееся тело, передает демпфируемому объекту центробежную реакцию, которая уравнивает внешнее возбуждение и создает условия для стабилизации объекта. Незначительные потери энергии в динамическом гасителе подобного типа, компенсируются малыми колебаниями объекта, которые поддерживают вращение.

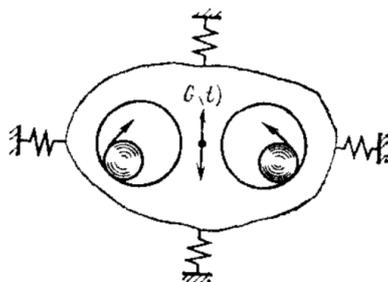


Рис. 1.14 Схема компенсации боковых нагрузок с использованием катковых гасителей

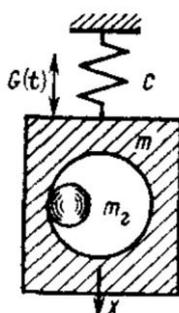


Рис. 1.15 Схема динамического гашения продольных колебаний катковым гасителем

Для использования каткового гасителя необходимо наличие направляющих у объекта, которые ослабляют боковые реакции гасителя. Применение направляющих возможно избежать, если использовать два одинаковых гасителя с половинной массой (рис. 1.14), которые расположены симметрично относительно направления действия возмущающей силы. После прохождения зоны резонанса, демпферы синхронизируют свое вращение в противоположных направлениях, таким образом, позволяя

компенсировать боковые нагрузки. Наибольшая эффективность таких гасителей колебаний в области зарезонансных частот.

Используя в описанных выше гасителях сферические полости с установленными в них шаровыми массами, возможно обеспечить демпфирование колебаний при изменении направления действия возмущающей силы в некоторой плоскости. Для этого нужно установить полости таким образом, чтобы плоскость действия силы была перпендикулярна к линии, которая соединяет центры полостей, пересекаясь с ней в месте приложения силы. Главным условием работоспособности таких гасителей заключается в обеспечении неразрывной связи гасителя с поверхностью обкатки. Это может быть достигнуто при соответствующих значениях центробежных сил.

Катковые гасители хоть и позволяют эффективно работать в зарезонансной области, они теоретически могут справиться с демпфированием резонансных колебаний. Однако, конструкция таких гасителей предполагает наличие направляющих и самого катка, для борьбы с колебаниями. Сама по себе конструкция получится громоздкой и не позволит получить необходимых параметров для управления колебаниями.

Маятниковые гасители колебаний, располагаются в поле центробежных сил, которое образовано вращением, являющимся причиной колебаний. Гасители такого типа могут поддерживать равенство парциальной частоты динамического гасителя с помощью частоты возбуждения в широком диапазоне. На рис. 1.16 показаны схемы подобных гасителей, предназначенных для демпфирования крутильных (рис. 1.16, а) и продольных (рис. 1.16, б) колебаний. [33]

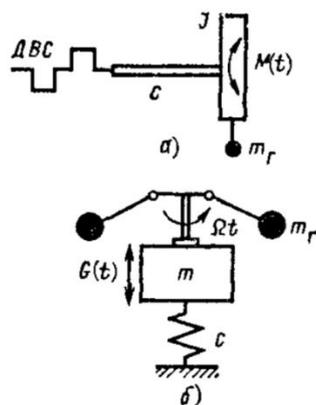


Рис. 1.16 Схемы динамического гашения колебаний маятниковым гасителем:

а — крутильные колебания, б — продольные колебания

К диску радиусом r (рис. 1.16, а) приведен вибрационный момент, который возбуждает крутильные колебания диска. Для демпфирования указанных колебаний к диску прикрепляется маятник, который имеет массу, расположенную в конце стержня.

Конструктивно, маятниковые элементы обычно реализуются в виде шаровых или цилиндрических тел, свободно установленных в полостях объекта. Такие конструкции используются, например, при демпфировании изгибных колебаний коленчатых валов. В пазах противовеса кривошипа устанавливают одно или два тела, которые качаются в плоскости изгиба по ограниченной цилиндрической поверхности. Плоскости качаний маятников для демпфирования изгибных и крутильных колебаний валов оказываются взаимно перпендикулярными.

По своей конструкции такие гасители колебаний отлично могут подойти для решения проблемы резонансных колебаний. Однако, такие маятниковые гасители колебаний технически не способны подстроиться под резонансную частоту, при этом не демпфируя рабочие колебания. Таким образом, такой вид гаситель не подходит.

Расширение функциональных свойств динамических гасителей возможно с использованием элементов, у которых есть собственные

источники энергии. Это позволяет достаточно эффективно и в широком диапазоне осуществлять настройку параметров демпфера, в зависимости от изменения действующих возмущений, производить мгновенную настройку, находить эффективные зависимости для компенсирующих реакций

Схема использования электромагнита в качестве регулятора эквивалентной жесткости динамического гасителя продольных колебаний, приведена на рис. 17. [29] Показаны различия схем использования электромагнита в установке сердечника 1 и корпуса с катушкой 2 к демпфируемому объекту или неподвижному основанию.

Похожие схемы могут быть реализованы для управляемого динамического демпфирования крутильных колебаний. В качестве рабочего элемента возможно использование модифицированной конструкции электродвигателя постоянного тока, в котором устранен относительный сдвиг полюсов статора и ротора, и, ликвидировано переключение полюсов при колебаниях.

При перемещении массы гасителя, с помощью регулируемого электродвигателя, вдоль упругой балки, изменяется жесткость динамического гасителя. В режиме лучшего динамического гашения фазы колебаний объекта и гасителя сдвинуты, а датчики показывают абсолютные перемещения объекта и гасителя. [34]

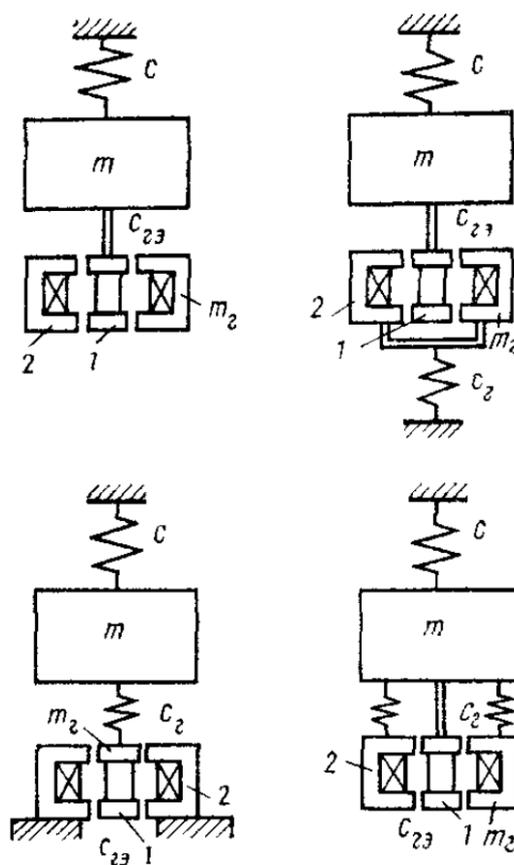


Рис. 1.17. Схема использования электромагнита для регулирования жесткости подвеса гасителя продольных колебаний

Однако, эффективность динамического демпфирования может быть ограничена инерцией управляющей системы. Для уменьшения массы частей, которые присоединяются к объекту, корпус динамического гасителя колебаний устанавливается на неподвижной основе, тем самым передавая воздействие на те точки, колебания которых необходимо демпфировать. Такая схема применяется для демпфирования сложных колебаний и позволяет найти простое решение для реализации этой задачи. [38]

Используя демпферы, возможно повысить эффективность, если ввести в электрические цепи корректирующие элементы. Такой способ позволит увеличить массу демпфера; отфильтровать вибрационное возбуждение, с дальнейшим его подавлением; обеспечит группе гасителей работать независимо, при демпфировании колебаний разных форм.

Хотя подобные гасители колебаний и позволяют совершать подстройку параметров гасителя, при изменении действующих возмущений, но подобные гасители требуют наличия электромагнитов в своей конструкции, а значит дополнительного питания. Таким образом, конструкция будет не только сложной и дорогостоящей, но и сложной в обслуживании.

При использовании пружинного демпфера, увеличение диапазона частоты, при котором совершается динамическое гашение колебаний, достигается, если правильно использовать диссипативные свойства системы. Амплитудно-частотные характеристики, показанные на рис. 1.18, были рассчитаны при различных значениях вязкого трения. Важной особенностью этих зависимостей является то, что они всегда проходят через отметки (А и В), на положение которых не влияет величина вязкого трения. [35]

В.Н Челомей отмечает, что наиболее эффективная параметризация динамического гасителя с трением при подавлении моногармонических колебаний, частота которых может принимать значения в широком диапазоне, будет соответствовать такому выбору параметров, при котором ординаты точек А и В одинаковы и соответствуют максимумам амплитудно-частотной характеристики. [35]

Для определения габаритов демпфера и напряжения пружины, определяются амплитуда колебаний демпфера относительно системы. Амплитуда колебаний рассчитывается из системы дифференциальных уравнений. Однако, эту величину находят опытным путем, используя приближенное соотношение из энергетического баланса.

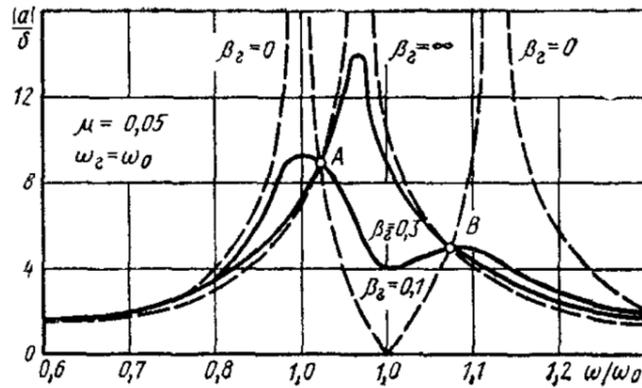


Рис. 1.18. Амплитудно-частотные характеристики системы с одной степенью свободы, снабженной линейным пружинным гасителем с трением

Схема динамического демпфера с трением, создается с параллельным соединением демпфирующего и упругого элементов (рис. 1.19, а), а также с последовательным соединением этих элементов (рис. 1.19, б). Для подавления крутильных колебаний, хорошим решением является изготовление упругодемпфирующего устройства как единой детали, изготовленной из резины. На рис. 1.20 приведены примеры подобных конструкций. [35]

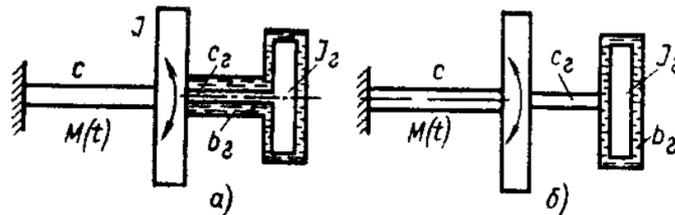


Рис. 1.19 Схемы гашения крутильных колебаний динамическими гасителями с трением

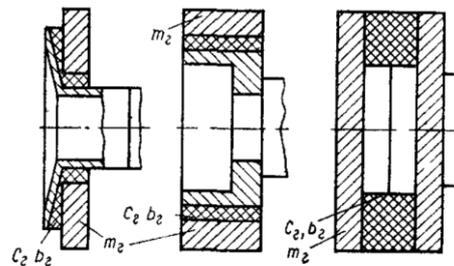


Рис 1.20 Динамические гасители с трением, использующие резиновые детали

На рис. 1.21 [35] показана схема простейшего поглотителя колебаний вязкого типа, присоединенного к демпфируемому объекту с одной степенью свободы. Гасители широко используются для гашения продольных и крутильных колебаний; при этом они пригодны для демпфирования колебаний, изменяющихся по любым законам. Зачастую им отдают предпочтение из-за конструктивной простоты и отсутствия упругого элемента, склонного к усталостным поломкам.

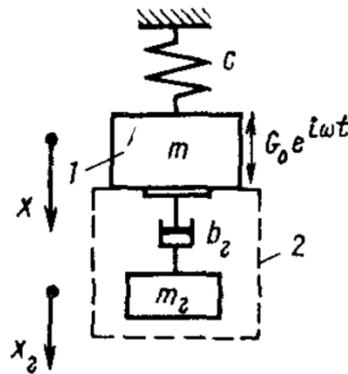


Рис. 1.21 Схема динамического гашения продольных колебаний поглотителем с вязким трением 1 — демпфируемый объект; 2 — поглотитель

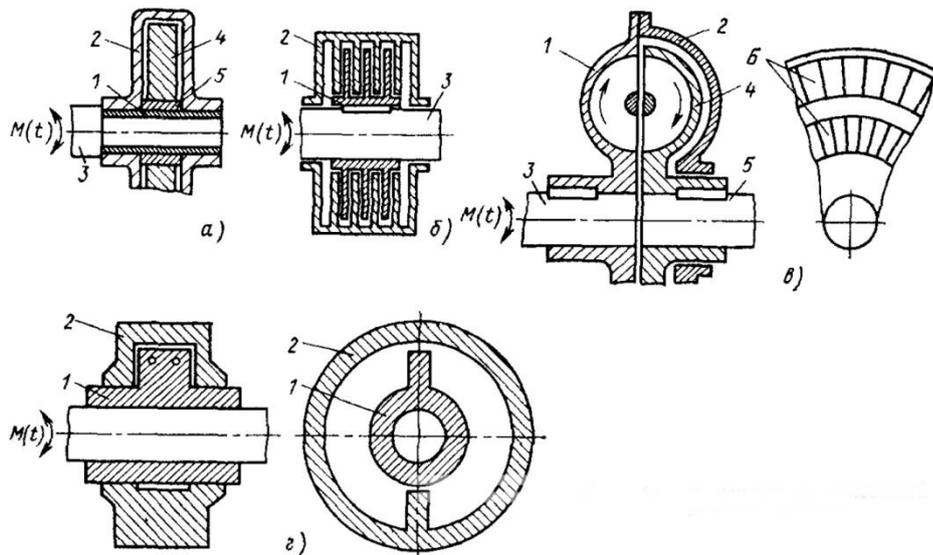


Рис. 1.22 Поглотители колебаний с вязким трением

На рис. 1.22 а [35] показана конструкция демпфера вязкого типа, где втулка 1 жестко соединена с кожухом 2. Втулка 1 установлена на вал 3, крутильные колебания которого необходимо демпфировать. Внутри кожуха 2 установлен маховик 4, который может перемещаться относительно втулки 1, с помощью вкладыша 5 с небольшим коэффициентом трения. Небольшой зазор между маховиком и кожухом наполнен жидкостью с большой вязкостью.

Демпфирующий эффект создается при колебаниях ступицы 1, которая насажена на вал 3 и прокручивается относительно маховика 2 с внутренними камерами, заполненными жидкостью с большой вязкостью, которые охватывают лопатки с небольшим зазором, рис. 1.22, б.

На рис. 1.22 в, полумуфта 1 приводится во вращение ведущим валом 3. Полумуфта 1 имеет полость, содержащую внутренние перегородки 6, а также кожух 2, который присоединен к ней, свободно прокручиваясь относительно другой полумуфты 4, жестко закрепленной с ведомым валом 5. Пространство между полумуфтами заполнено рабочей жидкостью с низким показателем вязкости. Из-за разности скорости между ведущим и ведомым валами, осуществляется циркуляция жидкости, благодаря разности центробежных сил. Направление циркуляции жидкости показано стрелками, на рис. 1.22 в. Передача крутящего момента происходит благодаря кориолисовым силам. Крутильные колебания, происходящие во время вращения ведущего вала, вызывают тормозящий момент, действующий на вал, который и подавляет колебания.

В демпфере, показанном на рис. 1.22 [33], г гашение возникает при перетекании рабочей жидкости через небольшие отверстия при колебаниях относительно свободно установленного кожуха 2, который заполнен маслом.

Демпферы вязкого трения могут быть небольшого размера и легко устанавливаются на разное оборудование, но при подавлении моногармонических колебаний они показывают низкую эффективность.

Демпферы с сухим трением получили известность благодаря простой конструкции и низким затратам при обслуживании, а также относительно небольшим габаритам. Такие демпферы применяют для демпфирования как крутильных, так и продольных колебаний. Принцип работы такого поглотителя колебаний с одной степенью свободы, показан на рис. 1.23. [33], Диск с моментом инерции J_1 присоединен к установке посредством сухого трения, создающего при относительных колебаниях постоянный момент. При этом ограничивается относительное смещение объекта и демпфера

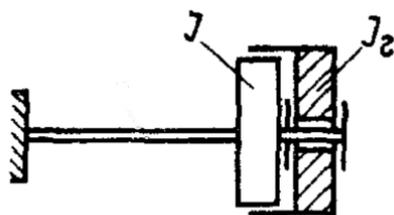


Рис. 1.23 Схема динамического гашения крутильных колебаний поглотителем с сухим трением

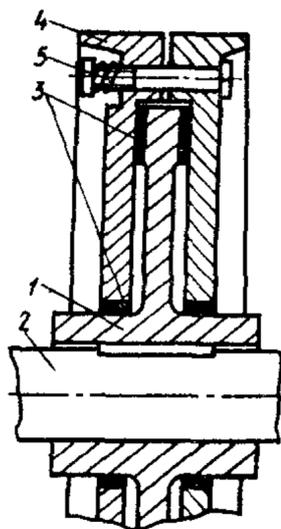


Рис. 1.24. Поглотитель колебаний с сухим трением

На рис. 1.24 [35] показана конструкция демпфера колебаний с сухим трением. Ступица 1 жестко установлена на вал 2 и приводит во вращение посредством фрикционных дисков 3 маховик 4, который свободно установлен на вал. Регулировка значения силы трения обеспечивается сжатием пружины 5. При колебаниях вала маховик и ступица проскальзывают, что приводит к поглощению энергии вследствие трения на фрикционных поверхностях.

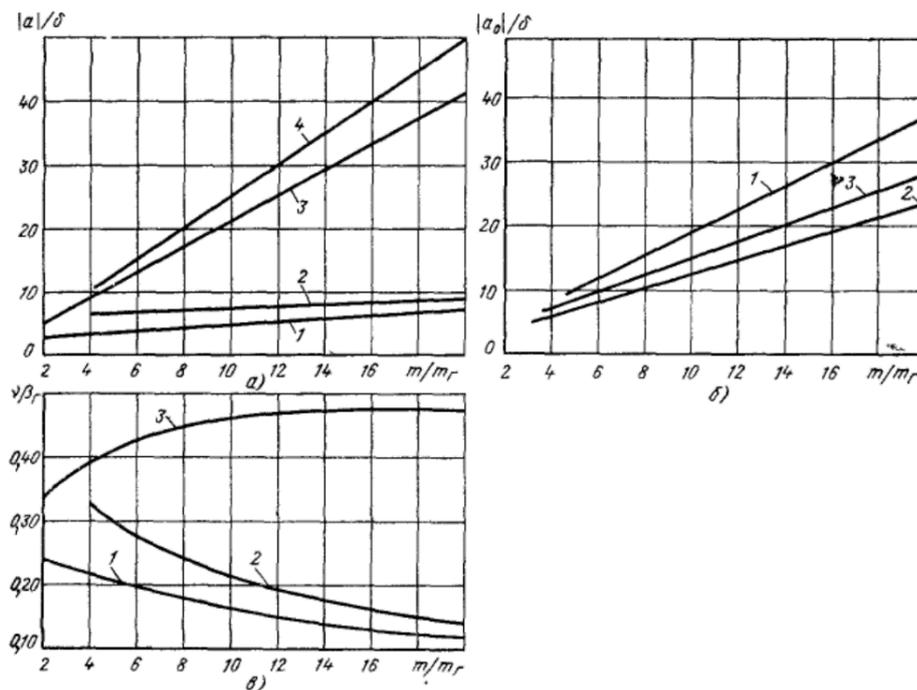


Рис. 1.25. Сравнение различных видов динамических гасителей, использующих эффект диссипации энергии:

а — амплитуда колебаний объекта; б — относительная амплитуда колебаний объекта и гасителя; в — показатель затухания: 1 — оптимальная настройка парциальной частоты упругих колебаний гасителя, 2 — настройка парциальной частоты упругих колебаний гасителя на резонансную частоту демпфируемого объекта; 3 — оптимальная настройка поглотителя с вязким трением; 4 — оптимальная настройка поглотителя с сухим трением

На рис. 1.25 [35] показаны сравнительные характеристики рассмотренных демпферов, рассеивающих энергию, которые соответствуют настройке частоты упругих колебаний гасителя с трением. А также настройка такой частоты на резонансную амплитуду демпфируемой системы

и оптимальной настройке демпферов с вязким и сухим трением. Демпферы динамические, с трением оказываются более эффективными, чем поглотители колебаний, однако надежность и простая конструкция поглотителей колебаний зачастую заставляет сделать выбор в их пользу.

Демпферы сухого трения могут использоваться для управления резонансными колебаниями, но встает вопрос надежности подобных гасителей. Момент трения, основная характеристика при демпфировании колебаний, может резко изменяться. Это происходит из-за износа трущихся поверхностей, а также их загрязнения. Вследствие чего могут даже возникнуть перекосы и заедания дисков.

Рассмотренные виды вибрационных строительных машин и способы демпфирования колебаний показали, что большое количество вибрационных машин подвержены действию резонансных колебаний. Больше половины всех вибрационных машин, находящихся в эксплуатации, работают в зарезонансном режиме, а значит подвержены явлению резонанса. К сожалению, не так много существуют методов демпфирования именно резонансных колебаний, которые были бы универсальны. В одном случае, такие методы не эффективны и очень быстро выходят из строя, в другом случае такие методы чрезмерно дороги и не являются экономически эффективными. Из всех методов наиболее работоспособными показали себя гасители вязкого трения, а именно амортизаторы. Такие автомобильные амортизаторы просты в установке, компактны, а также обладают широкими возможностями в модернизации. Небольшие изменения в конструкции позволят достичь необходимого результата – управления резонансными колебаниями.

Поэтому в качестве основного оборудования, которое демпфирует резонансные колебания, выбран амортизатор. Но стандартный автомобильный амортизатор гасит не только резонансную частоту, но и рабочие колебания, тем самым остановит вибрационную машину при ее запуске.

Разрабатываемый же новый гаситель колебаний должен учитывать особенности большого спектра вибрационных машин. Такой амортизатор не только не должен демпфировать рабочие колебания, он еще должен иметь высокую степень адаптации - возможности установки его на любые вибрационные машины и изменения его габаритов, согласно характеристикам вибрационной строительной машины.

1.5. Анализ теоретических исследований в области разработки и использования амортизаторов автомобильного типа.

Существуют различные способы управления колебаниями с помощью амортизаторов. Один из самых распространённых и наиболее используемый – это установка таких амортизаторов на автомобили, для демпфирования колебаний, возникающих в процессе езды.

Недостатками автомобильных амортизаторов, с точки зрения удовлетворения представленным выше требованиям, является высокий коэффициент сопротивления вследствие сильного трения поршня о стенки цилиндра и высокого гидравлического сопротивления клапанов. А также невысокий ресурс, рассчитанный примерно на 10 млн. колебаний (из расчета частоты колебаний 1..3 Гц)

Основные виды амортизаторов, которые сейчас используются, это однотрубный и двухтрубный гидравлические амортизаторы. Различаются такие амортизаторы, как по строению, так и по характеристикам.

Двухтрубный гидравлический амортизатор является самым дешевым и простым. Однако такие амортизаторы весьма нестабильны в виду своего нагревания. Схема амортизатора показан на рис. 1.26

Рабочий цилиндр (E) амортизатора находится в корпусе (B), который служит также и резервуаром. Резервуар наполнен определенным количеством гидравлической жидкости. Поршень (D) соединен со штоком (A) и установлен в рабочем цилиндре. Принцип работы такого амортизатора заключается в следующем. Во время сжатия, поршень со штоком движется вниз и вытесняет жидкость через клапан прямого хода (F). Гидравлическая жидкость из рабочего цилиндра попадает в компенсационную полость (C). При этом воздух, который находится в нижней части резервуара, сжимается. Работая на отбой, поршень движется в обратном направлении и через клапан

обратного хода перепускает гидравлическую жидкость из корпуса в рабочий цилиндр.

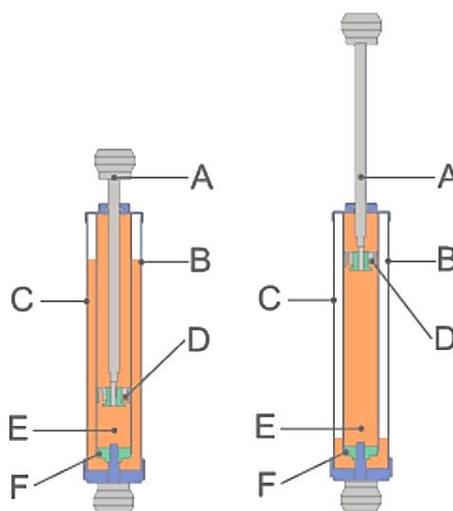


Рис. 1.26 Принципиальная схема двухтрубного гидравлического амортизатора

У двухтрубного гидравлического амортизатора имеется ряд недостатков. Главным из них является нагрев. Из закона сохранения энергии известно, что энергия не может возникнуть из ничего и не может исчезнуть в никуда, она может только переходить из одной формы в другую. Так и в амортизаторе – компенсированные колебания пружины превращаются в тепловую энергию и масло нагревается.

Из-за специфичной конструкции двухтрубного амортизатора и весьма малого объема, масло быстро нагревается, но медленно охлаждается. Эта проблема ведет к вспениванию масла – этот процесс называется кавитацией. В виду того, что пузырьки воздуха сжимаемы, в отличие от гидравлической жидкости, поэтому даже незначительное перемещение штока поршня, при возникновении каждого колебания, просто сжимает эти пузырьки до того, как масло перетечет через систему клапанов. Это вызывает задержку при управлении демпфированием и ведет к уменьшению эффективности работы амортизатора.

Другой вид амортизаторов - однотрубный гидравлический, рис. 1.27, часто еще называют газовый амортизатор или газо-масляный. В амортизаторе подобного типа ключевую роль играет не только гидравлическая жидкость, которой заполнен амортизатор, но и газ, помещенный в отдельную полость.

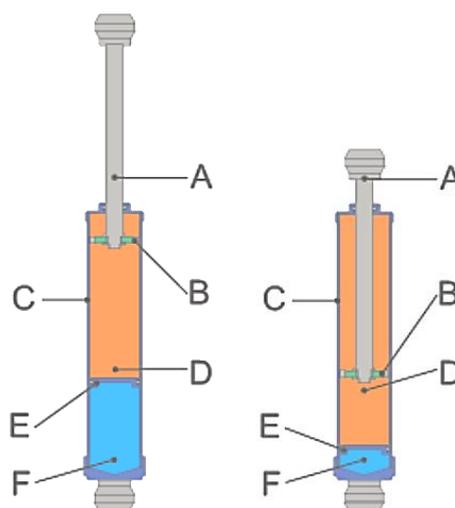


Рис. 1.27 Принципиальная схема однотрубного гидравлического амортизатора

В амортизаторе такого типа полностью отсутствует рабочая камера. Сам корпус (C) амортизатора выполняет эту роль. Однотрубный амортизатор разделен на две полости – газовую (F) и гидравлическую (D), посредством плавающего поршня (E). Одна часть заполнена гидравлической жидкостью, другая газом под определенным давлением. В качестве газа обычно используется азот под высоким давлением, порядка 20 атмосфер. Такое высокое давление внутри газовой камеры предотвращает кавитацию, предотвращая прохождение воздуха через клапаны, при интенсивных скоростях движения. Внутри масляной полости перемещается шток с поршнем, на котором смонтированы клапаны, определяющие усилия, как отбоя, так и сжатия. Изменение объема вдвигаемого штока осуществляется за счет перемещения поршня, разделяющего газовую и масляную полости

амортизатора. Однотрубная конструкция позволила значительно увеличить объем масла и газа, не меняя при этом размеров самого амортизатора.

Данный тип амортизаторов имеет некоторые недостатки. Жесткость амортизатора изменяется в зависимости от нагрева газа – чем горячее газ, тем жестче подвеска. Но главным недостатком является то, что при повреждении корпуса амортизатора, поршень заклинит внутри и амортизатор мгновенно придет в негодность.

Такие виды амортизаторов не могут справиться с высокочастотными колебаниями, совершаемыми вибрационными машинами. Отсюда видно, что автомобильный амортизатор не рассчитан для управления резонансными колебаниями. Но взяв его за основу и модернизировав, можно получить новый вид демпфера с требуемыми характеристиками гашения колебаний.

Методы управления колебательными процессами рассмотрены в работах многих отечественных и иностранных ученых: Баумана В. А., Блехмана И.И., Быховского И. И., Генкина М.Д., Елезова В.Г., Кузьмичева В.А., Фридмана Э.Л., Челомея В.Н., Яблонского В.В., John C. Dixon, Hrovat, D., Hubbard, M., Randall S.E., Hoisted DM., Taytor D.L. и других.

Челомей В.Н. [37] отмечает, что резонанс, возникающий при определенной пульсации параметров системы, при приведенном моменте инерции или приведенной жесткости, в ряде случаев может служить не только источником нарушений нормального функционирования механизмов, но и приводить к серьезным авариям, угрожающим безопасности обслуживающего персонала. Для многих цикловых механизмов динамические нагрузки и кинематические характеристики, оказываются недопустимо большими еще на достаточно большом удалении от основных зон резонанса.

Существует несколько видов амортизаторов, разработанных для управления колебаниями. Одним из таких является амортизатор для гашения колебаний, рис. 1.28

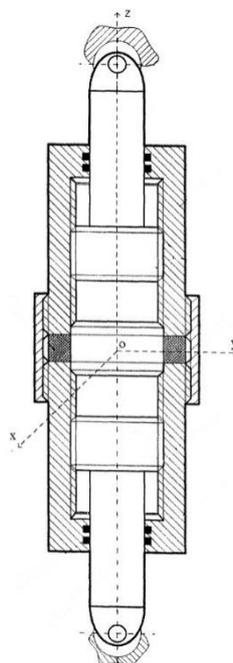


Рис. 1.28 Амортизатор для гашения колебаний

В амортизаторе для гашения колебаний, зеркально расположены две части, относительно срединной поперечной плоскости симметрии и содержатся два штока, образующих с опорными поверхностями конструкции транспортного средства цилиндрические кинематические пары. Взаимодействующие, с помощью винтовых кинематических пар правой и левой резьбы, с охватывающими их двумя цилиндрическими стаканами, соединенными втулочной цилиндрической муфтой. Эта муфта составляет с боковыми поверхностями стаканов жесткое самотормозящее винтовое соединение правой и левой резьбы, тем самым образуя корпус амортизатора. Камеры внутренней полости корпуса заполнены гидравлической смесью и связаны между собой дроссельными каналами, расположенными вдоль винтовых линий кинематических пар, а их стенками служат поверхности

участков профилей резьбы. ограниченные наружными и внутренними диаметрами сопряженных профилей. [100]

Одним из интересных решений, для управления колебаниями, является амортизатор с полостью в штоке, рис. 1.29. Такой однострубный амортизатор содержит корпус 1, трубчатый полый шток 3 с неподвижно установленным рабочим поршнем 5, разделяющим гидравлическую полость Б на две части. Полость А штока соединена отверстиями 7 с гидравлической полостью. В полости штока размещены упругие полые шарики 6 из эластичного синтетического материала. В хвостовике штока установлен винт 4, подпирающий шарики, для исключения кавитации при высоких скоростях рабочего поршня. Техническая задача решается тем, что в однострубном амортизаторе, содержащем корпус, трубчатый полый шток с неподвижно установленным рабочим поршнем, разделяющим гидравлическую полость на две части, полость штока соединена отверстиями с гидравлической полостью, при этом в полости штока размещены упругие полые шарики из эластичного синтетического материала, а в хвостовике штока установлен винт, подпирающий шарики, для исключения кавитации при высоких скоростях рабочего поршня. [101] При уменьшении кавитации повышается контроль, при управлении колебаниями, что способствует более эффективному демпфированию нежелательных колебаний.

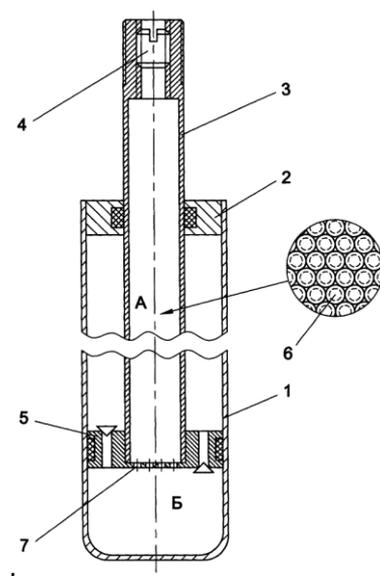


Рис. 1.29 Однотрубный амортизатор с полостью в штоке

1 – корпус, 2 – направляющая втулка, 3 – шток, 4 – винт, 5 – рабочий поршень, 6 – полка конструкция, состоящая из шариков

Амортизаторы являют собой уникальную конструкцию, которая позволяет изменять и модернизировать ее в самых различных областях. Применение таких амортизаторов, в качестве устройств для управления колебаниями, возможно на автомобилях, мотоциклах, сидениях грузовых машин, шасси летной техники и даже в велосипедах. Однако использование их в качестве демпферов резонансных колебаний, в вибрационных транспортно-технологических машинах, можно увидеть крайне редко. Таким образом, амортизатор, в плане проектирования, “гибкое” устройство, которое позволяет настроить его под параметры технического устройства, на которое он установлен. Кроме своих небольших размеров, высокой доступности, возможности его модернизации и вариативности, делает его идеальным устройством для использования в качестве основного устройства, для демпфирования резонансных колебаний

1.6 Анализ параметров и работы вибрационных ТТМ.

Повышенные динамические характеристики возникают в целом ряде вибрационных транспортно-технологических машин. Для разработки средств и методов управления колебаниями, необходимо в начале рассмотреть амплитудно-частотные характеристики и систематизировать конструктивные параметры вибрационных машин, подверженных данной проблеме.

Амплитуды колебаний при прохождении зоны резонанса могут во много раз превосходить амплитуды в рабочем режиме; соответственно возрастают и силы, воспринимаемые виброизоляторами и передающиеся через виброизоляторы на несущие конструкции. [37, 48]

В многомассных вибрационных машинах с дебалансными вибровозбудителями присутствуют частоты свободных колебаний, которые отличаются от частоты колебаний на виброизоляции. Рост амплитуды колебания, при прохождении через зону резонансных колебаний, приводит к опасному росту напряжений в деталях. Таким образом, оценка амплитуд колебаний при прохождении через резонанс является обязательной при расчете и проектировании вибрационных машин с дебалансными вибровозбудителями.

Во многих работах отмечалось, что задача прохождения через зону резонанса рассматривается в предположении, что скорость вращения валов дебалансов, в процессе пуска или остановки машины изменяется по линейному закону. [33, 48]

При прохождении через зону резонанса, соответствующей одной из собственных частот λ_p , колебания системы близки к собственной форме колебаний, отвечающей этой частоте. Такое предположение делают при анализе стационарных вынужденных колебаний. Этот анализ закреплен не только теоретическими исследованиями, но и доказан экспериментальными

данными. Можно представить обобщенные координаты колебательной системы, при прохождении через зону резонанса на одной из собственных частот системы λ_v , в форме частного решения уравнений малых колебаний системы, соответствующего той же частоте λ_v . [31]

$$q_j^{(v)} = A_v \Delta_j(\lambda_v^2) \sin(\lambda_v t + \alpha_v) \quad (1.1)$$

где A_v и α_v - постоянные; $\Delta_j(\lambda_v^2)$ - алгебраическое уравнение частоты свободных колебаний системы - $\Delta(\lambda_v^2) = |c_{ik} - \lambda^2 a_{ik}| = 0$; ($i, k = 1 \dots n$)

Быховский И.И. [22] отмечает, что под действием внешнего колебательного вынуждающего воздействия линейная система совершает вынужденные колебания. Вынужденная вибрация может поддерживаться силовом или кинематическим возбуждением. При силовом возбуждении вынужденное движение вызывается приложенными к системе не зависящими от ее состояния внешними силами или моментами, а при кинематическом возбуждении вынужденное движение вызывается задаваемыми извне (не зависящими от состояния системы) движениями некоторых ее точек.

$$x_{a \text{ рез}} = \frac{F_a}{2mh \sqrt{\omega_0^2 - h^2}} \quad (1.2)$$

$$\omega_{\text{рез}} = \sqrt{\omega_0^2 - 2h^2} \quad (1.3)$$

Режим вынужденных колебаний системы, соответствующий максимуму амплитудно-частотной характеристики, что является резонансом, а величина $x_{a \text{ рез}}$ - резонансная амплитуда перемещения; $\omega_{\text{рез}}$ —резонансной частотой перемещения и сами колебания называют резонансными.

Выражение резонансной частоты показывает, что резонанс достигается лишь при условии $h < \omega_0/\sqrt{2}$, а из предыдущего выражения следует, что резонансная амплитуда перемещения убывает с ростом коэффициента демпфирования h .

Блехман И.И. [20, 21] выделяет, что наиболее интересные закономерности обнаруживаются при взаимодействии возбудителя с колебательной системой вблизи области резонанса, когда угловая скорость синхронного вращения близка к одной из частот собственных колебаний системы. Одно из наиболее ярких явлений, характерных для рассматриваемых систем в случае, когда вибратор приводится от двигателя асинхронного типа, состоит в стабилизации частоты колебаний вблизи собственных частот колебательной части системы и последующем резком срыве колебаний с переходом на послерезонансный режим. Другой особенностью, которая обнаруживается при анализе взаимодействия вибратора с колебательной системой, является то, что ветви пиков резонансных кривых линейной колебательной системы оказываются нереализуемы вследствие неустойчивости послерезонансных режимов. В случае синхронного двигателя при плавном изменении синхронной угловой скорости или частоты собственных колебаний системы нереализуемыми оказываются все верхние части резонансных пиков.

Анализ описанных явлений может быть выполнен на основе уравнения

$$L^{(m)}(a, \sigma\omega) = R^o(\omega) + W(\omega) \quad (1.4)$$

где $W(\omega)$ — вибрационный момент, представляющий дополнительную внешнюю нагрузку на двигатель вибратора. Функция $W(\omega)$ имеет ярко выраженные экстремумы вблизи собственных частот колебательной части системы.

Для снижения уровня колебаний в вибрационных строительных машинах во время прохождения через зону резонанса, на этапе проектирования вибрационных машин, используют ряд способов борьбы с ними. Например, использование вибровозбудителей с автоматическим статическим моментом дебалансов. Также используют с настраиваемым

вручную статическим моментом. В этом случае, при прохождении через зону резонансных колебаний статический момент уменьшается. Имеют место электрические или механические торможения валов и форсированного пуска при разгоне. Используют виброизолирующие элементы или специально разработанные упоры, которые позволяют контролировать жесткость упругих элементов конструкции.

1.7 Выводы и задачи исследований

Вывод по главе

Проведен анализ конструкций вибрационных строительных машин. Рассмотрены виды вибрационных машин и их технические характеристики. Выявлены недостатки в конструкции ВСМ, обозначены резонансные колебания и описаны негативные последствия продолжительной работы ВСМ под влиянием резонанса колебаний. Резонансные колебания влияют на долговечность и надежность вибрационной машины. Известно, что влияние резонансных колебаний снижает ресурс машины до 10%.

Проведён анализ методов управления колебаниями. Рассмотрены виды демпфирования резонансных колебаний. Установлено, что наиболее эффективно использование автомобильного амортизатора. Типовые автомобильные амортизаторы демпфируют не только резонансные колебания, но и рабочие колебания. Поэтому такой амортизатор необходимо модернизировать. Модернизовав амортизатор, возможно получить требуемые характеристики для демпфирования колебаний.

Рассмотрены теоретические исследования, связанные с управлением колебаний. Проанализированы конструкции демпферов колебаний, выявлены их преимущества и недостатки. Используются исследования амортизаторов в качестве демпферов колебаний и проведен их анализ.

Для создания способа демпфирования резонансных колебаний, необходимо решить сформулированные из выводов задачи исследования:

- 1) Провести анализ существующих методов и средств демпфирования, для формулирования решения проблемы резонансных колебаний;
- 2) Установить конструктивные параметры вибрационных транспортно-технологических машин (ТТМ), с целью подбора характеристик демпфера для управления колебательным процессом;
- 3) Разработать конструкцию и теоретически исследовать процесс демпфирования колебаний посредством разработанного амортизатора;
- 4) Установить характеристики разработанного амортизатора, с целью его применения в ряде возможных вибрационных ТТМ;
- 5) Экспериментально исследовать характеристики разработанного амортизатора, с целью установления достоверности полученных теоретических зависимостей;
- 6) Провести экспериментальные исследования демпфирования резонансных колебаний на лабораторной установке, с использованием разработанных амортизаторов;
- 7) Оценить технико-экономическую эффективность от внедрения результатов исследования.
- 8) Предложить инженерную методику расчета конструктивных параметров демпфирования, обеспечивающую подбор оптимальных параметров разработанного амортизатора при известных характеристиках вибрационной машины; разработать методику, как совокупность решений, перечисленных выше частных задач, связанных общей целью.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ С ПОМОЩЬЮ АМОРТИЗАТОРОВ. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗАТОРА.

2.1. Исследование параметров колебательного процесса ВСМ с позиции управления колебаниями

Согласно задаче демпфирования резонансных колебаний, в вибрационной строительной машине, описанной в главе 1, необходимо вначале рассмотреть работу вибрационной установки без установки демпфирующего устройства, позволяющего гасить резонансные колебания. Это нужно для того, чтобы понять работу машины и рассмотреть резонансные колебания в более полном виде, влияющие на надежность и долговечность установки. [52,77,88]

Виброконвейер имеет желоб 1 по которому перемещается материал посредством направленных колебаний, создаваемых вибратором 2. Виброконвейер установлен на основании 5 посредством пружин 3 и четырех амортизаторов 4.

Внешняя сила, создаваемая вибратором вибрационной установки, изменяется со временем, по закону, описывающему гармонические колебания [31]

$$F_{\text{вн}} = F(t) = F_0 \cos(\Omega t), \quad (2.1)$$

где F_0 – амплитудное значение возмущающей силы вибратора, Н; Ω – угловая частота колебаний вибратора, с^{-1} ; t – текущее время, с.

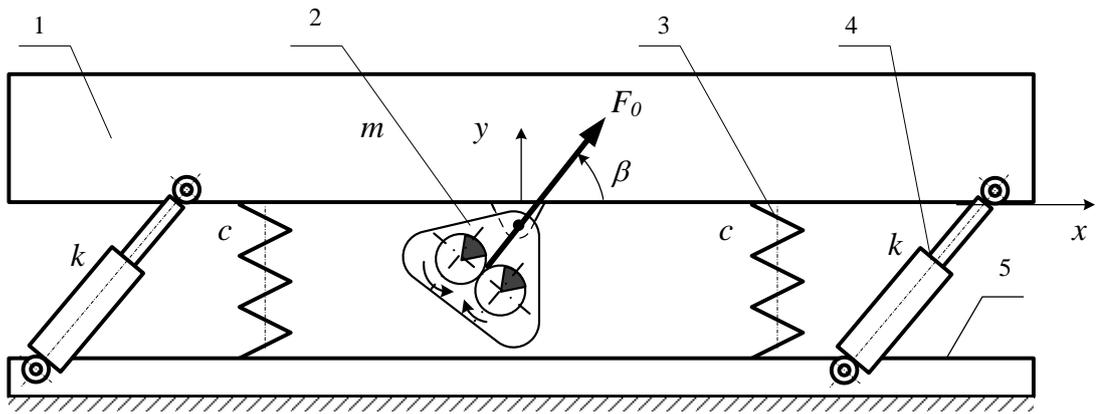


Рис. 2.1. Расчетная схема виброконвейера:

1 - корпус конвейера; 2 – вибратор направленных колебаний; 3 – пружины; 4 – амортизаторы; 5 – основание; m – масса конвейера с материалом; β – угол наклона возмущающей силы к оси конвейера

Возвращающая сила пружины, которая возникает в результате деформации тела, в частности пружины, направленная в сторону, противоположную движению, и пропорциональная удлинению пружины, представлена в виде:

$$F_{\text{упр}} = -cl, \quad (2.2)$$

где c – коэффициент жесткости пружины, Н/м; l – удлинение пружины при деформации, м.

Сила сопротивления со стороны амортизатора, зависит не только от коэффициента сопротивления самого амортизатора, но и от скорости перемещения поршня: [48]

$$F_{\text{сопр}} = -kv, \quad (2.3)$$

где k – коэффициент сопротивления амортизатора, Нс/м; v – скорость перемещения поршня амортизатора, м/с.

Описывая работу вибрационного конвейера, необходимо взять за основу второй закон Ньютона. Подставляя формулы силы сопротивления, возвращающей силы пружины и внешнюю силу, создаваемую вибратором вибрационной установки [7, 64], во второй закон Ньютона, запишем его в следующем виде:

$$ma = -cl - kv + F(t). \quad (2.4)$$

Это выражение для расчета, так называемых, малых вынужденных колебаний, т.е. колебаний, совершаемых под воздействием небольшой амплитуды, в форме дифференциального уравнения движения виброконвейера примет вид:

$$m\ddot{y} + 2cy + 2k\dot{y} = F(t), \quad (2.5)$$

где

y – величина перемещения в направлении оси ординат, м

m – масса движущихся частей конвейера, кг

c – коэффициент жесткости пружины, Н/м

k – коэффициент сопротивления амортизатора, Нс/м

Для упрощения математической модели работы вибрационного конвейера углы наклона возмущающей силы осей амортизаторов выбраны одинаковыми, поэтому в формуле их тригонометрические функции сокращены. Для дальнейшего расчета представим уравнение (2.4) в виде:

$$\ddot{y} + \omega_0^2 y + h\dot{y} = \frac{F(t)}{m}, \quad (2.6)$$

Коэффициент демпфирования амортизатора, который также известен как коэффициент затухания колебаний, описывается формулой:

$$h = \frac{k}{2m}, \quad (2.7)$$

где:

k – коэффициент сопротивления амортизатора, Нс/м

m – масса движущихся частей конвейера, кг

Собственная частота колебаний конвейера прямо пропорционально зависит от жесткости пружины и определяется по формуле[25]:

$$\omega_0 = \left(\frac{2c}{m} \right)^{1/2} \quad (2.8)$$

c – коэффициент жесткости пружины, Н/м

m – масса движущихся частей конвейера, кг

Очевидно, что при $\omega_0 = \Omega$, т.е. когда угловая частота колебаний вибратора и собственная частота колебаний конвейера совпадают, возникают резонансные колебания.

В таком случае, в колебательной системе вибрационного конвейера одновременно происходят два процесса[21,58]:

1. Затухающие колебания $y_1(t)$;
2. Незатухающие вынужденные колебания $y_2(t)$ с частотой вынуждающей силы.

Решение дифференциального уравнения (2.5) вынужденных колебаний представим в виде суммы двух решений:

$$y(t) = y_1(t) + y_2(t). \quad (2.9)$$

В начале находится общее решение однородного уравнения затухающих колебаний, которое представлено в следующем виде[65]:

$$y_1(t) = A_0 \cdot e^{-ht} \cdot \cos(\omega t + \phi_1), \quad (2.10)$$

где A_0 – амплитуда колебаний при $t = 0$; $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ – циклическая частота затухающих колебаний; ϕ_1 – начальная фаза колебаний.

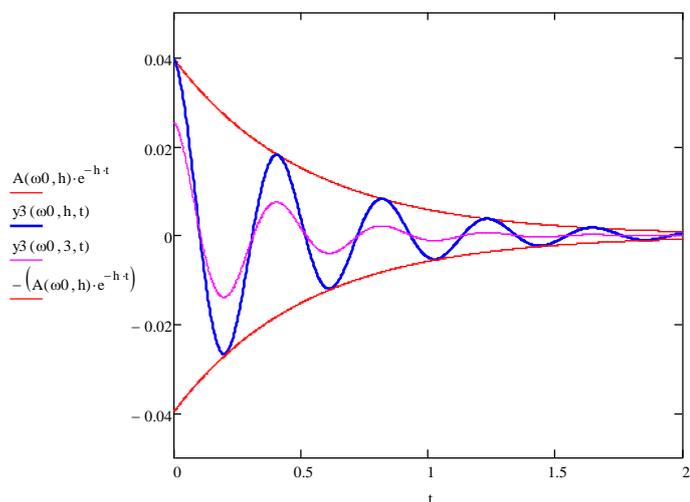


Рис. 2.2. Диаграмма затухающих колебаний
 t – время, сек; y – амплитуда, м.

На рис. 2.2 показана диаграмма затухающих колебаний (амплитуда от времени), где A и $-A$ границы, показывающие максимальные и минимальные значения амплитуды затухающих колебаний. Функции y_3 показывают затухающие колебания при различных значениях коэффициента демпфирования амортизатора. Из диаграммы явно видно, как влияет коэффициент демпфирования амортизатора h на колебания - амплитуда резко сократилась на 0,02 м.

Далее рассмотрим частное решение неоднородного уравнения коэффициента демпфирования амортизатора:

$$y_2(t) = A \cos(\Omega t + \phi_2), \quad (2.11)$$

где

$$A = \frac{F_0}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}} \text{ и } \operatorname{tg} \phi_2 = -\left(\frac{2h\Omega}{\omega_0^2 - \Omega^2} \right), \text{ при } \Omega < \omega_0, \quad (2.12)$$

$$A = \frac{F_0}{m \sqrt{(\Omega^2 - \omega_0^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}} \text{ и } \operatorname{tg} \phi_2 = -\left(\frac{2h\Omega}{\Omega^2 - \omega_0^2} \right), \text{ при } \Omega > \omega_0. \quad (2.13)$$

На основе полученных уравнений построим диаграммы установившихся вынужденных колебаний (рис. 2.3) и установившихся колебаний (рис 2.4) вибрационного конвейера.

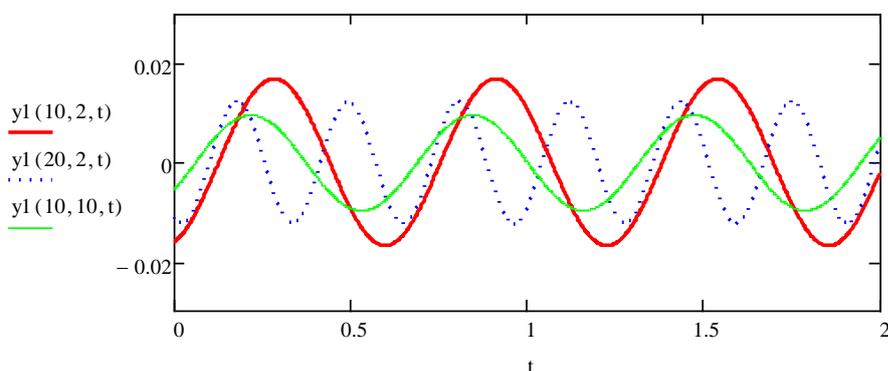


Рис. 2.3. Диаграмма установившихся вынужденных колебаний
 t – время, сек; y – амплитуда, м.

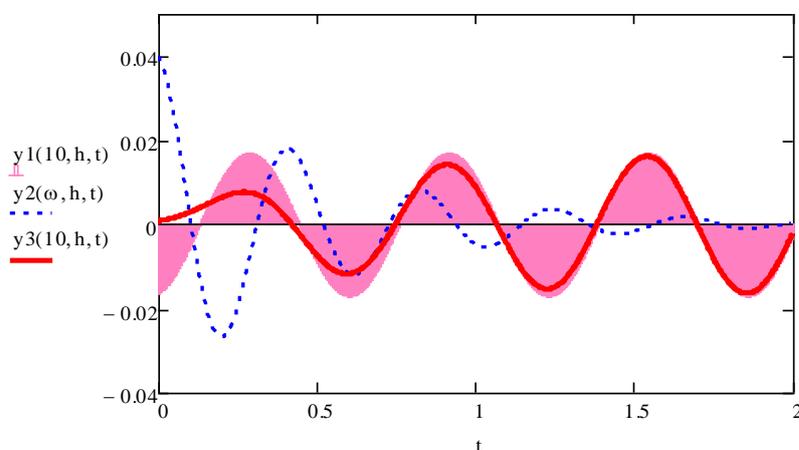


Рис. 2.4. Диаграмма процесса установления колебаний
 t – время, сек; y – амплитуда, м.

На диаграммах (рис. 2.3 и 2.4) видно, что коэффициент демпфирования амортизатора не только снижает резонансные колебания, но и его влияние на установившиеся рабочие колебания также возможно, что совсем не подходит для решения поставленной задачи. Использование обычного динамического демпфера может помочь с решением проблемы резонанса, но в свою очередь снизит рабочую амплитуду. Для этого необходимо разработать такой динамический гаситель, который сможет решить проблему резонанса, практически не влияя на рабочую частоту вибрационного конвейера.

В начале рассматривается случай, когда $\Omega \ll \omega_0$, то амплитуда $A \approx A_{cm} = F_0/c$, т.е. статическая деформация системы под действием постоянной силы F_0 .

Если $\Omega \gg \omega_0$, то амплитуда A будет иметь форму $A = F_0/(m \Omega^2)$. Максимальное значение амплитуды A_{max} соответствует циклической частоте $\Omega_0 = \sqrt{\omega_0^2 - 2h^2}$, которая несколько меньше собственной циклической частоты колебаний системы $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$,

$$A_{max} = F_0/(2hm\omega) . \quad (2.14)$$

Из формулы (2.14) следует, что при $h \rightarrow 0$ $A_{max} \rightarrow \infty$. Однако такая экстраполяция неправильна, так как с возрастанием амплитуды, колебания перестают быть малыми и к ним неприменима описанная выше теория. Рис. 2.5 отображает амплитудно-частотные характеристики вибрационного конвейера, полученные расчетным путем. Увеличение коэффициента затухания h приводит к сглаживанию резонансных кривых $A(\Omega)$ и уменьшению A_{max} , т.е. к значительному ослаблению явления резонанса. При $h \geq \omega_0/\sqrt{2}$ резонанс полностью исчезает.

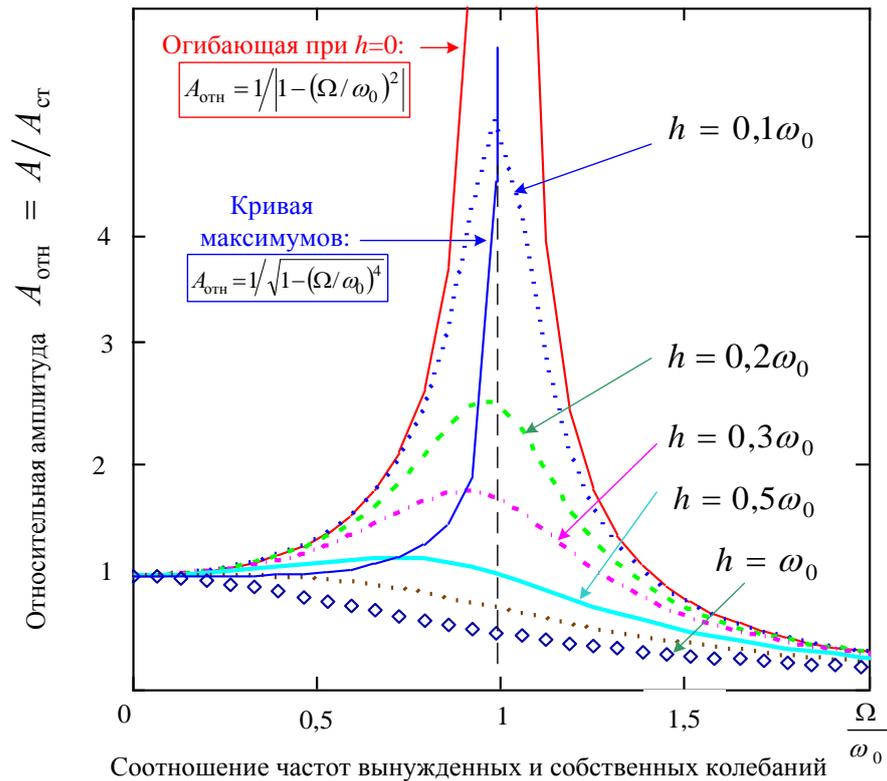


Рис. 2.5. Зависимость амплитуды колебаний от частоты вынуждающей силы

На примере схемы лабораторного виброконвейера (рис. 2.1) составлена математическая модель его колебаний: [28]

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} x(t) + \beta \cdot \frac{d}{dt} x(t) + C_0 x(t) = F \cdot \cos(\omega t) \quad (2.15)$$

где:

x – отклонение блока от исходного положения;

t – время;

m – масса;

d^2x/dt^2 – ускорение;

β – коэффициент трения (в амортизаторах);

dx/dt – скорость движения при колебаниях блока;

C_0 – суммарная жесткость опорных пружин;

F – возмущающая сила;

ω - угловая частота колебаний возмущающей силы.

Формула 2.16 описывает запуск и работу машины. Отдельной формулой описано торможение. Как видно, возмущающая сила равна 0, т.к. стенд прекратил работу:

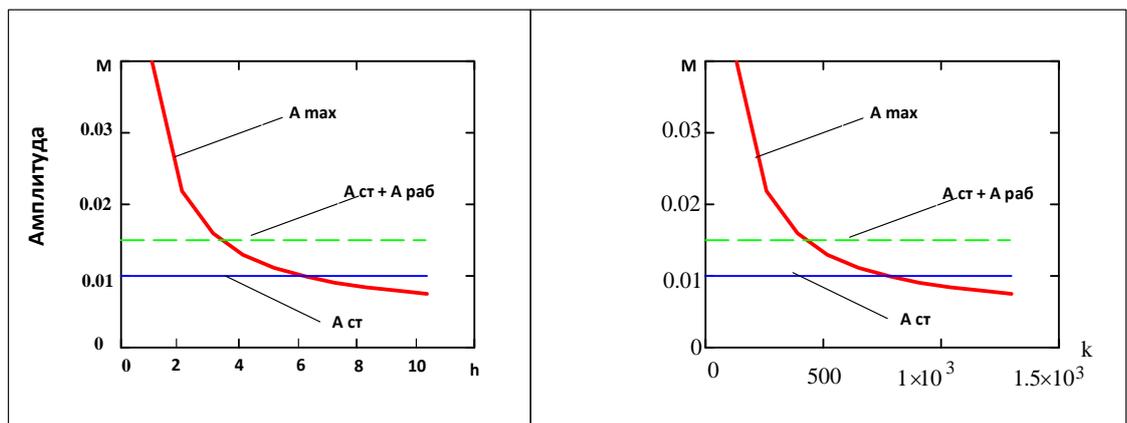
$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} x(t) + \beta \cdot \frac{d}{dt} x(t) + C_0 x(t) = 0 \quad (2.16)$$

Максимальное значение амплитуды A_{\max} соответствует циклической частоте $\Omega_0 = \sqrt{\omega_0^2 - 2h^2}$

$$A_{\max} = F_0 / (2hm\Omega_0) . \quad (2.17)$$

Когда циклическая частота много меньше собственной частоты колебаний конвейера, амплитуда равна статической деформации системы под действием постоянной силы. В случае, когда циклическая частота много больше собственной частоты колебаний конвейера, это означает, что амплитуда колебаний установилась т.е. получилась рабочая амплитуда вибрационного конвейера. [79] Увеличение коэффициента затухания h приводит к сглаживанию резонансных кривых $A(\Omega)$ и уменьшению A_{\max} , т. е. к значительному ослаблению явления резонанса. При $h \geq \omega_0 / \sqrt{2}$ резонанс полностью исчезает

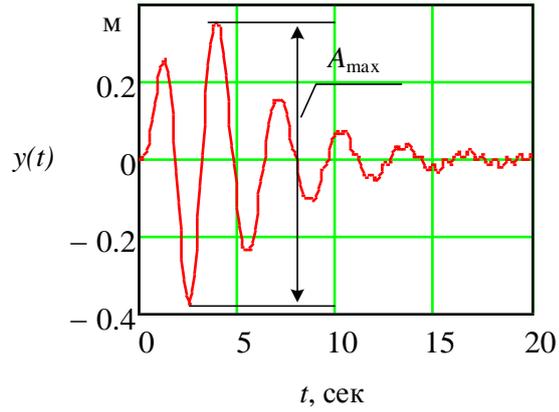
На основании расчета резонансной амплитуды получены диапазоны значений коэффициентов затухания h сопротивления и k амортизатора (рис. 2.6 и рис 2.7): В установившемся режиме при $A < 0,01$ м коэффициент сопротивления $k < 200$ Нс/м; в резонансном режиме $A_{\max} > 0,03$ м., $k > 300$ Нс/м.



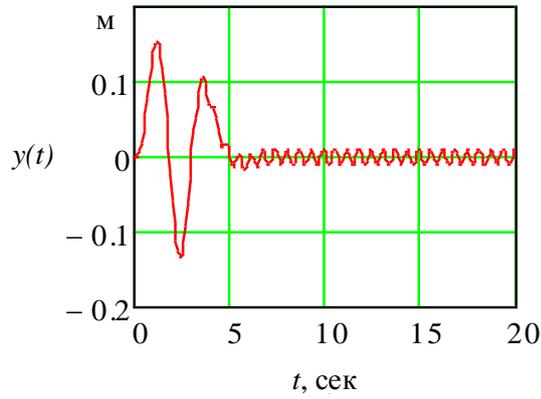
а

б

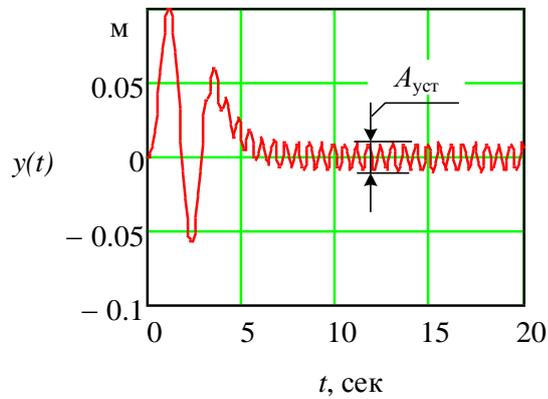
Рис. 2.6. Зависимость резонансной амплитуды колебаний конвейера от коэффициента демпфирования амортизатора (а) и коэффициента его сопротивления (б)



а



б



в

Рис. 2.7. Диаграмма колебаний при разгоне вибрационного конвейера, при коэффициентах сопротивления:

а) $k = 500$ Нс/м; б) $k = 800$ Нс/м; в) $k = 1200$ Нс/м; A_{\max} и $A_{\text{уст}}$ – резонансная и установившаяся (рабочая) частоты колебаний

Полученный анализ работы вибрационного конвейера позволил установить оптимальные диапазоны значений коэффициентов затухания и сопротивления амортизатора, показанных выше. На основании полученных данных, возможен дальнейший расчет и проектирование амортизатора для управления колебаниями.

2.2 Разработка конструкции амортизатора для управления колебаниями.

Автомобильные гидравлические амортизаторы имеют два участка характеристики. В случае зависимости сопротивления амортизатора от скорости перемещения штока рассматривают дроссельный и клапанный режимы работы [45]. Работа при дроссельном режиме происходит при малых скоростях движения штока, и характеристика работы амортизатора имеет более жесткий характер. С увеличением силы воздействия на шток, его скорость возрастает и открываются клапаны. [15] При клапанном режиме происходит смягчение характеристики, за счет открытия клапанов. [91]

Поэтому требуется изменение конструкции стандартного амортизатора. Данному условию удовлетворяет предлагаемая новая конструкция амортизатора (рис. 2.8). Разработанный амортизатор запатентован, как полезная модель под номером 170565 [96]. Также были разработаны и запатентованы другие виды амортизаторов, выполняющие схожие функции: патент №170737 [97], 183547 [98], 183775 [99]

Работа амортизатора осуществляется следующим образом. Амортизатор устанавливается между колеблющейся и базовой частями машины. В рабочем режиме вибрационной машины колебательное движение частей 2 и 3 гидравлического поршня происходит за пределами гидравлической втулки 4. В этом режиме сопротивление движению штока 2 обусловлено силами: трения штока в месте контакта с цилиндром 1; гидравлического трения подвижных частей внутри цилиндра; инерции

подвижных частей. Коэффициент сопротивления амортизатора в данном режиме минимальный.

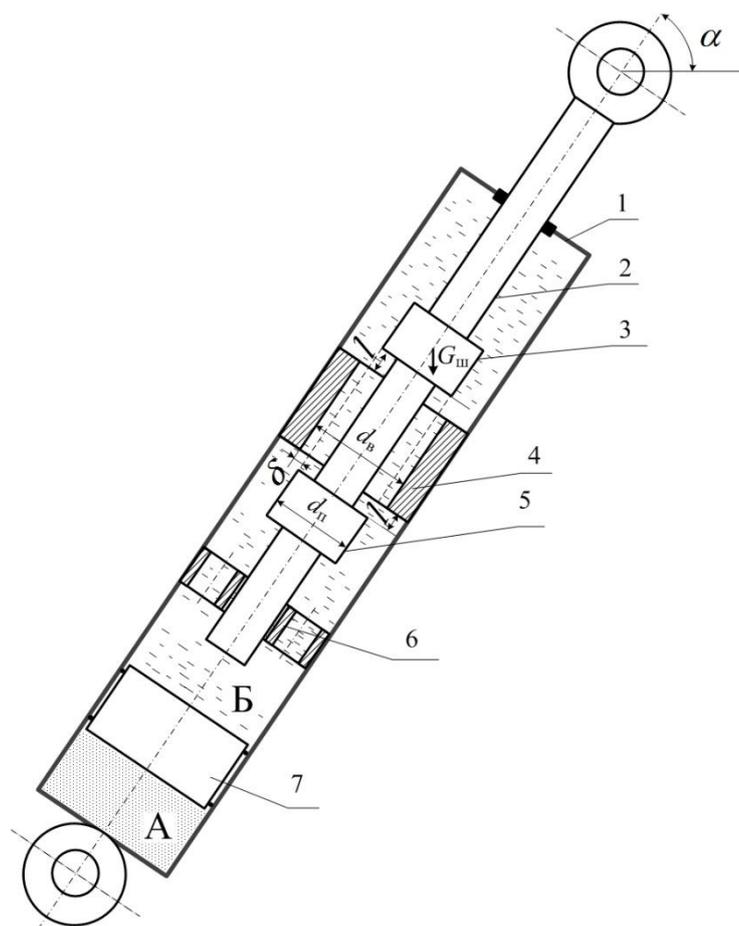


Рис 2.8. Принципиальная схема амортизатора для гашения резонансных колебаний:

1 – цилиндр; 2 – шток; 3, 5 – поршень; 4 – втулка; 6 – центрирующая втулка; 7 – газовый поршень; А – газовая зона; Б – жидкостная зона; $G_{ш}$ – сила тяжести штока с поршнем; $d_{п}$ – диаметр штока; $d_{ш}$ – диаметр штока; $d_{в}$ – диаметр втулки; δ – зазор между втулкой и штоком; l – расстояние от втулки до поршня; α – угол установки амортизатора

В моменты пуска и остановки вибрационной машины возникают резонансные колебания с амплитудой, превышающей в несколько раз рабочую амплитуду, что было бы при отсутствии амортизаторов. Но, как только амплитуда превысит более чем в два раза величину рабочей амплитуды, части гидравлического поршня войдут во внутрь гидравлической втулки 4, что вызовет проталкивание жидкости через зазоры между втулкой 4 и частями 3 и 5 поршня, сопровождающееся резким возрастанием гидравлического сопротивления. Пропорционально возрастет и коэффициент

сопротивления амортизатора. Амплитуда резонансных колебаний будет уменьшена.

Требуемый коэффициент сопротивления амортизатора устанавливается по величине разности внутреннего диаметра гидравлической втулки 4 и диаметра частей 3 и 5 поршня. Величина ограничения амплитуды устанавливается по разности между шириной втулки 4 и расстояния между частями 3 и 5 поршня. Большая величина зазора между центральным отверстием втулки 4 и штоком 2 исключает трение между ними.

Центрирующая втулка 6 служит для направления движения штока 2 строго по оси цилиндра 1. Перфорации (отверстия) во втулке 6 делают беспрепятственным движение жидкости в прилегающем к ней внутреннем пространстве цилиндра 1.

Пневматический поршень 7 компенсирует изменение внутреннего объема гидравлической полости Б при движении штока 2.

При амплитуде колебаний меньшей l происходит перетекание жидкости через зазор между втулкой и штоком, формула 2.18, а при большей l – через зазор между втулкой и поршнем, значительно меньший первого, формула 2.19. Поэтому сопротивление перетеканию жидкости во втором случае будет больше, значит будет больше и коэффициент сопротивления амортизатора[60].

$$\delta_{\text{шш}} = (d_{\text{с}} - d_{\text{ш}}) / 2 \quad (2.18)$$

$$\delta_{\text{шп}} = (d_{\text{с}} - d_{\text{п}}) / 2 \quad (2.19)$$

Площадь штока, поршня и цилиндра:

$$F_{\text{ш}} = \pi \frac{d_{\text{ш}}^2}{4}, \quad F_{\text{п}} = \pi \frac{d_{\text{п}}^2}{4}, \quad F_{\text{ц}} = \pi \frac{d_{\text{ц}}^2}{4}, \quad (2.20)$$

Расчет амортизатора включает построение характеристики амортизатора, определение его конструктивных размеров.

Характеристика амортизатора выражает зависимость силы сопротивления от скорости поршня v :

$$P_a = k_n v^n \quad (2.21)$$

где k_n – коэффициент сопротивления амортизатора; n – показатель степени (в зависимости от значения n различают линейную ($n=1$), прогрессивную ($n>1$) и регрессивную ($n<1$) характеристики).

Составлена математическая модель работы амортизатора. При работе амортизатора чередуются процессы сжатия и отбоя. При сжатии амортизатора энергия внешних сил расходуется на сжатие газа P_z , проталкивание жидкости $P_{ж1}$ через кольцевой зазор между втулкой и штоком с поршнем, на преодоление сил трения P_m в уплотнителях и силы инерции P_u движущегося штока с поршнем:

$$P_{ac} = P_z + P_{ж1} + P_m + P_u - G_{ш} \cos \alpha . \quad (2.22)$$

При ходе отбоя усилие в амортизаторе описывается уравнением

$$P_{ac} = -P_z + P_{ж2} + P_m + P_u + G_{ш} \cos \alpha \quad (2.23)$$

где, $G_{ш}$ – вес штока с поршнем.

Изменение силы сжатия газа P_z происходит согласно политропному закону:

$$P_z = p_0 F_{ц} (V_0/V)^k, \quad (2.24)$$

где, p_0 – начальное зарядное давление в воздушной камере А амортизатора; $F_{ц}$ – площадь цилиндра; V_0, V – начальный и текущий объемы газовой камеры; k – показатель политропы (1, 1,1÷1,2).

Начальный объем газовой камеры;

$$V_0 = \pi \frac{d_y^2}{4} l_0 \quad (2.25)$$

где A_y амплитуда установившихся колебаний.

$$\text{Объем на ходе сжатия: } V_{сж} = \pi \frac{d_y^2}{4} (l_0 - A_y) \quad (2.26)$$

$$\text{Объем на ходе отбоя: } V_{OT} = \pi \frac{d_y^2}{4} (l_0 + A_y) \quad (2.27)$$

Изменение силы сжатия газа P_z происходит, согласно политропному закону:

$$P_{zCЖ} = p_0 F_u \left(\frac{V_o}{V_{cж}} \right)^\kappa \quad (2.28)$$

$$P_{zOT} = p_0 F_u \left(\frac{V_o}{V_{от}} \right)^\kappa \quad (2.29)$$

Чтобы при динамическом обжатии избежать чрезмерно больших усилия P_z и давлений в камере, относительное обжатие V_0/V не должно превышать 5. [42]

Из гидравлических расчетов [44, 95, 102, 104] известно, что величина сопротивления перемещению поршня во втулке определяется гидравлическим сопротивлением перетекания жидкости через кольцевой зазор:

а) при амплитуде колебаний, *меньшей* расстояния l

$$P_{ж1} = \frac{\rho_{ж} v_n^2 F_n^2}{2g\mu^2 S_{ув}^2}, \quad (2.30)$$

б) при амплитуде колебаний, *большей* расстояния l

$$P_{ж2} = \frac{\rho_{ж} v_n^2 F_n^2}{2g\mu^2 S_{нв}^2}, \quad (2.31)$$

где: $\rho_{ж}$ - плотность жидкости; v_n – скорость движения поршня; F_n – эффективная площадь поршня; $S_{ув}$ и $S_{нв}$ – площадь кольцевого зазора между штоком и втулкой и, втулкой и поршнем, соответственно; μ – коэффициент истечения, зависящий от формы отверстий и вязкости жидкости (0,65÷0,75).

Эффективная площадь поршня при движении:

а) вниз

$$F_{n\downarrow} = \pi d_n^2 / 4; \quad (2.32)$$

б) вверх

$$F_{n\uparrow} = \pi (d_n^2 - d_u^2) / 4. \quad (2.33)$$

$$F_{nu} = \pi \frac{(d_n^2 - d_u^2)}{4} \quad S_{uv} = \pi \frac{(d_6^2 - d_u^2)}{4} \quad S_{n6} = \pi \frac{(d_6^2 - d_n^2)}{4} \quad (2.34)$$

Максимальная скорость и ускорение поршня, при установившемся движении: $A_y = 0,03$

$$v_{ny}(\Omega) = A_y \Omega; a_{ny}(\Omega) = A_y \Omega^2, \quad (2.35)$$

где Ω – частота колебаний вибратора(Гц)

$$\text{Движение штока вниз: } F_{ж1н}(\Omega) = \frac{\rho_{ж} F_n^2}{2g\mu^2 S_{uv}^2} v_{ny}(\Omega)^2 \quad (2.36)$$

$$\text{Движение штока вверх: } F_{ж16}(\Omega) = \frac{\rho_{ж} F_{nu}^2}{2g\mu^2 S_{uv}^2} v_{ny}(\Omega)^2 \quad (2.37)$$

Максимальная скорость поршня и ускорение при околорезонансной амплитуде:

$$A_{рез} > 1_n, A_{рез} = 1_n + 0,08; \quad (2.38)$$

$$v_{нрез}(\Omega) = A_{рез} \Omega; a_{нрез}(\Omega) = A_{рез} \Omega^2 \quad (2.39)$$

$$\text{Движение штока вниз: } F_{ж2н}(\Omega) = \frac{\rho_{ж} F_n^2}{2g\mu^2 S_{n6}^2} v_{нрез}(\Omega)^2 \quad (2.40)$$

$$\text{Движение штока вверх: } F_{ж26}(\Omega) = \frac{\rho_{ж} F_{nu}^2}{2g\mu^2 S_{n6}^2} v_{нрез}(\Omega)^2 \quad (2.41)$$

Расчет сопротивления трению в уплотнениях[63].

Сила трения P_m может быть принята в размере:

$$P_m = (0,01 \div 0,02) P_z. \quad (2.42)$$

$$P_m = 0,01 P_{зсж} = 0,131 \text{ Н}$$

Расчет сопротивления сил инерции.

Сила инерции движущихся частей амортизатора определяется согласно второму закону Ньютона: $P_m = m_{ш} a$,

где $m_{ш}$ – масса штока с поршнем.

Амплитудное значение ускорения и сила инерции штока с поршнем:

$$\text{В установившемся режиме: } a_{ny}(\Omega) = A_y \Omega^2; P_{ny}(\Omega) = \frac{G}{g} a_{ny}(\Omega) \quad (2.43)$$

$$\text{В резонансном режиме: } a_{рез}(\Omega) = A_{рез} \Omega^2; P_{урез}(\Omega) = \frac{G}{g} a_{рез}(\Omega) \quad (2.44)$$

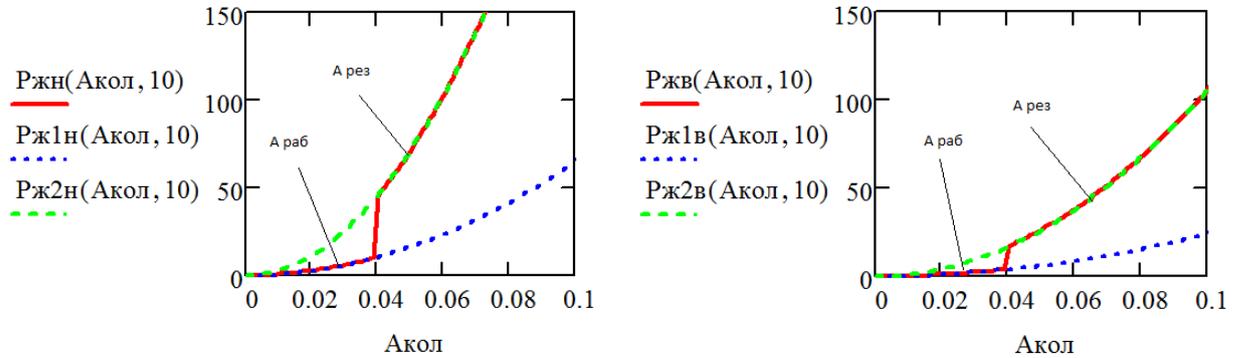


Рис 2.9 Характеристика гидравлического сопротивления в амортизаторе

где: Рж1н и Рж1в гидравлическое сопротивление при установившемся движении, соответственно, вниз и вверх, Н.; Рж2н и Рж2в гидравлическое сопротивление при околорезонансном движении, соответственно, вниз и вверх; Ржн и Ржв – гидравлическое сопротивление при движении вниз и вверх, Н., А раб – кривая, показывающая усилие в гидроцилиндре при рабочей амплитуде, м; А рез – кривая, показывающая усилие в гидроцилиндре при резонансной амплитуде, м.

На рис 2.9 показано резко возрастающее усилие внутри амортизатора при возрастающей амплитуде колебаний (резонанса). При рабочей амплитуде усилие минимальное, однако при возрастании амплитуды колебаний резко возрастает и усилие. Как видно из графиков на рис. 2.9, усилие на сжатие (Р_{жн}) много выше усилия на выпуск (Р_{жв}). Это, в том числе, связано и с расположением амортизатора, установленным штоком вверх.

На рис 2.10 показана характеристика амортизатора, смоделированная в MathCad.[57,93]

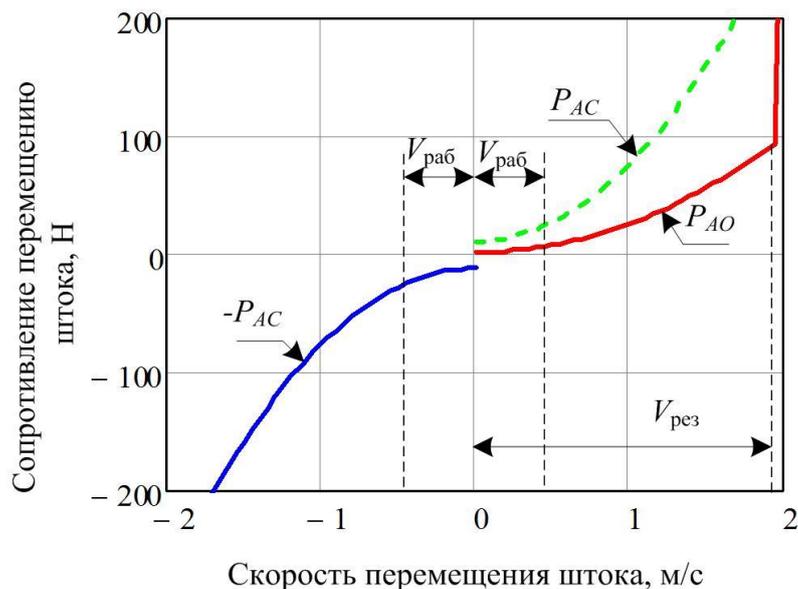


Рис. 2.10. Характеристика амортизатора:

$V_{раб}$ – скорость штока в рабочем режиме вибрационной машины (в момент пересечения оси колебаний); $V_{рез}$ – в режиме входа в резонанс

Из диаграммы видно, что именно резонансная скорость ограничивается силой сопротивления амортизатора, причем наиболее наглядное представление дает характеристика P_{AO} . Момент скачка силы соответствует входу поршня в пространство втулки. Амортизатор начинает резко тормозить колебательный процесс, т.е. ограничивать амплитуду колебаний.

Силы, действующие на вибрационную машину, описываются уравнением [3]

$$G_k + P_i + P_{пр} + P_A = F(t), \quad (2.45)$$

где G_k – вес колеблющейся части ВМ; P_i – силы инерции; $P_{пр}$ – упругая сила пружин; P_A – сила сопротивления амортизаторов; $F(t)$ – внешняя сила; t – текущее время, с.

Для вибрационной машины в качестве внешней силы выступает генератор колебаний (вибратор):

$$F(t) = F_0 \cos(\Omega t), \quad (2.46)$$

где F_0 – амплитудное значение возмущающей силы вибратора, Н; Ω – угловая частота колебаний вибратора, с⁻¹.

Сила сопротивления со стороны амортизатора:

$$P_A = -k\nu, \quad (2.47)$$

где k – коэффициент сопротивления амортизатора, Нс/м; ν – скорость перемещения поршня амортизатора, м/с.

Из (2.47) следует, что

$$|k| = \frac{P_A}{\nu} \quad (2.48)$$

Максимальное значение амплитуды A_{\max} соответствует циклической частоте $\Omega_0 = \sqrt{\omega_0^2 - 2h^2}$ и является функцией от коэффициента сопротивления амортизатора:

$$A_{\max} = F_0 / (2hm\Omega_0) \quad (2.49)$$

где:

$h = k / (2m)$ – коэффициент демпфирования амортизатора (коэффициент затухания колебаний);

$\omega_0 = (2c/m)^{1/2}$ – собственная частота колебаний ВМ, с⁻¹;

c – жёсткость пружин, Н/м;

m – масса колеблющихся частей, кг.

Установившаяся амплитуда колебаний:

$$A_{уст} = F_0 / \left(m \sqrt{(\Omega^2 - \omega_0^2)^2 + 4h^2 \Omega^2} \right) \quad (2.50)$$

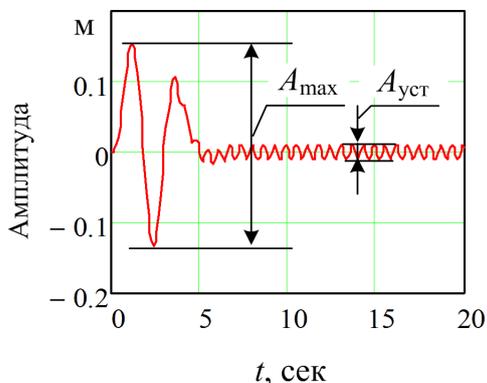


Рис. 2.11 Диаграмма колебаний при пуске вибрационной машины

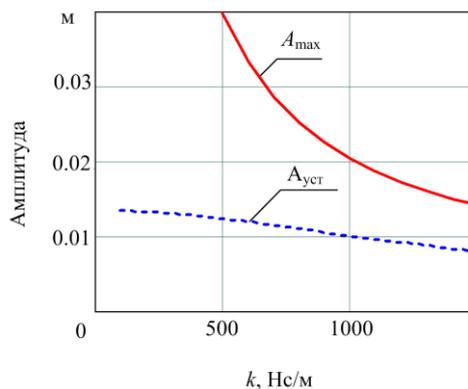


Рис. 2.12. Зависимость амплитуды колебаний от коэффициента сопротивления амортизатора

Путем варьирования параметрами пружин, амортизаторов и вибраторов, подбирается амплитуда $A_{уст}$ равной рабочей амплитуде $A_{раб}$, наиболее эффективно обеспечивающей рабочий процесс вибрационной машины. Построенные характеристики колебаний вибрационного конвейера, с установленным на него амортизатором, показаны на рис. 2.11 и 2.12

Совмещение характеристик вибрационной машины и амортизатора позволяет выбрать требуемые значения коэффициента сопротивления амортизатора в рабочем и резонансном режимах работы. Также это позволяет подобрать требуемые значения параметров амортизатора, а именно: размеры втулки, поршней и штока, давление в газовой камере.

Предварительно определяются амплитудные значения усилий в амортизаторе на ходе сжатия (движения вниз) и отбоя (движение вверх), при двух режимах – установившемся и резонансном; построены суммарные характеристики. Определив коэффициент сопротивления амортизатора, построены следующие характеристики:

$$\begin{aligned}
k_{ny}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{асу}(A_{кол}, 60)}{v_{ny}(60)} \\
k_{np}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{аср}(A_{кол}, 60)}{v_{np}(60)} \\
k_{нвр}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{авр}(A_{кол}, 60)}{v_{np}(60)} \\
k_{нев}(A_{кол}, \Omega) &= \frac{P_{аву}(A_{кол}, 60)}{v_{ny}(60)}
\end{aligned}
\tag{2.51}$$

где: k_{ny} и k_{np} —коэффициент сопротивления амортизатора при движении штока вверх; $k_{пву}$ и $k_{пвр}$ — коэффициент сопротивления амортизатора при движении штока вниз

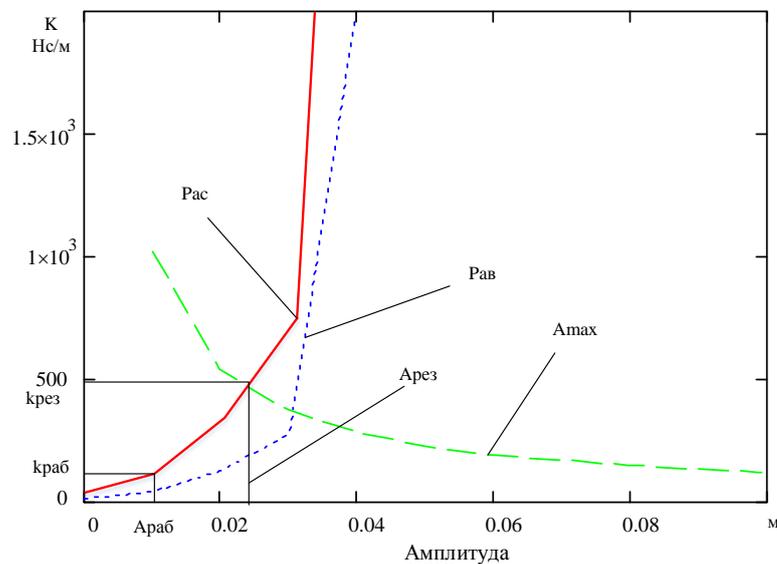


Рис 2.13. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от амплитуд колебаний вибрационной машины: $A_{раб}$ – рабочая амплитуда колебаний; $A_{рез}$ – резонансная амплитуда.

В результате расчетов получены искомые величины сопротивления амортизатора, Нс/м:

- в рабочем режиме 1000...1500 ($A=0,005...0,010$ м)

$$k_c = 66,768 \quad k_b = 23,067$$

- в резонансном режиме – менее 500 ($A > 0,02$ м)

$$k_c = 751,425 \quad k_b = 277,306$$

где, k_c – коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии; k_v – коэффициент сопротивления амортизатора на выпуске.

На рис. 2.13 показана зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от амплитуд колебаний вибрационной машины. Амплитуда $A_{раб}$ и коэффициент сопротивления $k_{раб}$ показывают рабочие параметры вибрационной машины. Амплитуда $A_{рез}$ и коэффициент сопротивления $k_{рез}$ показывают резонансные параметры. Максимальная амплитуда A_{max} , при пересечении рабочей амплитуды, показывает величину резонансных колебаний, в зависимости от коэффициента сопротивления амортизатора (КСА). $P_{ас}$ и $P_{ав}$ показывают усилия работы амортизатора при сжатии и выпуске.

Таким образом, для принятых параметров виброконвейера задача решена. При использовании данной конструкции амортизатора для других параметров вибромашин, необходимо определить:

- 1) значения КСА для различных параметров вибромашин;
- 2) зависимость параметров амортизатора от значения КСА.

На основании анализа конструкций вибрационных строительных машин, исходные данные варьируются в следующих пределах:

- Частота рабочих колебаний (Ω) – от 0 Гц до 60 Гц
- Рабочая амплитуда ($A_{раб}$) – от 0,003 м до 0,007 м;
- Масса вибрационной машины (m) – от 100 кг до 1000 кг.
- Амплитудное значение возбуждающей силы ($A_{воз}$) – от 300 Н до 700 Н
- Суммарная жесткость пружин (C) – от 15000 до 25000 Нм

На основании компьютерного моделирования, выполненного в среде Mathcad и MS Excel [56], были построены следующие зависимости (рис. 2.14, 2.15, 2.16, 2.17, 2.18, 2.19) для анализа влияния характеристик вибрационных

конвейеров на коэффициент сопротивления амортизатора и подбора наиболее подходящего коэффициента сопротивления амортизатора.

Также посредством компьютерного моделирования, получены и построены зависимости КСА от параметров амортизатора для нахождения точных параметров амортизатора и влияния этих параметров на коэффициент сопротивления амортизатора. (рис. 2.19, 2.20, 2.21, 2.22, 2.23)

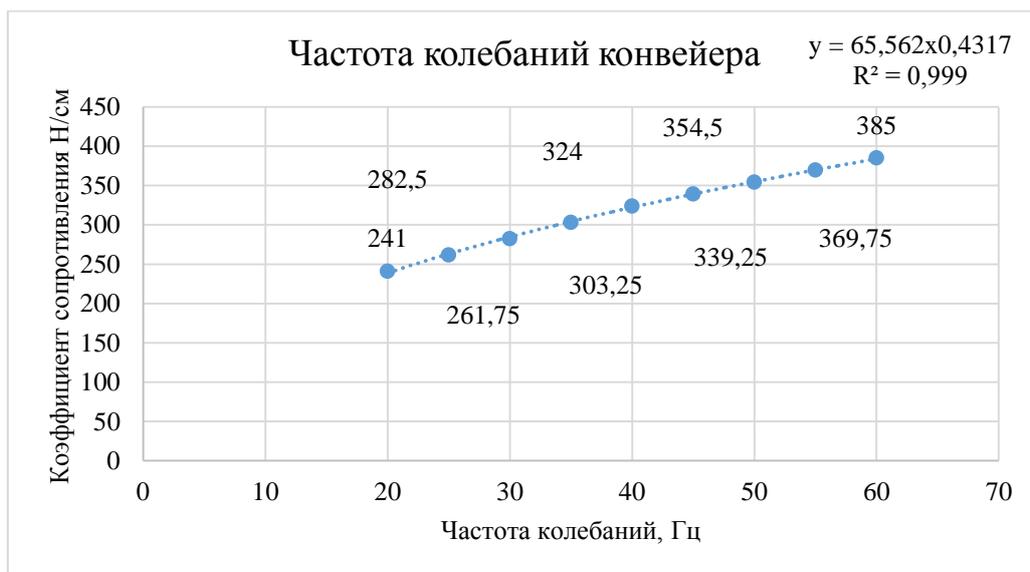


Рис 2.14. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от частоты колебаний конвейера.

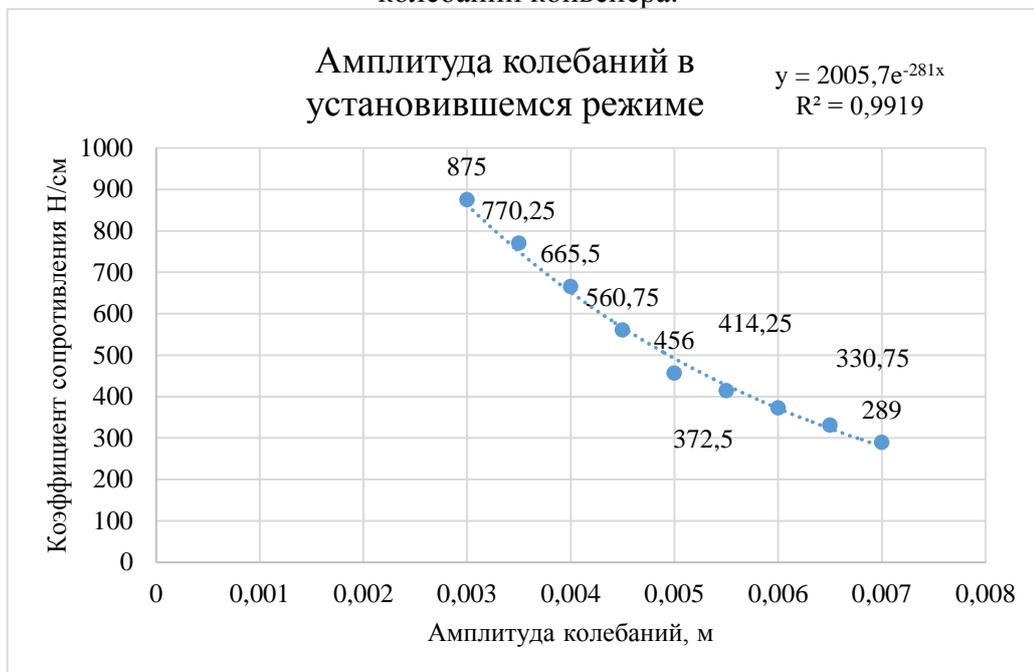


Рис 2.15. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от рабочей амплитуды в установившемся режиме.

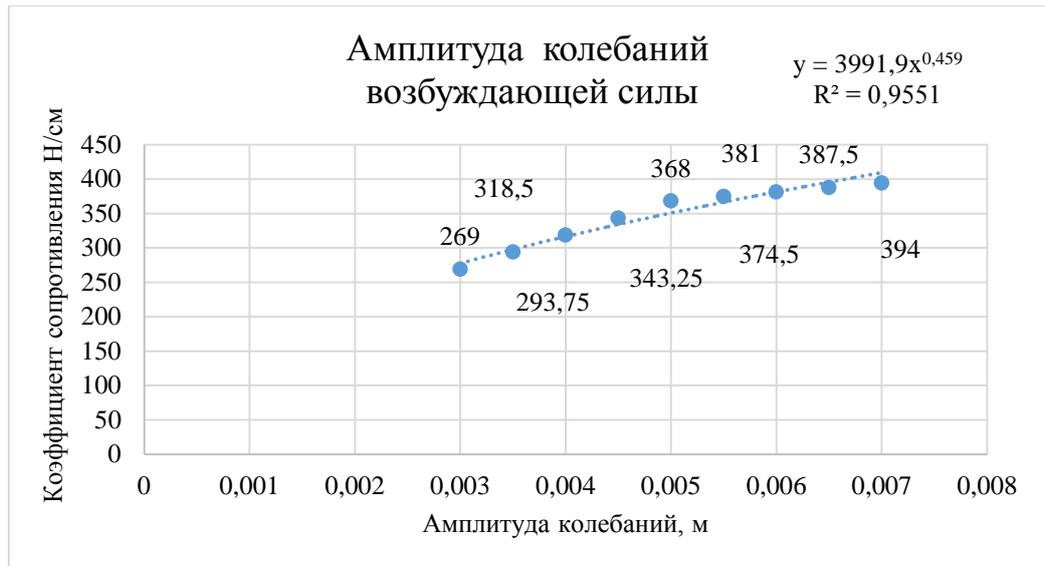


Рис 2.16. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от амплитудного значения возбуждающей силы.

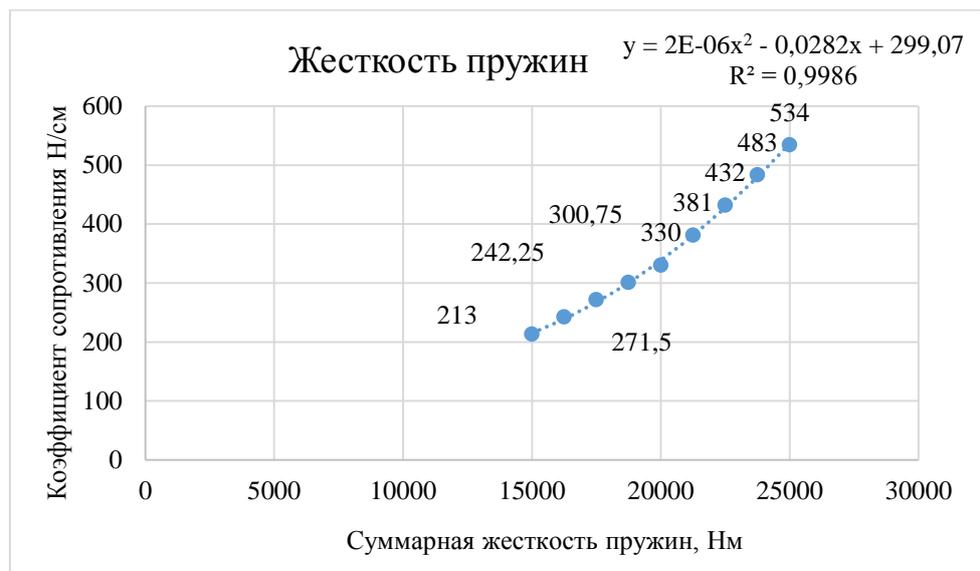


Рис 2.17. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от суммарной жесткости пружин.

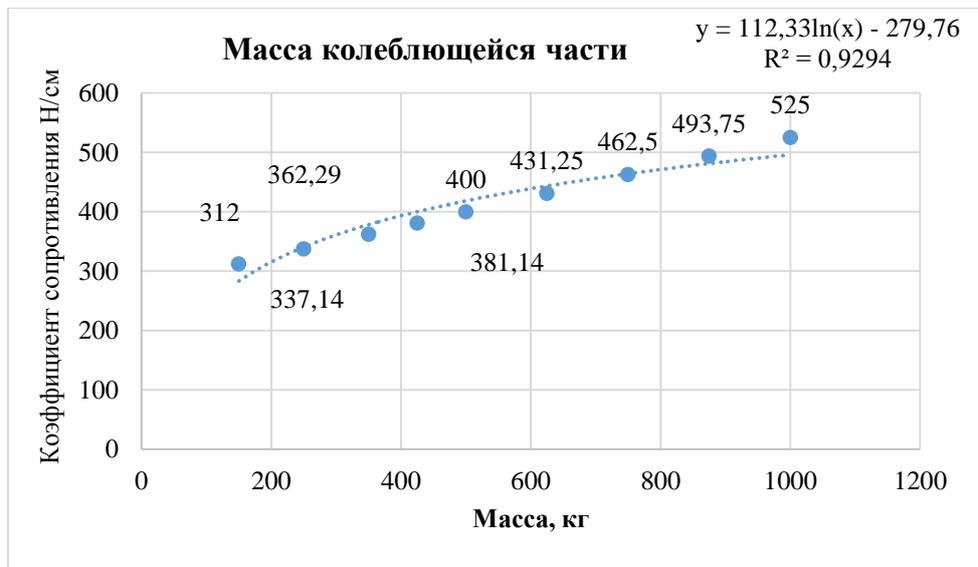


Рис 2.18. Зависимость коэффициента сопротивления амортизатора от колеблющейся массы.

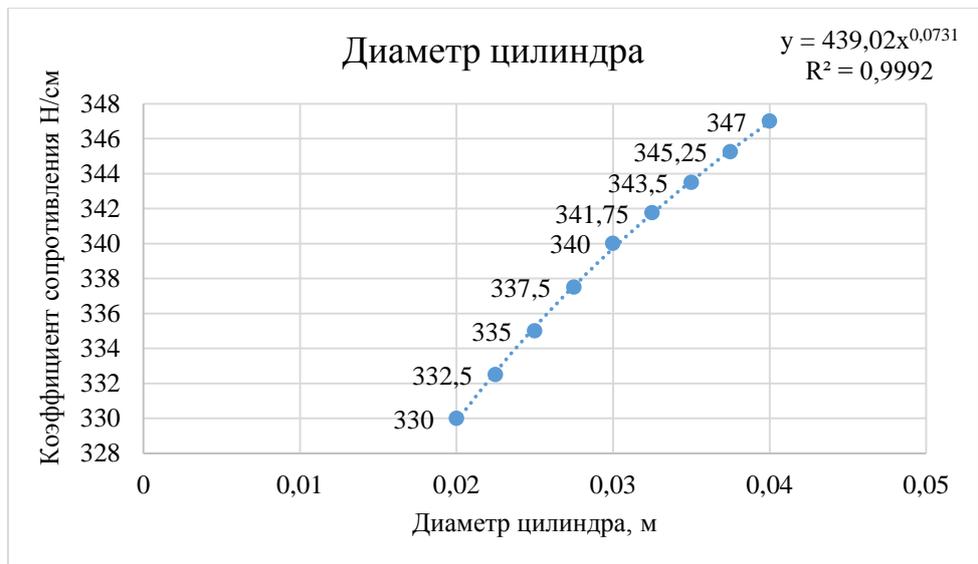


Рис 2.19. Зависимости коэффициента сопротивления от диаметра цилиндра.

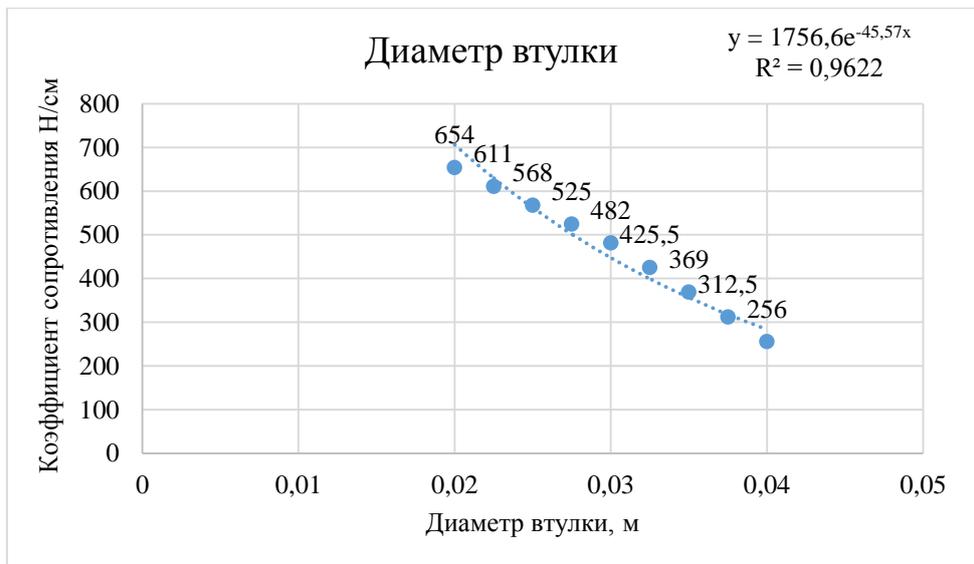


Рис 2.20. Зависимости коэффициента сопротивления от диаметра втулки.

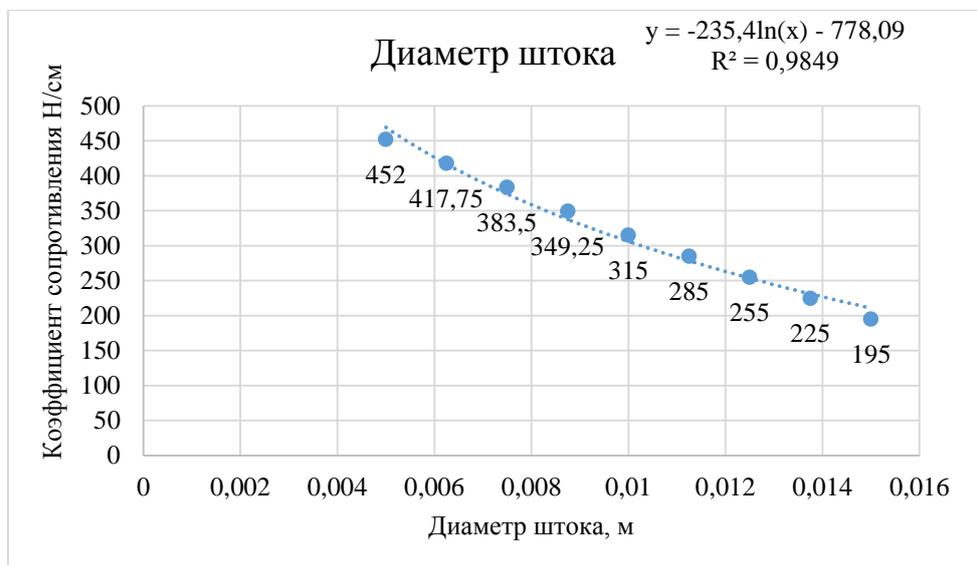


Рис 2.21. Зависимости коэффициента сопротивления от диаметра штока.

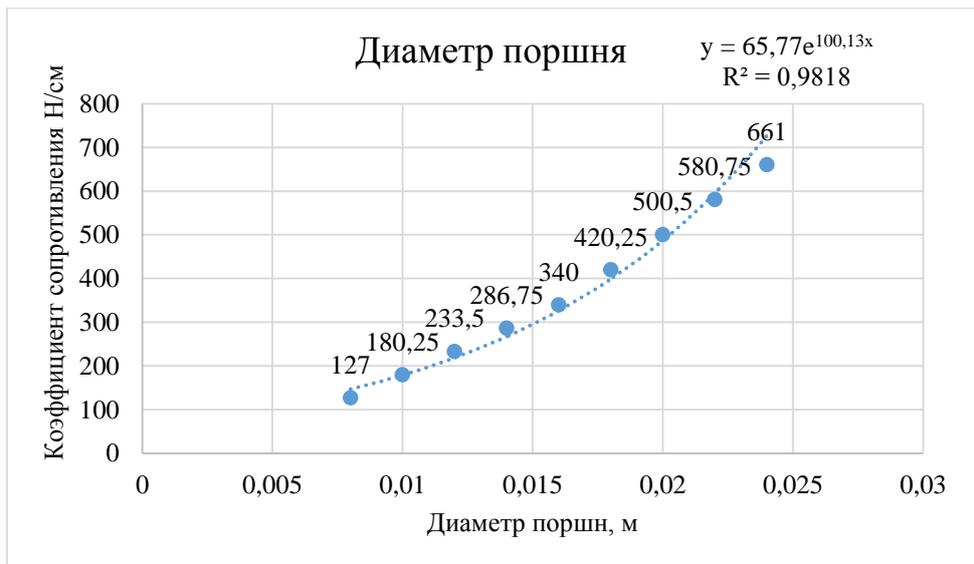


Рис 2.22. Зависимости коэффициента сопротивления от диаметра поршня.

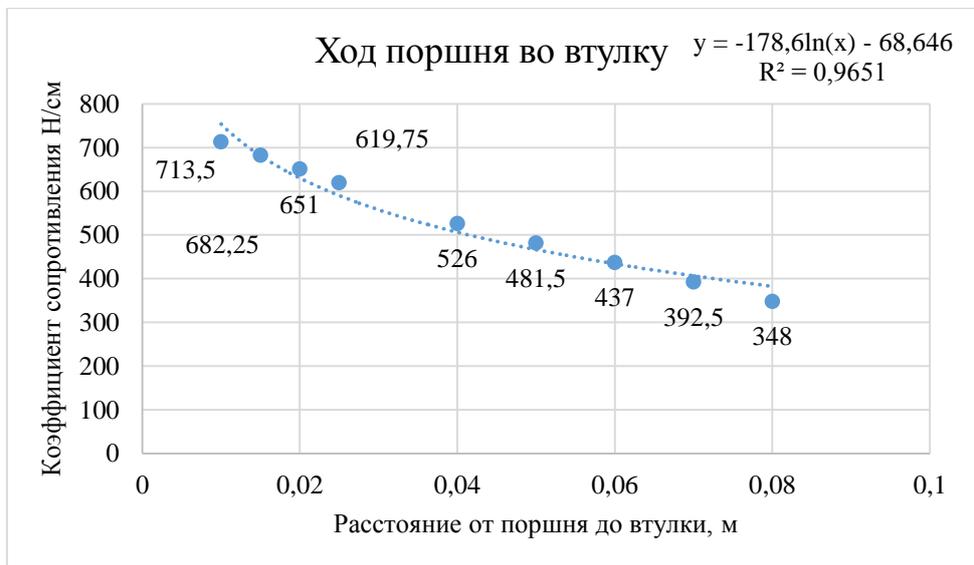


Рис 2.23. Зависимости коэффициента сопротивления от хода поршня во втулку.

Вывод по главе

Построена математическая модель колебаний ВСМ. Установлены значения коэффициентов сопротивления и установлена связь между математической моделью и коэффициентом сопротивления. Получена характеристика колебательного процесса системы и влияния на него. Установлены диапазоны сопротивления рабочего режима резонанса.

Разработана новая конструкция демпфирующего устройства, выполненного в виде амортизатора автомобильного типа, имеющего характеристики, удовлетворяющие работе вибрационных строительных машин в резонансных и рабочих режимах.

Разработана математическая модель функционирования демпфирующего устройства и установлена взаимосвязь между конструктивными параметрами устройства, коэффициентом сопротивления и параметрами ВСМ. Построена характеристика демпфирования устройства.

В результате компьютерного эксперимента получены регрессионные зависимости, связывающие параметры ВСМ и конструктивные параметры демпфирующего устройства, для всего диапазона параметров ВСМ.

В использованных математических зависимостях присутствуют коэффициенты, влияющие на работу демпфирующего устройства, значения работы которых приняты на основании анализа работы подобных конструкций, описанных в научно-технической литературе. Для уточнения указанных коэффициентов требуются опытные исследования на образце разработанной новой конструкции. Также имеют место неучтенные в моделях коэффициенты, такие как трение в штоке, влияние температуры и ведущие от этого изменения в полостях жидкости и газа.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАШЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ

3.1 Постановка задачи экспериментальных исследований.

В результате теоретических исследований была разработана математическая модель функционирования демпфирующего устройства и установлена взаимосвязь между конструктивными параметрами устройства, коэффициентом сопротивления и параметрами ВСМ. На основании выполненного теоретического и компьютерного моделирования обоснована возможность гашения резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах с помощью амортизаторов. Получены расчетные значения геометрических параметров амортизатора и представлены в главе 2.

Задача экспериментального этапа – подтвердить математическую модель, полученную в результате расчетов в главе 2. Установить значения коэффициента сопротивления амортизатора. Определить зависимость амплитуды колебаний вибрационной установки от параметров амортизатора.

Экспериментальные исследования разделены на две части. Цель первого опыта заключается в том, чтобы установить значения коэффициента сопротивления амортизатора. Во втором опыте определяются оптимальные значения параметров амортизатора.

3.2 Экспериментальные исследования коэффициента сопротивления амортизатора

В первой части экспериментальных исследований рассматриваются оптимальные значения коэффициента сопротивления амортизатора. Для этого собирается установка, в которой амортизатор подвешивается вертикально за верхнюю проушину. На нижнюю проушину загружаются грузы разной массы. На штоке размечается градация значения, которые служат метками отсчета пройденного расстояния. В процессе эксперимента фиксируется время, за которое шток 3 войдет во втулку 4, на расстояние l и движения штока по втулке t , рис. 3.1. [42]

Эксперимент двухфакторный. Во время опыта изменяется вес подвешиваемого груза и зазоры δ внутри амортизатора путём замены поршней 3 и 5. Изменяемые факторы показаны в таблице 3.1. Фотография установки показана на рис. 3.2.

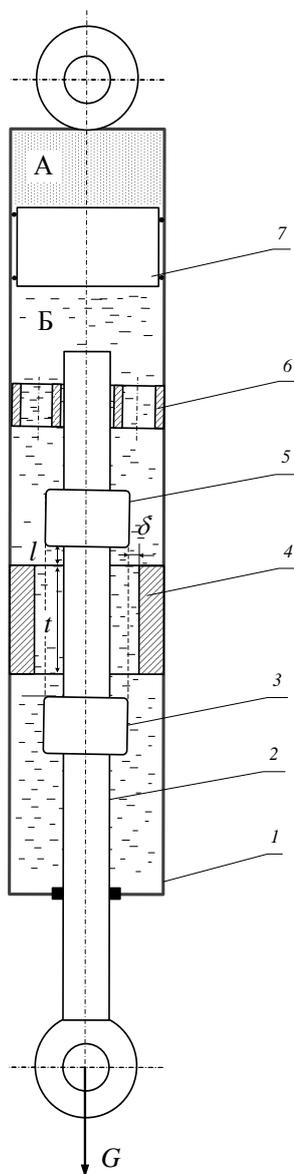
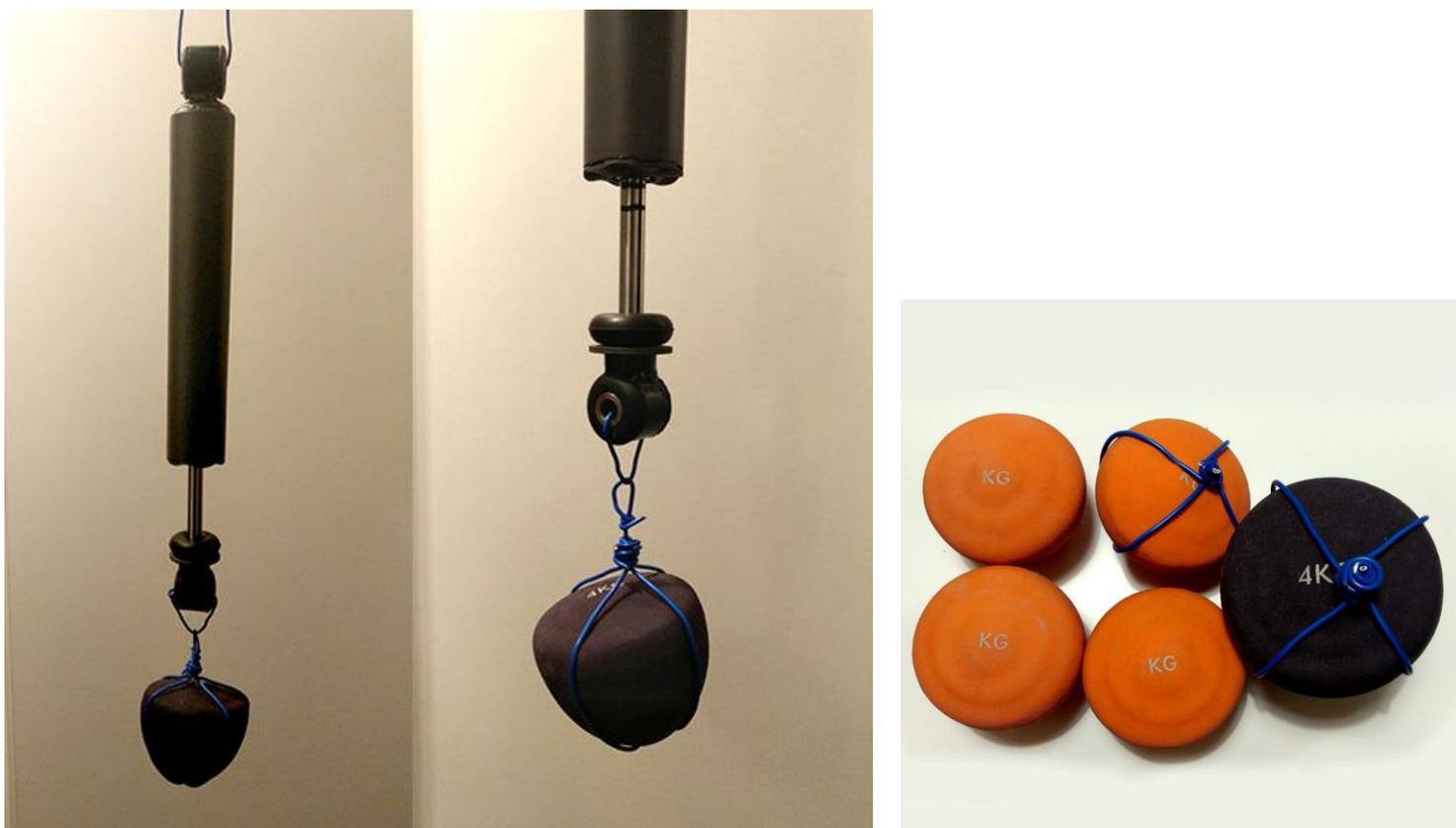


Рис. 3.1 Принципиальная схема экспериментального исследования

1 – цилиндр; 2 – шток; 3, 5 – поршень; 4 – втулка; 6 – центрирующая втулка; 7 – газовый поршень; А – газовая зона; Б – жидкостная зона; G – вес груза; δ – зазор между втулкой и штоком; l – расстояние от втулки до поршня; t – высота втулки.



а

б

Рис. 3.2 Фотография экспериментальной установки и грузов

а – вид установки; б – виды грузов

Таблица 3.1

Таблица факторов

x_1	Вес грузов, кг	1-8
x_2	Зазоры в амортизаторе, мм	4-8

Составляется матрица планирования эксперимента и записываются измеренные параметры, среднее значение записанных параметров и вычисляется дисперсия, таблица 3.2. [2]

Таблица 3.2

Матрица планирования эксперимента

№ эксперимента	Независимые факторы			Измеряемый параметр		Среднее значение измеряемого параметра	Дисперсия
	x_0	x_1	x_2	y_1	y_2		
1	+	-	-	6,01	5,87	5,94	0,0049
2	+	+	-	4,68	4,98	4,83	0,0225
3	+	-	+	3,68	3,78	3,73	0,0025
4	+	+	+	2,41	2,97	2,69	0,0784
Итого						17,19	0,1083

$$S_Y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{q=1}^n (Y_{iq} - \bar{Y}_i)^2}{m(n-1)} \quad (3.1)$$

n – число повторений;

m – число факторов.

Вычисляется отношение наибольшей дисперсии к сумме всех дисперсий

$$G = \frac{S_{i \max}^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2} = \frac{0,0784}{0,1083} = 0,724 \quad (3.2)$$

Число степеней свободы f_1 и f_2

$$f_1 = k - 1 = 1 \quad (3.3)$$

$$f_2 = N = 4 \quad (3.4)$$

После вычисления степеней свободы из таблицы 3.2 подбирается критическое отношение $G_{кр}$

Таблица 3.3

Критическое отношение дисперсии

f_2	f_1		
	1	2	3
2	0,998	0,975	0,939
3	0,967	0,871	0,798
4	0,906	0,768	0,684
5	0,841	0,684	0,598
6	0,781	0,616	0,532
7	0,727	0,561	0,48

В данном случае, $G_{кр}=0,906$. Сравнивая расчетное значение с табличным, определяется однородность дисперсий, если соблюдается условие - $G \leq G_{кр}$. В расчетном случае, $0,724 \leq 0,906$, таким образом дисперсии однородны.

Убедившись, что дисперсии однородны, необходимо перейти к выбору типа математической модели. Каждая математическая модель в дальнейшем должна пройти проверку на адекватность. Если выбранная математическая модель неадекватна, то имеет смысл усложнить математическую модель, путем учета взаимовлияния друг на друга факторов, используя уравнения более высокого порядка. Таким образом, математическая модель усложняется последовательно, в качестве математической модели выбирается линейное уравнение. [54]

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 \quad (3.5)$$

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_1x_2 \quad (3.6)$$

Теперь необходимо вычислить коэффициенты математической модели b_i , которые определяются по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{n=1}^N y_n}{N} = \bar{y} \quad (3.7)$$

$$b_j = \frac{\sum_{n=1}^N x_{jn}y_n}{N} \quad (3.8)$$

где N – число опытов

Для удобства, все расчеты сводятся в таблицу 3.4

Таблица 3.4

Номер эксперимента	y_{cp}	x_1y_{cp}	x_2y_{cp}
1	5,94	-5,94	-5,94
2	4,83	+4,83	-4,83
3	3,73	-3,73	+3,73
4	2,69	+2,69	+2,69
Сумма	17,19	-2,15	-4,35

Полученные результаты расчета из таблицы 3.4, подставляются в формулы:

$$b_0 = \frac{17,19}{4} = 4,2975 \quad (3.9)$$

$$b_1 = \frac{-2,15}{4} = -0,5375 \quad (3.10)$$

$$b_2 = \frac{-4,35}{4} = -1,0875 \quad (3.11)$$

$$y = 4,2975 - 0,5375x_1 - 1,0875x_2 \quad (3.12)$$

Получив уравнение, необходимо проверить значимость коэффициентов уравнения регрессии. Каждый коэффициент уравнения оценивается по критерию Стьюдента:

$$t_j = \frac{|b_j|}{S_b} \quad (3.13)$$

где, b_j – j -й коэффициент уравнения регрессии

S_b – среднеквадратическое отклонение погрешности, при оценке коэффициентов

Критерий Стьюдента сравнивается с табличным значением t_T и если соблюдается условие $t_j \geq t_T$, то коэффициенты регрессии считают значимыми.

Для этого определяется дисперсия воспроизводимости по формуле:

$$S_{\text{воспр}}^2(y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_i^2 = \frac{0,1083}{4} = 0,0271 \quad (3.14)$$

где, S_i^2 – дисперсия по i -му опыту

Таким образом, дисперсия погрешности определения коэффициентов модели равна:

$$S_b^2 = \frac{S_{\text{воспр}}^2(y)}{N} = \frac{0,0271}{4} = 0,007 \quad (3.15)$$

Среднеквадратическое отклонение погрешности:

$$S_b = \sqrt{S_b^2} = \sqrt{0,007} = 0,0823 \quad (3.16)$$

После вычисления среднеквадратичного отклонения, для всех коэффициентов уравнения определяются критерии Стьюдента:

$$t_0 = \frac{4,2975}{0,0823} = 52,24 \quad (3.17)$$

$$t_1 = \frac{4,2975}{0,0823} = 6,53 \quad (3.18)$$

$$t_2 = \frac{4,2975}{0,0823} = 13,22 \quad (3.19)$$

Вычислив критерии Стьюдента, определяется число степеней свободы f и уровень значимости α :

$$f = N(n - 1) = 4 \cdot (2 - 1) = 4 \quad (3.20)$$

$$\alpha = 0,05$$

По таблице 3.5 определяется табличное (критическое) значение критерия Стьюдента:

Таблице 3.5

Табличные значения критерия Стьюдента

f	$\alpha = 0,05$	$\alpha = 0,01$	$\alpha = 0,001$
1	12,70	63,65	636,61
2	4,303	9,925	31,602
3	3,182	5,841	12,923
4	2,776	4,604	8,610
5	2,571	4,032	6,869
6	2,447	3,707	5,959

Табличное значение критерия Стьюдента принимается $t_T = 2,776$. Это значение сравнивается с критериями Стьюдента, вычисленными для каждого коэффициента системы. $t_j \geq t_T$

$$t_0 = 52,24 > 2,776 \quad (3.21)$$

$$t_1 = 6,53 > 2,776 \quad (3.22)$$

$$t_2 = 13,22 > 2,776 \quad (3.23)$$

Расчетные значения критерия Стьюдента больше табличных, значит все коэффициенты уравнения значимы.

Адекватность математической модели проверяется с помощью критерия Фишера:

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S_{воспр}^2(y)} \quad (3.24)$$

где

$S_{ад}^2$ – дисперсия адекватности

$S_{воспр}^2(y)$ – дисперсия воспроизводимости

Расчётные значения критерия Фишера сравниваются с табличными для установленного уровня значимости α

$$S_{ад}^2 = \frac{1}{N-l} \sum_{i=1}^N m_i (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2 \quad (3.25)$$

l – число значимых коэффициентов в уравнении регрессии; m_i – число параллельных экспериментов в i -й строчке матрицы планирования, таблица 3.2

\hat{y}_i – теоретическое значение критерия оптимизации, рассчитанное по полученной математической модели, для i -го эксперимента. Подставляются значения x_i в математическую модель.

Таблица значений критерия оптимизации

№ эксперимента	Независимые факторы			Критерий оптимизации		$ \bar{y}_i - \hat{y}_i $	$(\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2$
	x_0	x_1	x_2	\bar{y}_i	\hat{y}_i		
1	+	-	-	5,94	5,9225	0,0175	0,0003
2	+	+	-	4,83	4,8475	0,0175	0,0003
3	+	-	+	3,73	3,7475	0,0175	0,0003
4	+	+	+	2,69	2,6725	0,0175	0,0003
$\sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2 = 0,0012$							

Таким образом, подставляются и рассчитываются полученные значения:

$$S_{ад}^2 = \frac{2 \cdot 0,0012}{4-3} = 0,0024 \quad (3.26)$$

Расчетное значение критерия Фишера находится по формуле

$$F_p = \frac{0,0024}{0,0271} = 0,09 \quad (3.27)$$

Для проверки адекватности математической модели, необходимо определить числа степеней свободы:

$$f_1 = (N - l) = 4 - 3 = 1 \quad (3.28)$$

$$f_2 = N(m - 1) = 4 \cdot (2 - 1) = 4 \quad (3.29)$$

с уровнем значимости $\alpha = 0,05$

Таблица 3.6

Критические значения критерия Фишера

f_2	f_1		
	1	2	3
1	161,4	199,5	215,7
2	18,5	19,2	19,3
3	10,1	9,3	9,0
4	7,7	6,6	6,4
5	6,6	5,4	5,2
6	6,0	4,8	4,5

В данном случае, табличное (критическое) значение критерия Фишера равно $F_{кр} = 7,7$.

При сравнении расчетного и табличного значений критерий Фишера, табличное значение критерия Фишера должно превышать расчетное $F_{кр} \geq F_p$

$$7,7 \geq 0,09$$

Математическая модель адекватна.

$$y = 4,2975 - 0,5375x_1 - 1,0875x_2 \quad (3.30)$$

Уточнив адекватность модели, можно вычислить значения коэффициента сопротивления. Для этого, используя математическую модель, вычисляются значения скорости, указанные на рис 3.3

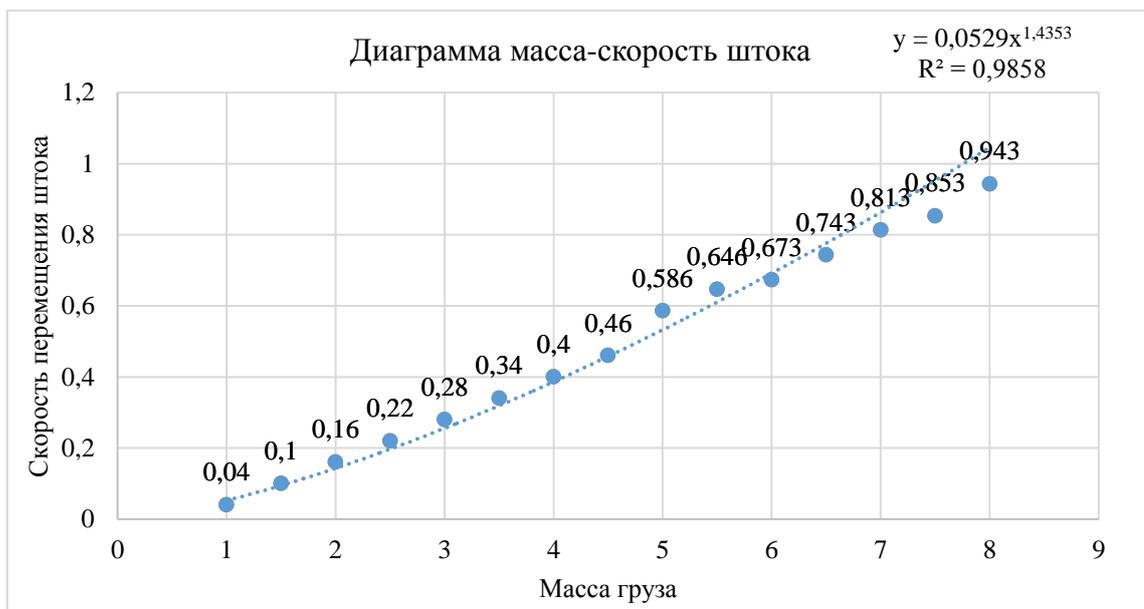


Рис. 3.3 Зависимость скорости перемещения штока от массы груза

Усилие сопротивления на штоке амортизатора определяется по формуле:

$$G = k \cdot V_{п}^2 \quad (3.31)$$

где, k – коэффициент сопротивления

$V_{п}$ – скорость перемещения поршня в цилиндре

Строится зависимость усилия на штоке амортизатора от скорости перемещения штока, полученная результате расчета. Эта зависимость

сравнивается с теоретически полученной зависимостью (рис. 2.10) в главе 2.

Сравнительный график показан на рис. 3.4

В результате расчетов получены экспериментальные значения коэффициента сопротивления амортизатора, Нс/м:

- рабочий режим

$$k_c = 79,317$$

$$k_b = 26,94$$

- резонансный режим

$$k_c = 850,51$$

$$k_b = 320,267$$

Следующей задачей будет исследование амортизатора на вибрационной установке.

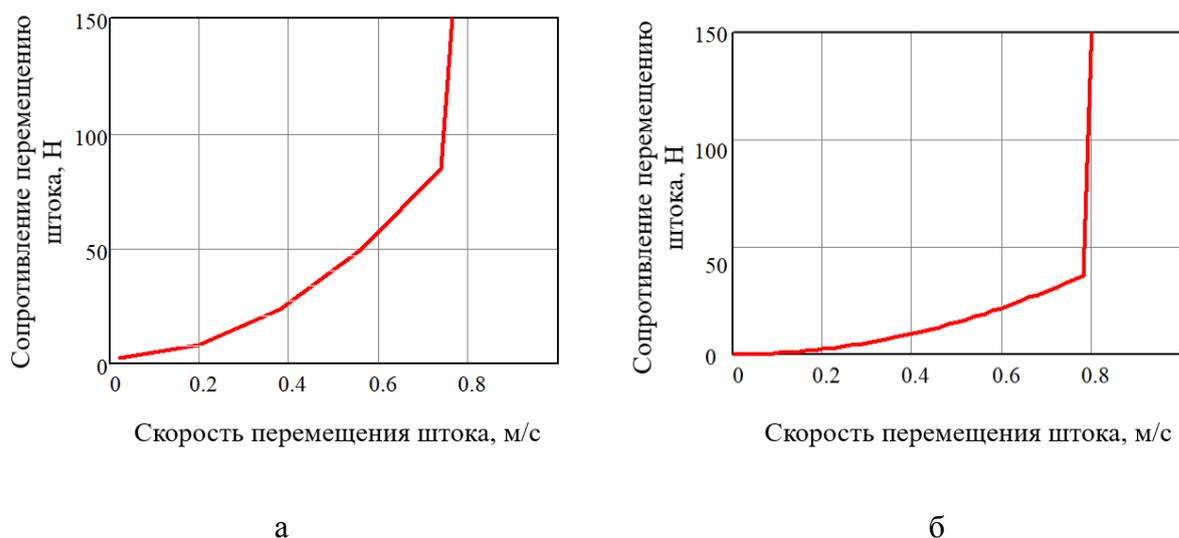


Рис. 3.4 Сравнительные графики экспериментальных и теоретических характеристик амортизатора: а – экспериментальная зависимость; б – теоретическая зависимость

3.2 Экспериментальные исследования на вибрационном конвейере.

Экспериментальная установка представляет собой вибрационный конвейер, предназначенный для транспортирования сыпучих строительных материалов, таких как песок, бетон, щебень, керамзит, песчано-гравийная смесь и др.

Установка содержит: желоб 1, по которому перемещается материал посредством направленных колебаний, создаваемых вибратором 2. Виброконвейер установлен на основании 4 с помощью четырех пружин 3. Непрерывная подача материала в бункер 5 осуществляется через ленточный конвейер 6, рис. 3.5. Экспериментальная установка с установленными амортизаторами 7, показана на рис. 3.6, 3.7, 3.8

Длина рабочего лотка вибрационного конвейера составляет 2000 мм, ширина и высота соответственно 150 и 200 мм. Нормальный угол вибрации может быть установлен в пределах от 0° до 90°. Амплитуда колебаний вибрационного конвейера варьируется в пределах от 0,5 до 6 мм. Частота колебаний конвейера возможна от 10 до 50 Гц. [80]

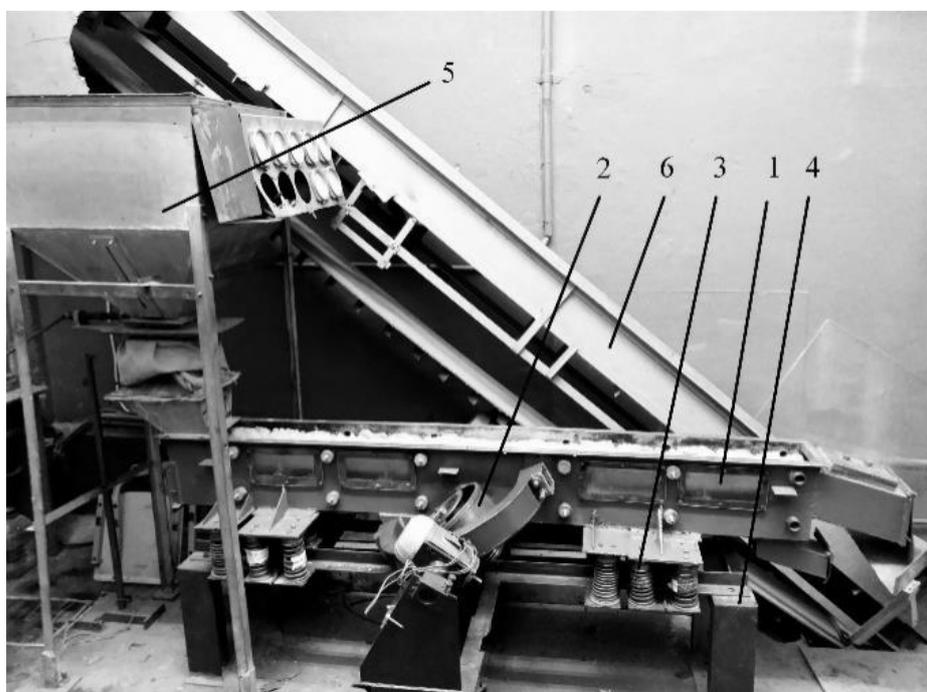


Рис 3.5. Внешний вид установки: 1 - желоб; 2 - вибратор; 3 – пружины; 4 – основание; 5 – бункер; 6 – ленточный конвейер.



Рис 3.6. Внешний вид установки с амортизаторами: 7 - амортизаторы

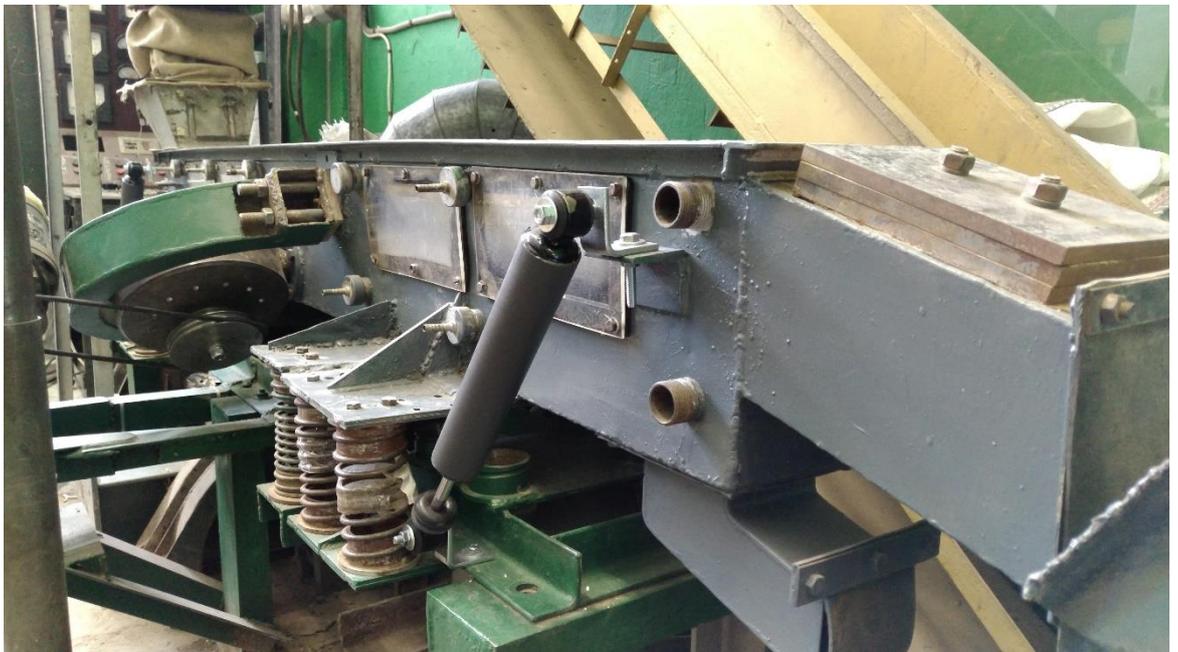


Рис 3.7. Внешний вид установки с амортизаторами:



Рис 3.8. Внешний вид установки с амортизаторами:

Для проведения эксперимента, на вибрационный конвейер установлены специально разработанные амортизаторы, которые были рассмотрены в разделе 2, обеспечивающие требуемый режим управления колебательным процессом. Список оборудования, используемого при проведении экспериментальных исследований, представлен в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Приборы и оборудование

№ п/п	Наименование оборудования	Количество, шт.
1	Частотный преобразователь	1
2	Тахометр-частотомер	1
3	Емкость, для материала	3
4	Весы	1
5	Набор инструментов, для изменения момента инерции дебаланса (в него входят гаечные ключи и отвертки различных видов)	1

Эксперимент выполняется в следующей последовательности:

1. настраивается стенд и амортизатор на заданные уровни факторов, подключается считывающий прибор
2. включается вибратор и ленточный конвейер, обеспечивающий постоянную подачу песка в бункер. Частота вращения вала электродвигателей измеряется и записывается. Виброграмма рабочего органа вибрационного конвейера записывается.
3. после выполнения первого опыта, стенд настраивается на следующие по порядку уровни факторов и выполняется следующий опыт, производятся необходимые измерения. Каждый опыт проводится по 2 раза.

Частота вращения вала электродвигателя изменяется в пределах от 800 об/мин до 1600. На вибрационном конвейере установлены 2 электродвигателя мощностью 0,54 кВт. Момент инерции дебаланса изменяется путем изменения положения самих дебалансов относительно оси вращения.

Во время эксперимента изменяются и зазоры в амортизаторе, посредством замены внутренней втулки амортизатора. Зазоры, находящиеся между штоками и втулкой, влияют на коэффициент сопротивления амортизатора – чем больше зазоры, тем больше рабочей жидкости перетекает из полости в полость, тем самым сопротивление амортизатора меньше.

Материал непрерывно подается в бункер конвейера посредством ленточного конвейера. Масса материала в процессе эксперимента изменяется путем добавления большего количества материала в бункер вибрационного конвейера. Факторы и их значения показаны на таблице 8

Для изменения частоты вращения электродвигателей, используется частотный преобразователь. Частотный преобразователь контролирует и синхронизирует частоту вращения электродвигателей. Получение

амплитудно-частотной характеристики производится путем использования частотомера.

Таблица 3.2

Факторы и их изменяемые значения

x ₁	Частота вращения вала электродвигателей, об/мин	800 - 1600
x ₂	Момент инерции дебаланса, кг*м ²	3 - 12
x ₃	Зазоры в амортизаторе, мм	4-8
x ₄	Масса материала, кг	25-75

Для хранения и добавления материала используется емкость вместе с весами для того, чтобы отмерять необходимые количества материала. Момент инерции дебаланса изменяется посредством набора инструментов, который позволяет открыть сам вибратор и изменить положение дебалансов, относительно друг друга.

Рассмотренная вибрационная установка позволяет провести на ней ряд экспериментов, необходимых для подтверждения теоретических исследований, рассмотренных в разделе 2. Производительность и мощность электродвигателей этого вибрационного конвейера, конечно, далеки от параметров больших промышленных конвейеров, которые установлены на заводах и карьерах. Однако, даже конвейера такой невысокой мощности, будет достаточно для решения поставленной задачи.

Для обработки результатов эксперимента, выполняются следующие действия: [73]

1) находится среднее арифметическое значение параллельных опытов, по формуле:

$$\bar{I}_i = \frac{\sum_{q=1}^n I_{iq}}{n} \quad (3.32)$$

где $i = 1, 2 \dots N$ — номер опыта (N - число опытов или комбинаций факторов, т. е. число строк в матрице планирования эксперимента); $q = 1 \dots n$ номер параллельного опыта (n - число повторений i -го опыта, $n = 2$);

2) рассчитывается дисперсия каждого опыта:

$$S_j^2 = \frac{\sum_{q=1}^n (I_{ij} - \bar{I}_i)^2}{n-1} \quad (3.33)$$

Далее по F-критерию (Фишера) проверяется однородность дисперсий.

Для этого вычисляется $F_{\text{расч}}$ по формуле:

$$F_{\text{расч}} = \frac{S_{i\text{max}}^2}{S_{i\text{min}}^2} \quad (3.34)$$

и сравнивается полученный результат с табличным значением $F_{\text{табл}}$.

Если рассчитанное значение критерия $F_{\text{расч}}$ меньше табличного $F_{\text{табл}}$, то дисперсии однородны.

3) по критерию Стьюдента t_1 проверяется однородность опытов и значение критерия рассчитывается для каждого опыта по формуле:

$$t_{i\text{ расч}} = \frac{Y_{iq} - \bar{I}_i}{S_i} \quad (3.35)$$

затем сравнивается с табличным значением. Если $t_{\text{расч}} < t_{\text{табл}}$, то опыты однородны. В противном случае, опыты неоднородны и число параллельных опытов необходимо увеличить.

4) определяется дисперсия параметров оптимизации, как:

$$S_Y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N S_i}{N} = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{q=1}^n (Y_{iq} - \bar{Y}_i)^2}{N(n-1)} \quad (3.36)$$

5) устанавливается вид функции отклика, называемой также уравнением регрессии. Принимается, что функция отклика в первом приближении имеет вид:

$$\hat{Y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \dots + b_k x_k \quad (3.37)$$

т. е. аппроксимируется полиномом первой степени;

б) рассчитываются коэффициенты уравнения регрессии по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{Y}_i x_0}{N}; \quad b_j = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{Y}_i x_{ij}}{N} \quad (3.38)$$

где $i= 1,2,\dots,N$ -номер опыта; $j= 1,2,\dots, k$ - номер фактора; χ_0 -фиктивный фактор; χ_{ij} - кодированные значения фактора в i -м опыте; I_i - среднее значение параметра оптимизации в i -м опыте;

7) после определения коэффициентов регрессии проверяется адекватность модели по F-критерию. В этом случае F-критерий определяется по формуле:

$$F_{\text{расч}} = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_I^2} \quad (3.39)$$

где

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta I_i^2}{N-(k+1)} \quad (3.40)$$

– дисперсия адекватности, $\sum_{i=1}^N \Delta I_i^2$ – остаточная сумма квадратов.

Таблица 3.3

Значения F-критерия при 5%-ном уровне значимости

m_2		m_1		
	1	2	3	4
1	161	200	216	225
2	18,5	19,00	19,2	19,3
3	10,1	9,55	9,28	9,12
4	7,71	6,94	6,59	6,39

Таблица 3.4

Значение t-критерия при 5%-ном уровне значимости

m	t
1	12,71
2	4,303
3	3,182
4	2,776

В табл. 3.3 значения \hat{Y}_i вычисляются по уравнению регрессии в условиях каждого опыта. Если рассчитанное значение критерия $F_{\text{расч}}$ меньше табличного, то модель адекватна. Числа степеней свободы принимаются следующими: для числителя $m_1 = N-(k+1)$, для знаменателя - $m_2 = N(n-1)$.

8) проверяется значимость каждого коэффициента регрессии по t-критерию, определяемому по формуле:

$$t_{\text{расч}} = \frac{|b_j|}{S_b=S_a} \quad (3.41)$$

где

$$S_a = S_b = \sqrt{\frac{S_Y^2}{N}} \quad (3.42)$$

При $t_{\text{расч}} > t_{\text{табл}}$ коэффициент является значимым. В табл. 3.4 число степеней свободы $m = N(n-1)$.

После статистического анализа устанавливается:

- 1) влияние каждого фактора по величине коэффициента регрессии.
- 2) характер влияния фактора по знаку коэффициента регрессии.
- 3) расположение факторов в ряд по силе их влияния.

Дальнейшее исследование осуществляется методом крутого восхождения, расчет которого сводится к тому, чтобы выбрать шаг движения (с которым будет осуществляться оптимизация) по одному из факторов. Для каждого фактора этот шаг должен быть b_j и интервалы варьирования J_j . В первую очередь необходимо определить базовый фактор, для которого произведение $b_j J_j$ максимально. Затем для базового фактора устанавливают шаг $\Delta \tilde{\chi}_{j_b}$, обычно принимается $\Delta \tilde{\chi}_j$. Шаги движения по другим факторам рассчитывают по формуле:

$$\Delta \tilde{\chi}_j = \Delta \tilde{\chi}_{j\sigma} \frac{b_j J_j}{b_{j\sigma} J_{j\sigma}} \quad (3.43)$$

При этом незначимые факторы стабилизируются на любом уровне в интервале ± 1 , а составляющие восхождения определяют только для значимых факторов.

Эксперимент производится в следующей последовательности:

1) находится произведение $b_j J_j$ для каждого фактора и по ним определяют базовый фактор;

2) определяется шаг $\Delta \tilde{\chi}_{jb}$ базового фактора;

3) находится отношение:

$$\frac{b_j J_1}{\Delta \tilde{\chi}_1} \quad (3.44)$$

4) во столько же раз уменьшается составляющая других факторов, считая каждую из них шагом по соответствующему фактору:

$$\Delta \tilde{\chi}_k = \frac{b_k J_k}{4} \quad (3.45)$$

5) последовательно прибавляется $\Delta \tilde{\chi}_j$ к основному уровню фактора, получая серию опытов крутого восхождения;

6) реализуются опыты, начиная с тех, условия которых выходят за область предыдущей серии, хотя бы по одному из факторов;

7) выполняются по 2 параллельных опыта, результаты опытов вносятся в соответствующие таблицы;

8) продолжается пошаговое движение до достижения экстремума параметра оптимизации, что будет означать окончание крутого восхождения;

9) обрабатываются результаты экспериментов;

10) определяются оптимальные параметры и собираются в таблицу для дальнейшей обработки и построения графических зависимостей изменения работы вибрационного конвейера от установленных факторов.

Таблица 3.5

Матрица планирования эксперимента

№ эксперимента	Независимые факторы					Критерии оптимизации I_i		Среднее значение критерия оптимизации
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	I_1	I_2	I_{cp}
1	+	+	+	+	+	16	10	13
2	+	-	+	+	+	12	11	11,5
3	+	+	-	+	+	16	27	21,5
4	+	-	-	+	+	19	28	23,5
5	+	+	+	-	+	18	19	18,5
6	+	-	+	-	+	6	10	8
7	+	+	-	-	+	18	25	21,5
8	+	-	-	-	+	29	35	32
9	+	+	+	+	-	9	10	9,5
10	+	-	+	+	-	9	10	9,5
11	+	+	-	+	-	8	6	7
12	+	-	-	+	-	20	17	18,5
13	+	+	+	-	-	5	6	5,5
14	+	-	+	-	-	6	16	11
15	+	+	-	-	-	12	10	11
16	+	-	-	-	-	12	16	14

Таблица 3.6

Таблица факторов

Факторы	Уровни факторов			Интервал варьирования
	нижний	основной	верхний	
	-1	0	+1	
x_1 - Зазоры в амортизаторе, мм	4	6	8	2
x_2 - момент дебалансов, кг·см ²	2,93	9,43	11,84	0,2
x_3 - количество материала, кг	25	50	75	25
x_4 - частота вращения вала вибратора, тыс.об/мин	0,8	1,2	1,6	0,4

Таблица 3.7

Дисперсия по i -му опыту

№ эксперимента	Дисперсия S_i^2	Однородность опытов $t_{расч}$	
1	18	0,707107	-0,707107
2	0,5	0,707107	-0,707107
3	60,5	-0,70711	0,70711
4	40,5	-0,70711	0,70711
5	0,5	-0,70711	0,70711
6	8	-0,70711	0,70711
7	24,5	-0,70711	0,70711
8	18	-0,70711	0,70711
9	0,5	-0,70711	0,70711
10	0,5	-0,70711	0,70711
11	2	0,707107	-0,707107
12	4,5	0,707107	-0,707107
13	0,5	-0,70711	0,70711
14	50	-0,70711	0,70711
15	2	0,707107	-0,707107
16	8	-0,70711	0,70711

Таблица 3.8

Среднее значение критерия оптимизация

№ эксперимента	Среднее значение критерия оптимизации I_{cp}	$x_i I_{cp}$			
		$x_1 I_{cp}$	$x_2 I_{cp}$	$x_3 I_{cp}$	$x_4 I_{cp}$
1	13	13	13	13	13
2	11,5	-11,5	11,5	11,5	11,5
3	21,5	21,5	-21,5	21,5	21,5
4	23,5	-23,5	-23,5	23,5	23,5
5	18,5	18,5	18,5	-18,5	18,5
6	8	-8	8	-8	8
7	21,5	21,5	-21,5	-21,5	21,5
8	32	-32	-32	-32	32
9	9,5	9,5	9,5	9,5	-9,5
10	9,5	-9,5	9,5	9,5	-9,5
11	7	7	-7	7	-7
12	18,5	-18,5	-18,5	18,5	-18,5
13	5,5	5,5	5,5	-5,5	-5,5
14	11	-11	11	-11	-11
15	11	11	-11	-11	-11
16	14	-14	-14	-14	-14
Сумма Σ	235,5	-20,5	-62,5	-7,5	63,5

Вычисляется отношение наибольшей дисперсии к сумме всех дисперсий:

$$G = \frac{S_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^n S_t^2} = 60,5 / 240 = 0,252083 \quad (3.46)$$

$G_{\text{крит}} = 2,647$, согласно таблице. $G < G_{\text{крит}}$ — значит, что дисперсии однородны.

Число степеней свободы:

$$f_1 = 4 - 1 = 3 \quad f_2 = 16$$

Уровень значимости $\alpha = 0,05$

Линейное уравнение имеет вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_kx_k \quad (3.47)$$

Коэффициенты уравнения регрессии:

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^N I_n}{N} = \bar{I}; \quad b_j = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{I}_i \chi_{in}}{N} \quad (3.48)$$

$$b_0 = 235,5 / 16 = 14,7188$$

$$b_1 = -20,5 / 16 = -1,2813$$

$$b_2 = -62,5 / 16 = -3,9063$$

$$b_3 = -7,5 / 16 = -0,4688$$

$$b_4 = 63,5 / 16 = 3,9688$$

Окончательно получается следующая математическая модель:

$$y = 14,7188 - 1,2813x_1 - 3,9063x_2 - 0,4688x_3 + 3,9688x_4 \quad (3.49)$$

Проверка значимости коэффициентов уравнения регрессии:

$$t_j = \frac{|b_j|}{S_b} \quad (3.50)$$

Проверка включает следующие этапы:

1) Расчет дисперсии погрешности

$$S_b^2 = \frac{S_{\text{воспр}}^2(y)}{N} = 15/16 = 0,9375 \quad (3.51)$$

2) Расчет дисперсии воспроизводимости

$$S_{\text{воспр}}^2(y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_t^2 = 240/16=15 \quad (3.52)$$

3) Расчет дисперсии по каждому i-му опыту

$$S_t^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (I_{ik} - I_{icp})^2 \quad (3.53)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 3.7.

Далее рассчитывается среднеквадратическое отклонение:

$$S_b = \sqrt{S_b^2} = 0,96824583 \quad (3.54)$$

Для всех коэффициентов уравнения регрессии определяется критерий Стьюдента:

$$t_j = \frac{|b_j|}{S_b} \quad (3.55)$$

Таблица 3.9

Проверка критериев Стьюдента для всех коэффициентов уравнения

t_0	t_1	t_2	t_3	t_4
15,20151	1,32332095	4,034409	0,484175	4,098959
Подходит	Не подходит	Подходит	Не подходит	Подходит

Число степеней свободы:

$$f1 = (N - 1) = 16 - 3 = 13 \quad (3.56)$$

$$f2 = N (m - 1) = 16(2 - 1) = 16 \quad (3.57)$$

Критическое значение критерия Стьюдента, согласно таблице 3.4, равно $t=2,12$. Расчетное значение сравнивается с полученными значениями из таблицы 3.9: если $t_j > t$, то коэффициент значим.

Подставляя значимые коэффициенты в линейное уравнение, получаем первичную математическую модель:

$$y = 14,7188 - 3,9063x_2 + 3,9688x_4 \quad (3.58)$$

Таблица 3.10

Проверка адекватности математической модели

x_2	x_4	I_{cp}	\hat{I}	$ I_{cp} - \hat{I} $	$(I_{cp} - \hat{I})^2$
+	+	13	14,7813	1,7813	3,17303
+	+	11,5	14,7813	3,2813	10,76693
-	+	21,5	22,5939	1,0939	1,196617
-	+	23,5	22,5939	0,9061	0,821017
+	+	18,5	14,7813	3,7187	13,82873
+	+	8	14,7813	6,7813	45,98603
-	+	21,5	22,5939	1,0939	1,196617
-	+	32	22,5939	9,4061	88,47472
+	-	9,5	6,8437	2,6563	7,05593
+	-	9,5	6,8437	2,6563	7,05593
-	-	7	14,6563	7,6563	58,61893
-	-	18,5	14,6563	3,8437	14,77403
+	-	5,5	6,8437	1,3437	1,80553
+	-	11	6,8437	4,1563	17,27483
-	-	11	14,6563	3,6563	13,36853
-	-	14	14,6563	0,6563	0,43073
			Сумма Σ	54,6878	285,8281

Находится дисперсия адекватности:

$$S_{ад}^2 = \frac{1}{N-l} \sum_{i=1}^N m_i (I_{cp} - \hat{I})^2 = \frac{2 \times 285,8281}{16-3} = 43,9735 \quad (3.59)$$

Определяется расчетное значение критерия Фишера:

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S_{воспр}^2} = \frac{43,9735}{15} = 2,931571 \quad (3.60)$$

Исходя из уровня значимости $\alpha=0,05$ и степеней свободы f_1 и f_2 , выбирается критическое значение критерия Фишера, $F_{кр}= 2,52$.

Расчетное значение критерия Фишера оказалось больше критического значения, отсюда следует, что математическая модель, описывающая критерий оптимизации, является неадекватной. Для дальнейших расчетов примем математическую модель такого вида:

$$y = 14,7188 - 1,2813x_1 - 3,9063x_2 - 0,4688x_3 + 3,9688x_4 + 2,09375x_1x_2 - 0,21875x_1x_3 + 1,21875x_1x_4 + 0,53125x_2x_3 - 2,03125x_2x_4 - 0,84375x_3x_4 \quad (3.61)$$

Таблица 3.11

Проверка коэффициентов математической модели

$x_1x_2I_{cp}$	$x_1x_3I_{cp}$	$x_1x_4I_{cp}$	$x_2x_3I_{cp}$	$x_2x_4I_{cp}$	$x_3x_4I_{cp}$	
13	13	13	13	13	13	
-11,5	-11,5	-11,5	11,5	11,5	11,5	
-21,5	21,5	21,5	-21,5	-21,5	21,5	
23,5	23,5	-23,5	-23,5	-23,5	23,5	
18,5	-18,5	18,5	-18,5	18,5	-18,5	
-8	8	8	-8	8	-8	
21,5	-21,5	21,5	21,5	-21,5	-21,5	
32	32	-32	32	-32	-32	
9,5	9,5	-9,5	9,5	-9,5	-9,5	
-9,5	-9,5	9,5	9,5	-9,5	-9,5	
-7	7	-7	-7	7	-7	
18,5	-18,5	18,5	-18,5	18,5	-18,5	
5,5	-5,5	5,5	-5,5	-5,5	5,5	
-11	11	11	-11	-11	11	
-11	-11	-11	11	11	11	
14	14	14	14	14	14	
Сумма Σ	33,5	-3,5	19,5	8,5	-32,5	-13,5

Вычисляется коэффициент уравнения регрессии для дополнительно введенных членов:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{I}_i \chi_{in}}{N} \quad (3.62)$$

$$b_5 = 33,5 / 16 = 2,09375$$

$$b_6 = -3,5 / 16 = -0,21875$$

$$b_7 = 19,5 / 16 = 1,21875$$

$$b_8 = 8,5 / 16 = 0,53125$$

$$b_9 = -32,5 / 16 = -2,03125$$

$$b_{10} = -13,5 / 16 = -0,84375$$

Определяется расчетное значение критерия Стьюдента:

$$t_j = \frac{|b_j|}{s_b} \quad (3.63)$$

Таблица 3.12

Проверка критериев Стьюдента для всех коэффициентов уравнения

t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}
2,162415702	-0,22592	1,25872	0,548673	-2,097865979	-0,87142
Подходит	Не подходит	Подходит	Подходит	Подходит	Подходит

Сравнивается с полученными значениями из таблицы 3.12: если $t_j > t$, то коэффициент значим.

Уравнение математической модели:

$$y = 14,7188 - 1,2813x_1 - 3,9063x_2 - 0,4688x_3 + 3,9688x_4 + 2,09375x_1x_2 + 1,21875x_1x_4 + 0,53125x_2x_3 - 2,03125x_2x_4 - 0,84375x_3x_4 \quad (3.64)$$

Первоначальный анализ результатов исследований позволяет сделать вывод, что наиболее важными факторами, влияющими на демпфирование резонансных колебаний, являются x_1 – частота вращения вала электродвигателей и x_4 – зазоры в амортизаторе.

Таблица 3.13

Проверка коэффициентов математической модели

	$x_1x_2I_{cp}$	$x_1x_3I_{cp}$	$x_1x_4I_{cp}$	$x_2x_3I_{cp}$	$x_2x_4I_{cp}$	$x_3x_4I_{cp}$
	13	13	13	13	13	13
	-11,5	-11,5	-11,5	11,5	11,5	11,5
	-21,5	21,5	21,5	-21,5	-21,5	21,5
	23,5	23,5	-23,5	-23,5	-23,5	23,5
	18,5	-18,5	18,5	-18,5	18,5	-18,5
	-8	8	8	-8	8	-8
	21,5	-21,5	21,5	21,5	-21,5	-21,5
	32	32	-32	32	-32	-32
	9,5	9,5	-9,5	9,5	-9,5	-9,5
	-9,5	-9,5	9,5	9,5	-9,5	-9,5
	-7	7	-7	-7	7	-7
	18,5	-18,5	18,5	-18,5	18,5	-18,5
	5,5	-5,5	5,5	-5,5	-5,5	5,5
	-11	11	11	-11	-11	11
	-11	-11	-11	11	11	11
	14	14	14	14	14	14
Сумма Σ	33,5	-3,5	19,5	8,5	-32,5	-13,5

Таблица 3.14

Проверка адекватности математической модели

x_1	x_2	x_4	x_1x_2	x_2x_3	I_{cp}	\hat{f}	$ I_{cp} - \hat{f} $	$(I_{cp} - \hat{f})^2$
+	+	+	+	+	13	16,87505	3,87505	15,01601
-	+	+	-	+	11,5	12,68755	1,18755	1,410275
+	-	+	-	-	21,5	20,50015	0,99985	0,9997
-	-	+	+	-	23,5	24,68765	1,18765	1,410513
+	+	+	+	-	18,5	16,87505	1,62495	2,640463
-	+	+	-	-	8	12,68755	4,68755	21,97313
+	-	+	-	+	21,5	20,50015	0,99985	0,9997
-	-	+	+	+	32	24,68765	7,31235	53,47046
+	+	-	+	+	9,5	8,93745	0,56255	0,316463
-	+	-	-	+	9,5	4,74995	4,75005	22,56298
+	-	-	-	-	7	12,56255	5,56255	30,94196
-	-	-	+	-	18,5	16,75005	1,74995	3,062325
+	+	-	+	-	5,5	8,93745	3,43745	11,81606
-	+	-	-	-	11	4,74995	6,25005	39,06313
+	-	-	-	+	11	12,56255	1,56255	2,441563
-	-	-	+	+	14	16,75005	2,75005	7,562775
						Сумма Σ	48,5	215,6875

Определяя расчетное значение критерия Стьюдента и проверяя критерии Стьюдента для всех коэффициентов уравнения, получается окончательное уравнение математической модели:

$$y = 14,7188 - 1,2813x_1 - 3,9063x_2 + 0,53125x_2x_3 + 3,9688x_4 + 2,09375x_1x_2 \quad (3.65)$$

Вычисляется число степеней свободы:

$$f_1 = (N - 1) = 16 - 4 = 12 \quad (3.66)$$

$$f_2 = N (m - 1) = 16(2 - 1) = 16 \quad (3.67)$$

Находится дисперсия адекватности:

$$S_{ад}^2 = \frac{1}{N-l} \sum_{i=1}^N m_i (I_{сп} - \hat{I})^2 = \frac{2 \times 215,6875}{16-4} = 35,94792 \quad (3.68)$$

Определяется расчетное значение критерия Фишера:

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S_{воспр}^2} = \frac{35,94792}{15} = 2,396528 \quad (3.69)$$

Расчетное значение критерия Фишера получилось меньше, чем критическое, отсюда следует, что математическая модель адекватна.

Определяются оптимальные значения при максимальной загрузке вибрационного конвейера. Для этого находятся частные производные по x_1 , x_3 и x_4 , при известном значении x_2 .

В результате имеются следующие эффективные значения факторов: $x_1 = 5,4$, $x_3 = 61$ и $x_4 = 1,3$. Зависимости от факторов, в сравнении с теоретическими данными, показаны на графиках рис. 3.9, 3.10, 3.11 и 3.12

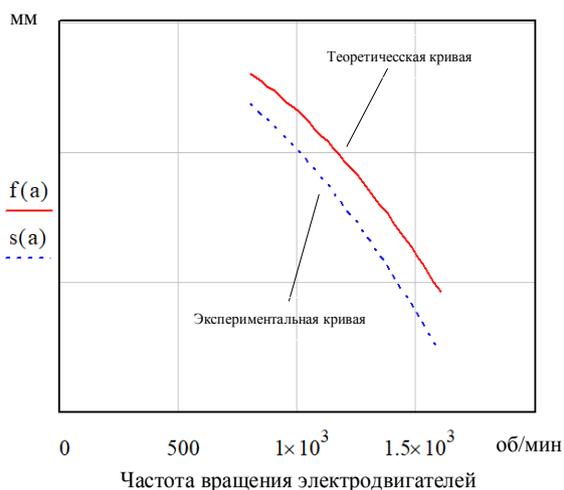


Рис. 3.9 зависимость частоты колебаний от частоты вращения электродвигателей, где $f(a)$ – данные, полученные экспериментально, $s(a)$ – данные, полученные теоретически;

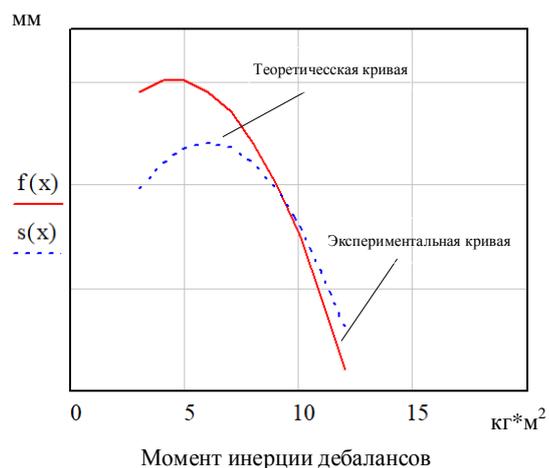


Рис. 3.10 зависимость частоты колебаний от момента инерции вибраторов, где $f(x)$ – данные, полученные экспериментально, $s(x)$ – данные, полученные теоретически;

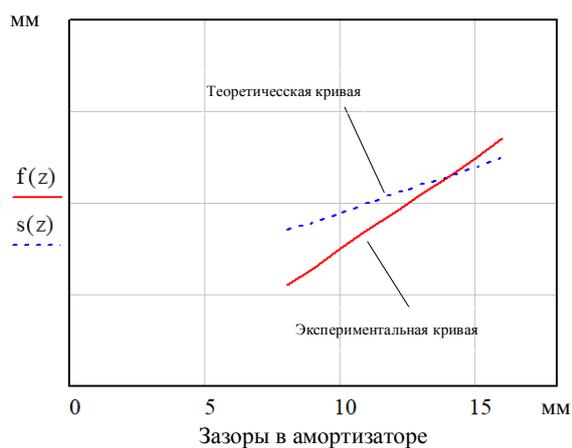


Рис. 3.11 зависимость частоты колебаний от зазоров в амортизаторах, где $f(z)$ – данные, полученные экспериментально, $s(z)$ – данные, полученные теоретически;

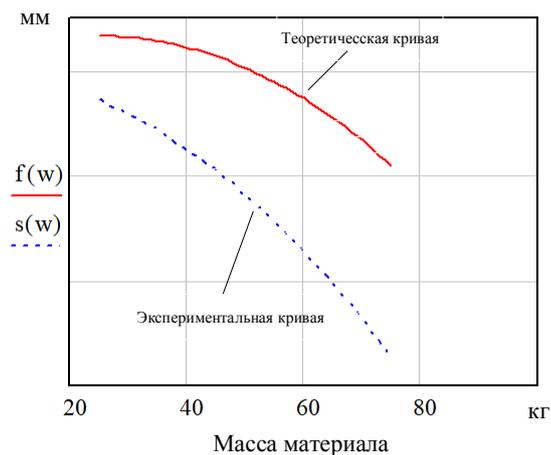


Рис. 3.12 зависимость частоты колебаний от массы материала, где $f(w)$ – данные, полученные экспериментально, $s(w)$ – данные, полученные теоретически;

Выводы по главе

В ходе экспериментального исследования получены действительные значения коэффициента сопротивления разработанного амортизатора. Сравнивая коэффициент сопротивления, полученный в ходе расчета математической модели из теоретических исследований в главе 2, с коэффициентом сопротивления, полученным экспериментальным путем, определяем, что расхождения между этими коэффициентами имеют допустимую погрешность (до 20%). Такой результат подтверждает, что математическая модель, полученная в результате теоретических исследований в главе 2, является верной.

В результате экспериментального исследования выявлены зависимости амплитуды колебаний вибрационной установки от параметров амортизатора. Из полученных результатов видно, что зазоры в амортизаторе играют ключевую роль в управлении колебаниями. Чем больше зазоры, тем выше частота резонансных колебаний. Однако момент инерции вибраторов и частота вращения электродвигателей также влияют на демпфирование резонансных колебаний. Полученные данные близки с результатами, полученными в главе 2 и можно говорить, что математическая модель верна.

Подтвердив состоятельность математической модели экспериментальными исследованиями, необходимо провести технико-экономическое обоснование, учесть экономический эффект от внедрения амортизатора на установку и описать методику для его эффективного расчета и применения на предприятиях.

4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ.

4.1 Технико-экономическая эффективность внедрения

Оценить результаты проведённых исследований можно также путём расчёта технико-экономической эффективности от внедрения амортизатора для демпфирования резонансных колебаний в вибрационную установку. [3,78]

За базовый вариант при определении годового экономического эффекта принимаем показатели эксплуатации вибрационных машин без демпфирования резонансных колебаний, а за новый вариант - с демпфированием резонансных колебаний.

Годовой экономический эффект, получаемый при использовании нового разработанного амортизатора, складывается из следующих составляющих:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 + \mathcal{E}_2, \quad (4.1)$$

где \mathcal{E}_1 – экономия от улучшения эксплуатации машин и сокращением простоев в ремонте;

\mathcal{E}_2 – экономия от сокращения потребности в рабочей жидкости.

При новом варианте эксплуатации увеличивается производительность вибрационного конвейера за счёт сокращения времени простоя в ремонте и уменьшения износа узлов конвейера. [27,83]

При уменьшении резонансных колебаний вибрационного конвейера увеличивается долговечность и надежность различных узлов вибрационного конвейера, таких как валы вибраторов, электродвигатели, которые установлены непосредственно на механизме и т.д. [17]

Первую составляющую годового экономического эффекта от использования амортизатора, улучшающей эксплуатационные

характеристики машин и сокращающей время их ремонта, можно найти по формуле: [66]

$$\Delta_1 = \Pi_2 [(C_1 - C_2) + E_n (K_1 - K_2)], \quad (4.2)$$

где Π_2 – годовая производительность машины после установки амортизатора;

C_1 и C_2 – себестоимости выполнения единицы работы до и после установки амортизатора;

K_1 и K_2 – удельные капитальные вложения на единицу продукции выполняемого объёма работ;

E_n – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_n = 0,15$

Себестоимость продукции равна:

$$C_1 = \frac{S_1}{\Pi_1}, C_2 = \frac{S_2}{\Pi_2}, \quad (4.3)$$

где S_1, S_2 – текущие затраты на эксплуатацию машины до и после использования амортизатора;

Π_1 – годовая производительность машины до применения амортизатора.

Текущие затраты за год работы машины:

$$S = S_{zn} + S_{ap} + S_{кр} + S_{эп} + S_m + S_{см}, \quad (4.4)$$

где S_{zn} – заработная плата обслуживающего персонала;

S_{ap} – амортизационные отчисления на реновацию техники;

$S_{кр}$ – затраты на капитальный ремонт, отнесенные на год работы техники;

$S_{эТ}$ – затраты на техническое обслуживание и текущие ремонты;

S_T – затраты на электроэнергию;

$S_{см}$ – затраты на масла, смазывающие и вспомогательные материалы.

Расчёт будет проводиться для вибрационного конвейера КВ1Ж2. Затраты на один машино-час работы составляют: $S_{эТ} = 1,53$ руб; $S_T = 0,64$ руб; $S_{см} = 0,21$ руб; $S_б = 0,4$ руб. [43]

Амортизационные отчисления на реновацию и капитальный ремонт можно определить, исходя из расчётно-балансовой стоимости установки $Ц_m$, норм амортизационных отчислений на реновацию A_{ap} и капитальный ремонт $A_{кр}$:

$$S_{ap} + S_{кр} = \frac{Ц(A_{ap} + A_{кр})}{100} \quad (4.5)$$

$$A_{ap} = 10,7\%, A_{кр} = 5\%. \quad (4.6)$$

Расчётно-балансовая стоимость определяется через оптовую цену $Ц_{оп}$:

$$Ц_m = Ц_{оп},$$

Годовой фонд рабочего времени вибрационной машины T_r , включая время на техническое обслуживание и ремонт, равен 2856 ч. Количество дней нахождения машины в техобслуживании и ремонте за год можно найти по формуле:

$$D_p = \sum_{i=1}^k B_i H_i / \kappa_x T_u B_0 / t_0 \quad (4.7)$$

где B_i – нормативная продолжительность данного вида ТО и ремонта за межремонтный цикл;

H_i – количество ТО данного вида и ремонтов за межремонтный цикл;

κ_x – коэффициент, учитывающий отклонение фактических затрат времени от нормативного, $\kappa_x = 1,2$;

$T_{ц}$ – межремонтный цикл (средний ресурс до первого капитального ремонта);

B_0 – средняя продолжительность устранения одного отказа, $B_0 = 0,3$ дня;

t_0 – наработка на отказ.

Средняя наработка на отказ вибрационных конвейеров составляет 1500 часов [6]. Установлено, что более 54% отказов вибрационных конвейеров составляют отказы вибраторов, свыше 70% из которых связаны с высокой динамической нагрузкой. [6,85] В виду того, что применение амортизатора значительно повысит надежность вибрационной машины, то будут устранены отказы, вызванные резонансом в системе, и наработка на отказ составит около 1900 часов.[55] Тогда количество часов пребывания в ТО и ремонтах за год при базовом и новом вариантах составит соответственно 260 и 210 ч.

Продолжительность пребывания в плановых ТО и ремонтах, равна 248 ч. Зная годовой фонд времени, затраты на ТО и ремонт, приходящих на 1000 часов работы конвейера (860 руб.) [36], можно определить, что годовые затраты на ТО и ремонт по базовому и новому варианту будут равны соответственно 3650 и 3521 руб.

Текущие затраты на эксплуатацию машины с использованием установки складываются из затрат S_m и затрат на эксплуатацию установки S_y , приходящихся на одну машину:

$$S_2 = S_m + S_y, \quad (4.8)$$

$$S_y = \frac{S_{zn}^y + S_{ap}^y + S_z^y}{N_m}, \quad (4.9)$$

Где S_{zn}^y , S_{ap} , S_z^y – затраты соответственно на зарплату обслуживающего персонала установки, на амортизацию установки, на электроэнергию;

N_M – число обслуживаемых машин.

$$S_{зм}^y = \lambda T_y c_m \quad (4.10)$$

Где λ – коэффициент перехода от тарифного фонда заработной платы к общему фонду с начислениями, $\lambda = 1,4$;

T_y – годовой фонд времени работы установки;

C_T – часовая тарифная ставка рабочего.

Установку обслуживает один рабочий 5-го разряда и работает на ней только во время работы конвейера. В остальное время выполняет другие работы. $C_T = 0,702$ руб.

Годовой фонд времени работы установки зависит от числа обслуживаемых машин N_M , количества промывок одной гидросистемы в год и продолжительности одной промывки $t_{пр}$:

$$T_y = t_{пр} n N_M \quad (4.11)$$

Амортизационные отчисления рассчитываются, исходя из расчетно-балансовой стоимости установки и коэффициента амортизационных отчислений A_o ($A_o = 17,7\%$).

Затраты на электроэнергию:

$$S_э^y = T_y N_y C_э, \quad (4.12)$$

где N_y – мощность электродвигателей установки, $N_y = 7$ кВт;

$C_э$ – стоимость электроэнергии, $C_э = 0,02$ руб. / кВт · ч.

Годовая эксплуатационная производительность:

$$П = П_э T_э K_u, \quad (4.13)$$

где $П_э$ – часовая эксплуатационная производительность;

$K_{и}$ – коэффициент использования внутрисменного времени, $K_{и} = 0,75$

Удельные капиталовложения можно найти по формулам:

$$\kappa_1 = \frac{Ц_{.м}}{П_1}; \kappa_2 = \left(Ц_{.м} + \frac{Ц_{.у}}{N_{.м}} \right) / П_2. \quad (4.14)$$

Тогда, после подстановки формул, получим:

$$\mathcal{E}_1 = П_2 \left[\left(\frac{S_1}{П_1} - \frac{S_2}{П_2} \right) + E_{н} \left(\frac{Ц_{.м}}{П_1} - \frac{Ц_{.м} + Ц_{.у} / N_{.м}}{П_2} \right) \right] \quad (4.15)$$

В качестве примера приведем расчет экономического эффекта от внедрения амортизатора для демпфирования резонансных колебаний конвейера КВ1Ж2, при следующих значениях:

Текущие затраты на эксплуатацию конвейера КВ1Ж2

Без применения амортизатора $S_1 = 12949$ руб.

С применением амортизатора $S_2 = 10862$ руб.

Годовая производительность конвейера

Без применения амортизатора $П_1 = 64520$ м³,

С применением амортизатора $П_2 = 70737$ м³;

Расчётно-балансовая стоимость конвейера $Ц_{.м} = 445000$ руб.;

Расчётно-балансовая стоимость амортизатора $Ц_{.у} = 4000$ руб.;

Количество обслуживаемых машин $N_{.м} = 1$ ед.;

Подставляя приведённые значения в формулу (4.15), получим годовой экономический эффект на один конвейер КВ1Ж2, равный 35680 руб.

В дальнейшем произведен расчет для вибрационного конвейера близкого по характеристикам к экспериментальной установке, рассмотренной в главе 3. За базовые данные для оценки технико-экономической эффективности внедрения разработанного амортизатора в

вибрационную установку, были взяты усредненные показатели вибрационных машин похожего типа. [85]

Таблица 4.1

Данные для расчета

Наименование оборудования	Оптовая цена машин, тыс. руб	Нормы амортизационных отчислений, %	Разряд работ (числитель) и часовая ставка рабочего (знаменатель), руб./ч	Средняя тарифная ставка ремонтных рабочих, руб./ч.	Коэффициент перехода от заработной платы ремонтных рабочих к затратам на материалы
Виброконвейер	100	20	3/50	75	0,20

Затраты на модернизацию (дополнительные капиталовложения)

Готовые амортизаторы для выполнения поставленной задачи, а именно демпфирования резонансных колебаний в вибрационных машинах, таких как вибрационный конвейер или грохот, не подходят. Поэтому для этих целей была разработана специальная конструкция амортизатора. Поскольку производство готового амортизатора обычно не выгодно [10, 11], то наиболее правильное решение будет использовать готовый, серийный автомобильный амортизатор, который впоследствии можно будет модернизировать. Таким образом, принято решение изготавливать конструкцию путём изменения конструкции серийного амортизатора.

Работа по модернизации 4 амортизаторов будет включать в себя следующие операции:

- покупка центральной втулки
- покупка крепежа для втулки
- оплата работы слесаря, для изменения штока.

- оплата работы по установке компонентов в амортизатор
- крепления амортизатора к раме испытательного стенда

Итого, общая стоимость модернизации 4-х амортизаторов и их установка на стенд составила 4000 р. Все расчеты будут вычислены в двух вариантах – до и после модернизации конвейера, используя общедоступные расчеты, для определения эффективности внедрения оборудования. [41, 66, 94]

Таким образом, стоимость виброконвейера после модернизации будет

$$Q_M^ц = 100000 + 4000 = 104000 \text{ руб.} \quad (4.16)$$

Расчет себестоимости 1 машино-часа эксплуатации вибрационного транспортера.

При расчете расходов по эксплуатации строительных и дорожных машин рассматривают следующие группы затрат, входящих в себестоимость машино-часа

$$C_{M.ч.} = C_{P.KP} + C_{TEK} + C_{H.P.} \quad (4.17)$$

Где

$C_{P.KP}$ – затраты на реновацию и капитальный ремонт, руб./ч.;

C_{TEK} – текущие затраты (заработная плата машиниста/рабочего; заработная плата рабочих; затраты на смазочные, ремонтные и эксплуатационные материалы и запасные части), руб./ч.;

$C_{H.P.}$ – накладные расходы, руб./ч.

Расчет затрат на реновацию и капитальный ремонт:

Затраты на реновацию и капитальный ремонт учитывают амортизационные отчисления на 1 маш-ч. работы и определяются по формуле:

$$C_{P.KP.} = \frac{A}{H_{пл.н.}}, \quad (4.18)$$

где A – годовые амортизационные отчисления на реновацию, отчисления на капитальный ремонт, руб.,
до модернизации:

$$A = \frac{Q_{ц} \cdot K_{тр} \cdot a_{н}}{100} = \frac{2180000}{100} = 21800 \text{ руб.}, \quad (4.19)$$

где $Q_{ц}$ - оптовая цена виброконвейера (табл.4.1), руб.;

$K_{тр}$ - коэффициент перехода от оптовой цены к средней балансовой стоимости;

$a_{н}$ - нормы амортизационных отчислений, % (см. табл.11);

после модернизации:

$$A^M = \frac{Q_{ц}^M \cdot K_{тр} \cdot a_{н}}{100} = \frac{2430700}{100} = 24307 \text{ руб} \quad (4.20)$$

Планируемая наработка машины за год,

$$N_{пл.н} = 12 \cdot N_{пл.мес} = 12 \cdot 235 = 2820 \text{ ч},$$

где

$$N_{пл.мес} = K_{др} \cdot t_{см} \cdot K_{см} \cdot K_{и} = 21 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 0,7 = 235 \text{ ч}, \quad (4.21)$$

где

$K_{др}$ – число рабочих дней в месяце (среднее значение);

$t_{см}$ – продолжительность смены, $t_{см} = 8$ ч;

$K_{см}$ – коэффициент сменности строительной техники, $K_{см} = 2$;

$K_{и}$ - коэффициент использования машин внутри смены, $K_{и} = 0,7$.

Таким образом, подставляя полученные значения, получим затраты на реновацию и капитальный ремонт:

до модернизации:

$$C_{P.KP.} = \frac{A}{H_{пл.н.}} = \frac{21800}{2820} = 7,7 \text{ руб./ч} \quad (4.22)$$

после модернизации:

$$C_{P.KP.}^M = \frac{A}{H_{пл.н.}} = \frac{24307}{2820} = 8,6 \text{ руб./ч} \quad (4.23)$$

Расчет текущих затрат

В состав текущих затрат включается:

- заработная плата рабочего;
- заработная плата рабочих, занятых на ТО и Р машин (кроме капитального);
- социальные налоги на заработную плату;
- затраты на смазочные, ремонтные и эксплуатационные материалы и запасные части;

Текущие затраты рассчитываются по формуле:

$$C_{тек} = C_{зм} + C_{P.P.} + C_{соц} + C_{P.Э.М.} + C_{э} + C_{см} , \quad (4.24)$$

где:

$C_{зм}$ - заработная плата рабочего, руб./ч.;

$C_{P.P.}$ - заработная плата ремонтных рабочих за 1ч. работы, руб./ч.;

$C_{соц}$ - социальные налоги на заработную плату, руб./ч.;

$C_{P.Э.М.}$ - стоимость ремонтных и эксплуатационных материалов, руб./ч.;

$C_{э}$ – затраты на электроэнергию двигателя, руб./ч.;

$C_{\text{см}}$ – затраты на смазочные материалы, руб./ч.

Расчет заработной платы рабочего определяется по формуле:

$$C_{\text{зр}} = 1,25 \cdot Z_{\text{т.с.м.}} \cdot K_c = 1,25 \cdot 50 \cdot 1,11 = 69,3 \text{ руб./ч.}, \quad (4.25)$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий премии к тарифной ставке рабочего (МДС 83-1.99);

$Z_{\text{т.с.м.}}$ – часовая тарифная ставка рабочих, руб./ч. (см. табл.4.1);

$K_c = 1,11$ – средний коэффициент к тарифной ставке, учитывающий доплаты;

Расчет заработной платы ремонтных рабочих за 1ч. работы

до модернизации:

$$C_{\text{р.р.}} = 1,2 \cdot T_{\text{то.тр.}} \cdot Z_{\text{т.с.р.}} \cdot K_c = 1,2 \cdot 0,6 \cdot 75 \cdot 1,11 = 59,94 \text{ руб./ч} \quad (4.26)$$

после модернизации:

$$C_{\text{р.р.}}^{\text{М}} = 1,2 \cdot T_{\text{то.тр.}} \cdot Z_{\text{т.с.р.}} \cdot K_c = 1,2 \cdot 0,53 \cdot 75 \cdot 1,11 = 52,94 \text{ руб./ч.}, \quad (4.27)$$

где 1,2 - коэффициент, отражающий средний размер премии ремонтным рабочим; (МДС 83-1.99)

Расчет трудоемкости

до модернизации:

$$T_{\text{то}} = \frac{t_{\text{то}} \cdot N_{\text{то}}}{T_{\text{ц}}} = \frac{80 \cdot 6}{4000} = 0,12 \text{ чел} - \text{ч} \quad (4.28)$$

$$T_{\text{тр}} = \frac{t_{\text{тр}} \cdot N_{\text{тр}}}{T_{\text{ц}}} = \frac{480 \cdot 4}{4000} = 0,48 \text{ чел} - \text{ч} \quad (4.29)$$

$$T_{\text{то.тр.}} = T_{\text{то}} + T_{\text{тр}} = 0,12 + 0,48 = 0,6 \text{ чел} - \text{ч} \quad (4.30)$$

после модернизации:

$$T_{\text{то}} = \frac{t_{\text{то}} \cdot N_{\text{то}}}{T_{\text{ц}}} = \frac{80 \cdot 6}{4500} = 0,11 \text{ чел} - \text{ч} \quad (4.31)$$

$$T_{TP} = \frac{t_{TP} \cdot N_{TP}}{T_{\text{ц}}} = \frac{480 \cdot 4}{4500} = 0,42 \text{ чел} - \text{ч} \quad (4.32)$$

$$T_{TO.TP} = T_{TO} + T_{TP} = 0,11 + 0,42 = 0,53 \text{ чел} - \text{ч} \quad (4.33)$$

где:

$T_{TO.TP}$ – трудоемкость ТО и TP на 1ч. межремонтного цикла, чел.-ч./г.,

t_{TO} и t_{TP} – трудоемкость выполнения одного ТО и Р на 1ч. межремонтного цикла, чел.-ч./г.;

N_{TO} и N_{TP} – количество ТО и Р за межремонтный цикл, маш.-ч.;

$T_{\text{ц}}$ – межремонтный цикл машины, маш.-ч.;

$Z_{T.C.P.}$ – средняя часовая ставка ремонтных рабочих, руб./ч. (см. табл.11);

Социальные налоги на заработную плату

Расчет социальных налогов на заработную плату до модернизации

ПФ (22%) – 28,4 руб./ч.;

ФСС (2,9%) – 3,74 руб./ч.;

ФМС (5,1%) – 6,59 руб./ч.;

$$C_{\text{соц}} = 28,4 + 3,74 + 6,59 = 38,73 \text{ руб./ч.} \quad (4.34)$$

Расчет социальных налогов на заработную плату после модернизации

ПФ (22%) – 26,8 руб./ч.;

ФСС (2,9%) – 3,54 руб./ч.;

ФМС (5,1%) – 6,23 руб./ч.;

$$C_{\text{соц}}^M = 26,8 + 3,54 + 6,23 = 36,57 \text{ руб./ч.} \quad (4.35)$$

Стоимость ремонтных и эксплуатационных материалов

Стоимость ремонтных и эксплуатационных материалов до модернизации:

$$C_{P.Э.М} = K_{P.Э.М} \cdot C_{P.P.} = 0,2 \cdot 59,94 = 11,98 \text{ руб./ч.}, \quad (4.36)$$

Стоимость ремонтных и эксплуатационных материалов после модернизации:

$$C_{P.Э.М}^M = K_{P.Э.М} \cdot C_{P.P.} = 0,2 \cdot 52,94 = 10,58 \text{ руб./ч.}, \quad (4.37)$$

где:

$K_{P.Э.М}$ – коэффициент перехода от заработной платы ремонтным рабочим к затратам на ремонтные, эксплуатационные материалы и запасные части (см. табл.11).

Затраты на электроэнергию двигателей вычисляется по формуле:

до модернизации:

$$C_{Э} = Ц_{Э} \cdot Q_{Э} = 3,4 \cdot 5 = 17 \text{ руб/ч} \quad (4.38)$$

где:

$Ц_{Э}$ – стоимость электроэнергии, $Ц_{Э} = 3,4 \text{ руб./кВт – ч.}$;

$Q_{Э}$ – часовые затраты электроэнергии на 1 маш.-ч. работы машины,
 $Q_{Э} = 5 \text{ кВт/ч}$

после модернизации:

$$C_{Э}^M = Ц_{Э} \cdot Q_{Э}^M = 3,4 \cdot 6 = 20,4 \text{ руб/ч} \quad (4.39)$$

$Q_{Э}^M = 6 \text{ кВт/ч}$

Затраты на смазочные материалы

до модернизации:

$$C_{СМ} = K_{СМ} \cdot C_{Э} = 0,3 \cdot 17 = 5,1 \text{ руб/ч} \quad (4.40)$$

где:

$K_{см}$ – коэффициент перехода от затрат на электроэнергию к затратам на смазочные материалы, $K_{см} = 0,3$

после модернизации:

$$C_{см}^M = K_{см} \cdot C_{э} = 0,3 \cdot 20,4 = 6,12 \text{ руб/ч} \quad (4.41)$$

Таким образом, подставляя полученные значения, получим текущие затраты для виброконвейера:

до модернизации:

$$C_{тек} = C_{зм} + C_{р.р.} + C_{соц} + C_{р.э.м.} + C_{э} + C_{см} = 69,3 + 59,94 + 38,73 + 11,98 + 17 + 5,1 = 207,25 \text{ руб/ч} \quad (4.42)$$

после модернизации:

$$C_{тек}^M = C_{зм} + C_{р.р.}^M + C_{соц}^M + C_{р.э.м.}^M + C_{э}^M + C_{см}^M = 69,3 + 52,94 + 36,57 + 10,58 + 20,4 + 6,12 = 200,89 \text{ руб/ч} \quad (4.43)$$

Расчет накладных расходов

В составе накладных расходов учитываются следующие группы и статьи затрат:

1. Административно-хозяйственные расходы (на содержание аппарата управления, ремонт и содержание зданий, вневедомственную охрану, почтово-телеграфные операции);
2. Расходы на обслуживание работников строительства (дополнительная зарплата рабочих, взносы на социальное страхование, затраты на охрану труда и технику безопасности);

3. Расходы на организацию работ на строительных площадках (проектирование производства работ, содержание производственных лабораторий и др.).

Накладные расходы рассчитываются по нормам, установленным к прямым затратам на эксплуатацию строительных машин или к основной заработной плате рабочих. Норма накладных расходов принимается в размере 21% от общей суммы прямых затрат (годовых и текущих).

до модернизации:

$$C_{Н.Р.} = 0,21 \cdot (C_{Р.КР.} + C_{Тек}) = 0,21 \cdot (7,7 + 207,25) = 45,13 \text{руб./ч} (4.44)$$

$C_{Р.КР.}$ – затраты на реновацию и капитальный ремонт до модернизации

$C_{Тек}$ – текущие затраты до модернизации

после модернизации:

$$C_{Н.Р.}^M = 0,21 \cdot (C_{Р.КР.}^M + C_{Тек}^M) = 0,21 \cdot (8,6 + 200,89) = 44,4 \text{руб./ч} (4.45)$$

$C_{Р.КР.}^M$ – затраты на реновацию и капитальный ремонт до модернизации

$C_{Тек}^M$ – текущие затраты после модернизации

Расчет себестоимости машино-часа

до модернизации:

$$C_{М.ч.} = C_{Р.КР.} + C_{Тек} + C_{Н.Р.} = 7,7 + 207,25 + 45,13 = 260,08 \text{руб./ч} (4.46)$$

после модернизации:

$$C_{М.ч.}^M = C_{Р.КР.}^M + C_{Тек}^M + C_{Н.Р.}^M = 8,6 + 200,89 + 44,4 = 253,89 \text{руб./ч} (4.47)$$

Расчет годовых затрат

до модернизации:

$$C_{\Gamma} = (C_{\text{Р.КР.}} + C_{\text{тек}} + C_{\text{Н.Р.}}) \cdot N_{\text{пл.н}} = (7,7 + 207,25 + 45,13) \cdot 2820 = 733425 \text{ руб./ч} \quad (4.48)$$

где:

$C_{\text{Р.КР.}}$ – затраты на реновацию и капитальный ремонт до модернизации

$C_{\text{тек}}$ – текущие затраты до модернизации

$C_{\text{Н.Р.}}$ – накладные расходы до модернизации

после модернизации:

$$C_{\Gamma}^{\text{М}} = (C_{\text{Р.КР.}}^{\text{М}} + C_{\text{тек}}^{\text{М}} + C_{\text{Н.Р.}}^{\text{М}}) \cdot N_{\text{пл.н}} = (8,6 + 200,89 + 44,4) \cdot 2820 = 715969,8 \text{ руб./ч} \quad (4.49)$$

где:

$C_{\text{Р.КР.}}^{\text{М}}$ – затраты на реновацию и капитальный ремонт после модернизации

$C_{\text{тек}}^{\text{М}}$ – текущие затраты после модернизации

$C_{\text{Н.Р.}}^{\text{М}}$ – накладные расходы после модернизации

Экономия:

$$\text{Э}_{\text{К}} = C_{\Gamma} - C_{\Gamma}^{\text{М}} = 733425 - 715969,8 = 17455,2 \text{ руб} \quad (4.50)$$

Расчет экономического эффекта

Экономический эффект — разность между результатами деятельности хозяйствующего субъекта и произведенными для их получения затратами на изменения условий деятельности.

$$\Delta = (C_{\Gamma} + E \cdot Q_{\Pi}) - (C_{\Gamma}^M + E \cdot Q_{\Pi}^M) = (733425 + 0,12 \cdot 100000) - (714277,8 + 0,12 \cdot 104000) = 18667,2 \text{ руб.} \quad (4.51)$$

Q_{Π} и Q_{Π}^M – стоимость виброконвейера до и после модернизации, руб.;

C_{Γ} и C_{Γ}^M – годовые затраты до и после модернизации, руб.;

E - нормативный коэффициент эффективности, $E = 0,12$.

Коэффициент эффективности

Под коэффициентом эффективности понимается конечный результат инвестиций. Показатели экономической эффективности учитывают затраты и результаты, связанные с реализацией инвестиционного проекта, выходящие за пределы прямых финансовых интересов участников инвестиционного проекта

$$K_{\Delta} = \frac{\Delta}{K} = \frac{18667,2}{10400} = 1,8 \quad (4.52)$$

Δ - экономический эффект, руб.;

K – затраты на модернизацию (дополнительные капиталовложения), руб.

Срок окупаемости дополнительных капиталовложений:

$$K_{\text{д}} = \frac{K}{\Delta} = \frac{10400}{18667,2} = 0,6 \text{ года} \quad (4.53)$$

Рассчитанный экономический эффект, срок окупаемости, коэффициент эффективности и другие параметры, полученные в ходе расчетов, отображены в таблице 4.2

Таблица 4.2

Сводная таблица результатов

Наименование показателей	Единица измерения	Условное обозначение	Вариант	
			До модернизации	После модернизации
Затраты на реновацию и капитальный ремонт	руб./ч	СР.КР.	7,7	8,6
Заработная плата рабочего	руб./ч	Сзр	69,3	69,3
Межремонтный цикл машины	маш.-ч.;	$T_{Ц}$	4000	4500
Заработная плата ремонтных рабочих	руб./ч	СР.Р.	59,94	52,94
Отчисление на социальные нужды	руб./ч	Ссоц	38,73	36,57
Стоимость ремонтных, эксплуатационных материалов и запасных частей	руб./ч	СР.Э.М.	11,98	10,58
Затраты на электроэнергию	руб./ч	Сэ	17	20,4
Накладные расходы	руб./ч	СН.Р.	45,13	44,4
Затраты на смазочные материалы	руб./ч	Ссм	5,1	6,12
Итого: (себестоимость 1 машино-часа)	руб./ч	СМ.Ч.	260,08	253,89
Годовые затраты	руб.	СГ	733425	715969
Амортизационные отчисления	руб.	А	21800	24307
Экономический эффект	руб.	Э	–	18667
Экономия	руб.	ЭК	–	17455
Оптовая цена виброконвейера	руб.	QC	100000	104000
Дополнительные капиталовложения	руб.	К	–	4000
Срок окупаемость дополнительных капиталовложений	лет	$K_{д}$	–	0,6
Коэффициент эффективности	–	$K_{э}$	–	1,8

4.2 Рекомендации по применению модернизированного амортизатора в вибрационном конвейере.

Результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований позволили разработать и запатентовать амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах, патенты на полезную модель № 170565, опубл. 28.04.2017, патент № 170737, опубл. 04.05.2017, № 183547, опубл. 25.09.2018, № 183775, опубл. 02.10.2018, реализация которых позволит повысить долговечность и надежность вибрационных строительных машин, обеспечить безопасность для работающего персонала на площадке около вибрационного конвейера, а также снизить шум, вызываемый резонансными частотами вибрационного конвейера.

Для обеспечения оптимальной производительности рабочего процесса вибрационной строительной машины с амортизатором, необходимо:

- определить тип вибрационной машины и установить амортизаторы.
- уточнить необходимые, согласно полученной методике, характеристики вибрационной машины и определить оптимальные параметры амортизатора в соответствии с разработанной методикой.

Использование разработанного амортизатора для управления резонансными колебаниями, позволит значительно снизить динамические нагрузки на вибрационную машину, а также повысить долговечность, надежность и снизить шумность вибрационной машины, благодаря демпфированию резонансных колебаний.

4.3. Методика расчета параметров амортизатора.

Цель расчета - выбор конструктивных параметров амортизатора, обеспечивающих требуемые характеристики, а именно, минимальное сопротивление в рабочем режиме и максимальное при возникновении резонансных колебаний.

Для расчета, в качестве примера, взят вибрационный грохот ГИСЛ-62УК. Данный вибрационный самобалансный инерционный грохот используется для разделения сыпучих материалов по крупности, при массе насыпного груза до 1,4 т /м³.

Угол наклона просеивающей поверхности находится в пределах от 0° до 25° на всех операциях при работе с мокрым и сухим материалом – это грохочение каменных углей, горючих сланцев, антрацитов; отмывания суспензии от продуктов обогащения. При этом поверхностная влага материалов составляет не более 5%.

Область применения грохота ГИСЛ62УК – это обогатительные фабрики, шахтные сортировки и предприятия, которые перерабатывают антрациты, угли, горючие сланцы.

Вибрационный грохот имеет следующие технические характеристики:

- Размеры поверхности просеивания:

длина – 5230 мм

ширина – 2000 мм

- Амплитуда колебаний – 5-7 мм

- Частота колебаний – 735 мин⁻¹

- Масса колеблющейся части – 8360 кг

Для расчета параметров амортизатора выбираем коэффициент аperiodичности (затухания колебаний). Правильный выбор этого

коэффициента обеспечивает рациональную зависимость между сопротивлением амортизатора и частотой собственных колебаний.

Коэффициент аperiodичности находится в пределах $\psi = 0,15 \dots 0,3$. Принимаем его значение, равным $\psi = 0,2$

$$\psi = \frac{K}{\sqrt{\frac{M}{2}c}} = 0,2 \quad (4.54)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора рассчитывается по следующей формуле:

$$K = \psi \sqrt{\frac{M}{2}c} = 0,2 \sqrt{\frac{8360}{2} \cdot 270515} = 6725,3 \quad (4.55)$$

где:

M – масса колеблющейся части вибрационной строительной машины;

c – жесткость подвески вибрационной строительной машины,

$c=270515$ Н/м;

Коэффициенты сопротивления амортизатора на ходе отбоя и на ходе сжатия определяются по следующим зависимостям:

- коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя:

$$K_{\text{отб}} = \beta \cdot K_{\text{сж}} \quad (4.56)$$

где $K_{\text{сж}}$ - коэффициент сопротивления на ходе сжатия; $\beta = 4 \dots 8$.

$$K = \frac{K_{\text{сж}} + K_{\text{отб}}}{2} = \frac{K_{\text{сж}} + \beta \cdot K_{\text{сж}}}{2} \quad (4.57)$$

- коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия:

$$K_{сж} = \frac{2 \cdot K}{1 + \beta} = \frac{2 \cdot 6725,3}{1 + 5} = 2242 \quad (4.58)$$

Таким образом коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя вычисляется:

$$K_{отв} = \beta \cdot K_{сж} = 5 \cdot 2242 = 11210 \quad (4.59)$$

По рассчитанным коэффициентам сопротивления амортизатора, определяется максимальная сила сопротивления:

$$F_{max} = K_i \cdot v_{max}, \text{ где}$$

$v_{max} = 0,6$ м/с – максимальная скорость колебаний.

$$F_{max\ отв} = K_{отв} \cdot v_{max} = 11210 \cdot 0,6 = 6726 \quad (4.60)$$

$$F_{max\ сж} = K_{сж} \cdot v_{max} = 2242 \cdot 0,6 = 1345 \quad (4.61)$$

Расчет параметров амортизатора.

Параметры модернизированного амортизатора, рассмотрены выше. Далее показан пример расчета амортизатора автомобильного типа. В некоторых случаях, покупка готового, серийного амортизатора не является возможным вариантом. В таком случае имеет смысл спроектировать амортизатор полностью, рассчитав его параметры: [45]

1. Площадь поршня, мм².

$$S = \frac{F_{max}}{p_{max}} = \frac{6726}{5} = 1345,2 \quad (4.62)$$

где - $p_{max} = 5$ МПа, максимальное давление в амортизаторе;

$F_{max} = F_{max(отб)}$, максимальная сила сопротивления амортизатора на ходе отбоя;

2. Диаметры обоих поршней, мм

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1345,2}{\pi}} = 41 \quad (4.63)$$

3. Диаметр штока, мм.

При длине $L_{шт} = 300$ мм, полученной согласно размерам от стойки вибрационного грохота до оси крепления амортизатора. Диаметр штока определен из расчета, при максимальном осевом сжатии:

$$F_{сж(max)} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot d_{шт}^2}{64 \cdot L^2} \quad (4.64)$$

$$d_{шт} \geq \sqrt[4]{\frac{F_{сж(max)} \cdot 64 \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E \cdot \pi}} = \sqrt[4]{\frac{1345 \cdot 64 \cdot 0,3^2}{\pi^2 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi}} = \sqrt[4]{\frac{7747,2}{6346624,52}} = 18,7 \quad (4.65)$$

4. Площадь поршня на ходе отбоя, мм² (по формуле 2.34)

$$S_{отб} = \frac{(d_{\Pi}^2 - d_{шт}^2) \pi}{4} = \frac{(41^2 - 18,7^2) \cdot \pi}{4} = 1045 \quad (4.66)$$

5. Площадь поршня на ходе сжатия, мм² (по формуле 2.33)

$$S_{сж} = \frac{d_{\Pi}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{41^2 \cdot \pi}{4} = 1320 \quad (4.67)$$

По ГОСТ Р 53816-2010, выбирается амортизатор с диаметром кожуха:
 $d=70$ мм.

6. Параметры втулки амортизатора, мм

- диаметр втулки d_b принимается равным диаметру кожуха амортизатора, с допуском не грубее $\sqrt{Ra\ 3,2}$

- внутренний диаметр втулки, мм

$$d_{\text{вв}} = d_{\text{п}} + \delta_{\text{вп}} = 41 + 8 = 49 \quad (4.68)$$

где $\delta_{\text{вп}}$ – зазор, между втулкой и поршнем, мм

- длина втулки, мм

$$L_{\text{вт}} = \frac{L_{\text{шт}}}{4} = 75 \quad (4.69)$$

7. Расстояние l от втулки до поршня, мм

$$l \leq A_{\text{кол}} = 7 \quad (4.70)$$

Гидравлический расчет амортизатора

Площадь сечения проходных отверстий выбирается такая, чтобы получить заданную характеристику.

1. Расход жидкости определяется по следующим формулам:

$$Q = k_y \cdot S_b \cdot V \quad (4.71)$$

$$Q = \mu \cdot S_{\text{отв}} \cdot \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (4.72)$$

$$\rho = \frac{F}{S} \quad (4.73)$$

$$S_{\text{отв (сж)}} = \frac{k_y \cdot V}{\mu} \sqrt{\frac{S_{\text{вск}}^3 \cdot \rho}{2 \cdot F_{\text{сж}}}} = \frac{0,98 \cdot 0,6}{0,65} \sqrt{\frac{(1320 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 760}{2 \cdot 1345}} = 22,9 \text{ мм}^2 \quad (4.74)$$

$$S_{\text{отв (отб)}} = \frac{k_y \cdot V}{\mu} \sqrt{\frac{S_{\text{вотб}}^3 \cdot \rho}{2 \cdot F_{\text{отб}}}} = \frac{0,98 \cdot 0,6}{0,65} \sqrt{\frac{(1045 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 760}{2 \cdot 6726}} = 7,2 \text{ мм}^2 \quad (4.75)$$

где:

$k_y=0.98$ – коэффициент утечек;

$S_v=S_{\text{всж}}= 1320$ – площадь вытеснителя на ходе сжатия, мм^2 ;

$S_v=S_{\text{вотб}}= 1045$ – площадь вытеснителя на ходе отбоя, мм^2 ;

$\mu=0.65$ – коэффициент расхода;

$\rho=760$ – плотность, кг/м^3 .

Используя полученные данные, можно построить характеристику работы амортизатора. На рисунке 4.1 показано отношение сопротивления перемещению штока амортизатора от скорости его движения. Из графика видно, что скорость резонанса подавляется силой сопротивления амортизатора. Показанный резкий скачок характеризует вход поршня во втулку. Амортизатор демпфирует колебательный процесс, тем самым ограничивая амплитуду колебаний. [Глава 2]

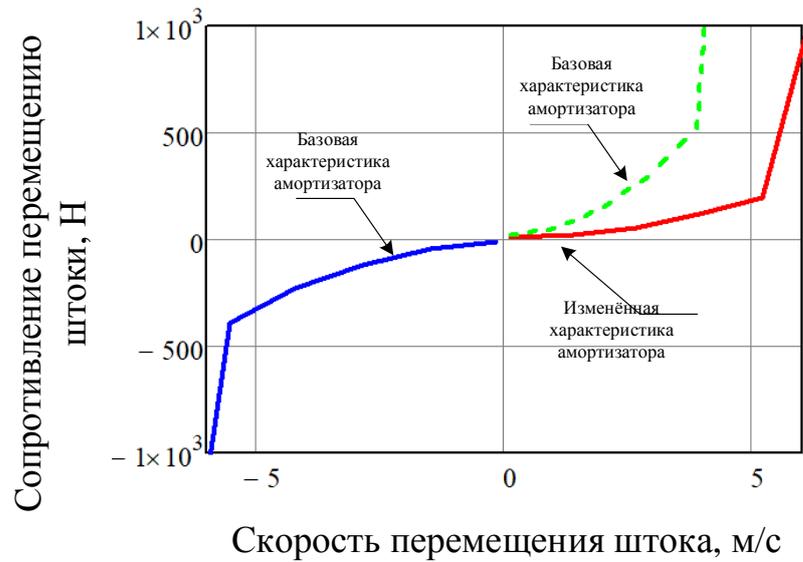


Рис. 4.1. Характеристика амортизатора:

$V_{\text{раб}}$ – скорость штока в рабочем режиме вибрационной машины (в момент пересечения оси колебаний); $V_{\text{рез}}$ – в режиме входа в резонанс

Таким образом, полученная методика расчета позволяет определить параметры амортизатора по исходным характеристикам вибрационной машины. Теоретическое исследование, рассмотренное в главе 2 данной работы, позволяет провести исследование и расчет для вибрационных ТТМ практически любых размеров и характеристик, и подобрать к ним необходимые средства демпфирования колебаний.

Выводы по главе

Экономический расчет показал, что окупаемость капиталовложений составит всего 0,6 года, что является хорошим результатом. При незначительных затратах для модернизации вибрационного конвейера – покупки амортизаторов и их усовершенствование, коэффициент эффективности равен 1,8. Тем самым, установленный амортизатор на вибрационный конвейер не только справится с демпфирование резонансных колебаний, но и сможет увеличить прибыль от машины, не только увеличивая ее долговечность.

Разработанная методика позволяет определить основные параметры модернизированного амортизатора для гашения резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах для обеспечения долговечности и надежности вибрационных строительных машин.

Использование разработанного амортизатора для гашения резонансных колебаний позволяет значительно снизить динамические нагрузки на вибрационную машину, повысить долговечность, надежность, снизить шумность вибрационной машины; также позволяет быстрее выходить на рабочие амплитуды колебаний.

5. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ существующих методов и средств демпфирования. Сформулировано решение проблемы резонансных колебаний, влияющих на вибрационные машины и установлены конструктивные параметры этих машин, с целью подбора характеристик демпфера для управления колебательным процессом;
2. Разработана новая конструкция демпфирующего устройства, выполненного в виде амортизатора автомобильного типа, имеющего характеристики, удовлетворяющие режимам работы ВСМ в резонансных и рабочих режимах;
3. Разработана математическая модель функционирования демпфирующего устройства и установлена взаимосвязь между конструктивными параметрами устройства, коэффициентом сопротивления и параметрами ВСМ. Построена характеристика демпфирования устройства;
4. Построена математическая модель колебаний ВСМ. Установлены значения коэффициентов сопротивления и установлена связь между математической моделью и коэффициентом сопротивления. Получена характеристика колебательного процесса системы и влияния на него. Установлены диапазоны сопротивления рабочего режима резонанса;
5. В результате компьютерного эксперимента получены регрессионные зависимости, связывающие параметры ВСМ и конструктивные параметры демпфирующего устройства, для всего диапазона параметров ВСМ;
6. Проведено экспериментальное исследование характеристик разработанного амортизатора, а также возможности применения метода демпфирования резонансных колебаний на вибрационном конвейере. В ходе экспериментального исследования были определены коэффициенты сопротивления и необходимые параметры амортизатора, были получены и проанализированы: амплитуды колебания вибрационного конвейера, его рабочий процесс и влияние резонансных амплитуд на вибрационную установку. В итоге была подтверждена сходимость результатов, полученных

в ходе математического моделирования и целесообразность применения метода демпфирования резонансных колебаний;

7. Разработана методика расчета модернизированного амортизатора, которая позволяет произвести расчет амортизатора для любого вида вибрационных машин;

8. Проведено технико-экономическое обоснование внедрения демпфера;

9. Разработаны и запатентованы несколько видов амортизаторов, работающих по разным принципам, что позволяет использовать их в различных средах, где другие типы амортизаторов работать не смогут;

10. Разработаны рекомендации по применению модернизированного амортизатора, позволяющие повысить технико-экономические показатели вибрационных строительных машин;

11. Результаты научных исследований внедрены в производственный процесс на СПКТБ «Ленгидросталь» и ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет».

В дальнейшем возможно совершенствование конструкции демпфера колебаний и применение других видов амортизаторов с иным принципом действия; создание новых методик по управлению резонансными колебаниями. Разработанный метод управления колебаниями может быть усовершенствован, как и конструкция устройства. Теоретически его возможно сделать меньше и легче, ввиду использования более совершенных материалов, которые легче металла, но не уступают ему по прочности. Возможно использование нового вида гидравлической жидкости, который сейчас активно используется в новых моделях автомобильных амортизаторов. Такая гидравлическая жидкость позволяет с помощью электромагнитного поля менять свою вязкость, что открывает совершенно новые пути к изучению процесса управления колебаниями вибрационных машин. Использование методики управления колебаниями и самого модернизированного амортизатора возможно на горных карьерах, заводах, строительных площадках и других местах, где используются вибрационные строительные машины.

Список используемой литературы

1. Абрамов С.И. Эффективность использования строительных машин. – М.: Стройиздат. – 1977. – 136 с.
2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий \ Ю.П.Адлер, Маркова Е.В., Грановский Ю.В.. М.: Наука. – 1976. – 278с.
3. Анисимов А.П. Экономика планирования, анализ деятельности предприятий автомобильного транспорта. М.: Транспорт. -2007 г. - 254 с.
4. Амортизатор с автоматическим управлением./ Генкин М.Д., Римский-Корсаков А.В., Целебровский А.М., Яблонский В.В. А.С. 259568 (СССР), БИ 2, 1970.
5. Амортизатор с автоматическим управлением./Елезов В.Г. А.С.706614 (СССР), БИ 48, 1979.
6. Анализ состояния рынка и технического сервиса импортной техники в дорожно-строительной отрасли / В.В. Столбов, С.Е. Максимов, Д.А Скороходов [Электронный ресурс] // Каталог-справочник «Дорожная техника». – 2014. – Режим доступа: <http://www.prostoev.net>
7. Ананьев И.В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. М.-Л.: ОГИЗ, Гостехиздат, 1946.-223 с.
8. Алифов А.А. Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источником энергии. М.: Наука, 1985. — 327 с.
9. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей / Аринин И.Н., Коновалов С.И., Баженов Ю.В. – Ростов н/Д.: Феникс. – 2007. – 314 с.

10. Асаул А.Н., Ключев А.Ф., Кудрявцев А.В., Рыбнов Е.И. Экономика предпринимательства: Учеб. пособие. – М.: Изд-во АСВ; СПб.:СПбГАСУ. – 2000. –164 с.
11. Балабанов И.Т. Основы финансового менеджмента: Учебное пособие – М.: Финансы и статистика. – 1999. – 512 с.
12. Баловнев В. И. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учебник для вузов/ Под общ. ред. В.И. Баловнева. – 2-е изд., дополн. и перераб. – Москва–Омск: Изд-во СибАДИ. – 2001. – 528 с.
13. Барзилович Е.Ю. Модели технического обслуживания сложных систем. – М.: Высшая школа, 1982. – 231 с.
14. Бардышев О.А., Ратнер А.М., Тайц В.Т. Организация ремонта техники на транспортном строительстве. – М.: Транспорт. – 1988. – 346 с.
15. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1971. – 671 с.
16. Башты Т.М. Техническая диагностика гидравлических приводов / Под общ. ред Т.М.Башты – М.: – Машиностроение. – 1989. – 315. с.
17. Беляев, Ю.К. Надежность технических систем / Ю.К. Беляев, В.А. Богатырев, В.В. Болотин. – Москва: Радио и связь. – 1985, - 608с.
18. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994- 400 с.
19. Блехман И.И. Вайсберг Л.А., Васильков В.Б., Якимова К.С. Влияние вибрации на течения сыпучих тел и жидкостей // Труды 5-ой Международной конференции «Проблемы колебаний» (ICOVPP-2001). -Москва, ИМАШ, 8-10 октября 2001. М., 2001,- С. 22-25.
20. Бауман В.А. Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. — 255 с.

21. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний/ Бидерман В.Л. М.: Высшая школа, 1980. - 408 с.
22. Болотник Н.Н. Оптимизация амортизационных систем/ Болотник Н.Н. М.: Наука, 1983. - 256 с.
23. Буров С.С. Конструкция и расчет танков / С.С. Буров – М.: Академия, 1973 – 579 с.
24. Бауман В. А., Механическое оборудование предприятий строительный материалов, изделий и конструкций: Учебник для строительных вузов. / В. А. Бауман, Б. В. Клушанцев, В. Д. Матрынов. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 324 с.
25. Белецкий Б. Ф., Белецкий Б. Ф., Строительный машины и оборудование: Справочное пособие (для производителей, строительных вузов, факультетов и техникумов)/ Белецкий Б. Ф. – Ростов н/Д: Феникс, 2002. – 592 с.
26. Бродский Ю.А. "Тяжелое машиностроение" №1, Бродский Ю.А., Колосов С.Л., Шалунов Б.С. 2004 г. стр. 35-37
27. Васильев И.А., Васильева, Ю.И. Экономика отрасли строительного и дорожного машиностроения на современном этапе / И.А. Васильев, Ю.И. Васильева // Строительные и дорожные машины. – 1997. № 4. – С. 2-3.
28. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. // М.: Недра, 1986.– 144 с.
29. Волков С. А. Строительные машины: Учебник для строит.вузов / Волков С. А., Евтюков С. А. Под общ. ред. проф. С. А. Волкова.– СПб.: Изд-во ДНК, 2008.–704с.

30. Волков Д.П., Николаев С.Н. Надежность строительных машин и оборудования/Учебное пособие для студентов вузов. – М.: Высшая школа. –1979. – 400с.
31. Вибрация в технике. Справочник в шести томах / Под ред. В.Н. Челомя. Том 1. – М.: Машиностроение, 1981. – 352 с.
32. Вибрация в технике. Справочник в шести томах / Под ред. В.Н. Челомя. Том 2. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
33. Вибрация в технике. Справочник в шести томах / Под ред. В.Н. Челомя. Том 4. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
34. Вибрация в технике. Справочник в шести томах / Под ред. В.Н. Челомя. Том 5. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
35. Вибрация в технике. Справочник в шести томах / Под ред. В.Н. Челомя. Том 6. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
36. Временные нормативы затрат средств и стоимости работ по централизованному ремонту и техническому обслуживанию импортных и мощных отечественных строительных машин. ВНИИПКтехоргнефтегазстрой, ОНАО-2085, – 74 с.
37. Генкин М.Д. Методы активного гашения вибраций механизмов./ Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. В кн.: Динамика и акустика машин. М.; Наука, 1971, с. 70-88.
38. Генкин М.Д. Развитие методов активного виброгашения./ Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В., Фридман Э.Л. В кн.: Методы виброизоляции машин и присоединенных конструкций. М.: Наука, 1975, с. 58- 66.
39. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьёв А.Д. Математические методы в теории надежности. – М.: Наука. – 1965. – 524 с.

- 40.ГОСТ Р 53816-2010 Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний.
- 41.МДС 83-1.99 Методические рекомендации по определению размера средств на оплату труда в договорных ценах и сметах на строительство и оплате труда работников строительного-монтажных и ремонтно-строительных организаций
- 42.Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер – М., Машиностроение, 1969. – 236 с.
- 43.Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин / Дербаремдикер А.Д. – М.: Машиностроение, 1985 – 200 с.
- 44.Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалов Э.З. Численные методы анализа. – М.: Наука. –1967. –368 с.
- 45.Добромиров В.Н. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания./ В.Н. Добромиров, Е.Н. Гусев, М.А. Карунин, В.П. Хавханов – М.: МГТУ “МАМИ”, 2006. – 184 с.
- 46.Динамические свойства линейных виброзащитных систем / Под ред. К.В.Фролова. М.: Наука, 1982. - 205 с.
- 47.Диллон Б., Сингх Ч. Инженерные методы обеспечения надежности. – М.: Мир. – 1984. – 318 с.
- 48.Елезов В.Г. Виброизолирующая опора с электромеханической системой регулирования, В кн.: Виброакустические процессы в машинах и присоединенных конструкциях./Елезов В.Г. М.: Наука, 1974, с. 66-75.
- 49.Елезов В.Г. Электромеханическая система регулирования для низкочастотной коррекции характеристик упругого виброизолятора. В

- кн.: Доклады на УШ Всесоюзной Акустической конференции./Елезов В.Г. М., 1973, с. 65-68.
- 50.Евтюков С. А. Пневмотранспортное оборудование в строительной индустрии и строительстве. / Евтюков С. А., Шапунов М. М. / Под общ.ред. С. А. Евтюкова. – СПб.: «Изд-во ДНК», 2005. – 360 с. [8(3)]
- 51.Евтюков С. А., М. Справочник по пневмокомплексам и пневмотранспортному оборудованию / С. А. Евтюков, М. М. Шапунов. Под общ.ред. М. М. Шапунова. – СПб.: «Изд-во ДНК», 2005. – 456 с. [9(4)]
- 52.Евтюков С. А. Транспортирующие, дорожные и строительные машины. Машины для земляных работ. Методические указания по выполнению расчетных параметров машин. / С. А. Евтюков, М. М. Шапунов, А.А. Кузнецова – СПбГАСУ. – СПб., 2010. – 188 с. [10] (43)]
- 53.Ефремов, И.М. Вибробетоносмесители: путь длиной в 70 лет / И.М. Ефремов, Д.В. Лобанов. – Строительные и дорожные машины. – 2009. – №10. – с. 15-19.
- 54.Зедгинидзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. –М.: Наука. –1976. – 390 с.
- 55.Канторер С.Е. Строительные машины и экономика их применения. – М.: Высш. шк.,. – 528 с.
- 56.Коросов, А. В. Имитационное моделирование в среде MSExcel (на примерах из экологии): Монография. – Петрозаводск: ПетрГУ. - 2002. - 212с.
- 57.Кудрявцев Е.М. Mathcad 2000 Pro. – М.: ДМК Пресс. – 2001. – 576 с.

58. Кузьмичев, В.А. Методы моделирования и проектирования вибрационных смесительных машин: дис. д-ра. техн. наук / В.А. Кузьмичев. – Л., 1989. – 397с.
59. Кузьмичев В.А. Основы проектирования вибрационного оборудования. Учебное пособие.- СПб: Издательство «Лань» 2014.-208с.
60. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Высшюшк., 1988 – 239 с.: ил
61. Малашкина В. А. Гидравлика: учебное пособие/ Малашкина В. А. –М.: МГГУ – 2012 – 103 с.
62. Методика определения сметных цен на эксплуатацию машин и механизмов. Приложение к приказу Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 20 декабря 2016 г. N 999/пр.
63. Новиков А. П. Гидравлика, гидропривод и гидросистемы: учебное пособие / Новиков А. П., Кондратенко И. Ю. В: ВГЛА – 2007 – 151 с.
64. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. 144 с.
65. Расчет элементов вибрационного привода / Д.Н. Пирожков, – Вестник Алтайского аграрного университета № 7 (25). – 2010. с. 32 –36
66. Рекомендации по расчёту экономической эффективности технических решений в области организации, технологии и механизации строительных работ / ЦНИИОМТП. – М.: Стройиздат, 2014. – 128 с.
67. Репин С.В. Управление эффективностью деятельности предприятия по эксплуатации строительных машин методом маржинального анализа / С.В. Репин, С.А.Евтюков, М.А.Нестеренко //Автомобильные дороги,

- транспорт и экология: Сборник научно-практических трудов группы предприятий «Дорсервис» / Под ред. Пичугова А.И., Медреса Е.П. – СПб.: ООО «Издательство ДНК». –2006. – С. 159–171.
- 68.Репин, С. В. Гашение резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах / Репин С. В., Волков С.А., Литвин Р.А. // Строительные дорожные машины. – 2016. - №3. С. 27-32.
- 69.Репин С.В. Исследование процесса гашения резонансных колебаний в вибрационной строительной машине/ С.В. Репин, П.С. Иванов, И.В. Горбань. 2014. – 244 с.
- 70.Репин С.В. Методология обеспечения работоспособности транспортно-технологических машин и комплексов средствами технической эксплуатации / Репин С.В., Рулис К.В., Зазыкин А.В., Крупин С.А. - Монография. - СПб.:СПбГАСУ. - 2012. - 218 с.
- 71.Репин С.В. Методология совершенствования эксплуатации строительных машин. Монография. – СПб.:СПбГАСУ. – 2005. – 172с.
- 72.Репин С.В. Теоретическое и экспериментальное исследование виброударного грохота для фракционирования песка / Репин С.В., Скрипилов, А.П.,Сизиков С.А. // Вестник гражданских инженеров. – 2013. – № 5(40). – С. 188–193.
- 73.Репин, С.В. Теория эксперимента. Методические указания по выполнению лабораторной работы “Исследование процесса уплотнения бетонных покрытий дорог” / Репин С.В., Рулис К.В., Литвин Р.А., Чудаков А.В. – СПб: СПбГАСУ. – 2016. – 27 с.
- 74.Репин С.В., Литвин Р.А., Монгуш С.Ч. Теоретическое и экспериментальное исследование процесса вибротранспортирования строительных материалов //Вестник Тувинского государственного

- университета. Технические и физико-математические науки. Выпуск 3. Кызыл, 2016. - С.122-131.
- 75.Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Ротенберг Р.В. – М.: Машиностроение, 1972. – 393 с.
- 76.Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. Пособие для студ. высш. учеб. заведений/Ромакин Н.Е. –М. : Академия, 2008. – 432 с
- 77.Рябинин Г.А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем. – СПб: Политехники. -2000. – 248 с.
- 78.Салманов О.Н. Математическая экономика с применением Mathcad и Excel. – СПб.: БХВ-Санкт-Петербург. – 2003. – 464 с.
- 79.Сейранян А.П. Области резонанса для уравнения Хилла с демпфированием // Докл. АН. 2001. Т. 376. № 1.С. 44-47.
- 80.Сизиков С.А. Динамика перемещения сыпучих сред вибротранспортирующими органами строительных машин: дис...канд. техн. наук: 05.05.04: защищена: 1985 утв. 1985 / Сизиков Станислав Анатольевич. – Ленинград, 1985. – 313 с.
- 81.Скрипилов, А.П. Методика определения эффективных параметров виброударного грохота для фракционирования строительных песков: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук (05.05.04) / Скрипилов Анатолий Петрович; ФГБОУ ВПО СПбГАСУ. – Санкт-Петербург, 2013. – 21 с.
- 82.Стабин И.П. Автоматизированный системный анализ / И.П.Стабин, В.С.Моисеева. – М.: Машиностроение. – 1984. – 312 с.
- 83.Степанова И.С. Экономика строительства / Под общей ред. И.С. Степанова. – М.: Юрайт-Издат. – 2016. – 591 с.

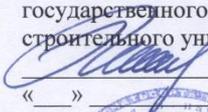
84. Тимошенко С.П. Теория колебаний в инженерном деле./ Тимошенко С.П. - М.: ОНТИ, 1934.-344 с.
85. Фадеев, А.В. Надежность оборудования и технологических линий / А.В. Фадеев, С.А. Крупин // Доклады 68-й конференция профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета. – СПб.:СПбГАСУ. – 2011. – С. 215-218.
86. Челомей. В.Н. Избранные труды / В.Н. Челомей. — М.: Машиностроение, 1989. 336 с.
87. Челомей В.Н. Парадоксы в механике, вызываемые вибрациями. Доклады АН СССР. 1983. Т. 270. № 1. С. 62-67.
88. Шашкина В.В. Надежность в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. В.В.Шашкина, Г.П. Карзова. – СПб.: Политехника. – 1995. – 719 с.
89. Шульц В.В. Основы надежности машин: Учеб. пособие. – СПб, СПбГАСУ. –2000. – 149 с.
90. Шасси автомобиля. (Fahrwerktechnik 1 Сокращенный перевод с немецкого В.П. Агапова. Под редакцией канд. техн. наук И.Н. Зверева. (Москва: Издательство «Машиностроение», 1983)
91. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. (Fahrwerktechnik: Stobdampfer) Производственное издание. Перевод с немецкого В.П. Агапова. Под редакцией О.Д. Златовратского. (Москва: Издательство «Машиностроение», 1986)
92. Шасси автомобиля: Элементы подвески. (Fahrwerktechnik: FederungFahrwerkmechanik) Производственное издание. Перевод с немецкого А.Л. Карпухина. Под редакцией канд. техн. наук Г.Г. Гридасова. (Москва: Издательство «Машиностроение», 1987)

- 93.Энциклопедия MathCad 2011 и MathCad 14. – М.: Солон-Пресс, 2010. – 832 с
- 94.Экономическое моделирование в Microsoft Excel / Дж. Мур, Р. Уздерфорд. – М.: «Вильямс». – 2004. – 1024 с.
- 95.Юфин А.П. Гидромеханизация. – М.: Стройиздат, 1974. – 323 с.
- 96.Амортизатор для демпфирования: пат. 170565 Рос. Федерация : МПК F16F 9/49 F16F 9/36 /Р.А. Литвин, С.В. Репин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2016124862; заявл. 21.06.2016; опубл. 28.04.2017, Бюл. № 13
- 97.Амортизатор для демпфирования: пат. 170737 Рос. Федерация: МПК F16F 9/49 F16F 9/36 /Р.А. Литвин, С.В. Репин; П.С. Гордеев заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2016126922; заявл. 04.07.2016; опубл. 04.05.2017, Бюл. № 13
- 98.Пневматический амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах: пат. 183547 Рос. Федерация: МПК F16F 9/16, F16F 9/36, F16F 15/023/Р.А. Литвин, С.В. Репин, А.В. Булин; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2018100541; заявл. 09.01.2018; опубл. 25.09.2018, Бюл. № 27
- 99.Пружинный амортизатор для гашения резонансных колебаний в вибрационных машинах: пат. 183775 Рос. Федерация : МПК F16F 15/00 /Р.А. Литвин, С.В. Репин, Самолутченков В.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» - № 2018111793; заявл. 02.04.2018; опубл. 02.10.2018, Бюл. № 28

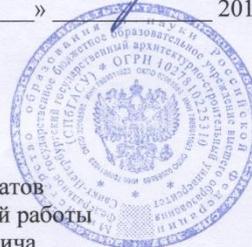
100. Устройство для гашения колебаний: пат. 2647779 Рос. Федерация: МПК F16F7/02 F16F13/04 /А.И. Милованов, Е.А. Милованова, И.А. Любченко, А.Н. Осколков, Р.Г. Любченко, Н.А. Миловановзаявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Иркутский государственный университет путей сообщения" (ФГБОУ ВО ИрГУПС) (RU)-заявл. 07.04.2016; опубл. 19.03.2018, Бюл. № 8
101. Однотрубный амортизатор с полостью в штоке: пат.2256111 Рос. Федерация: МПК F16F9/19 /Гусев Е.П., Кривоносов И.И., Леошко А.В. заявитель и патентообладатель ЗАО "Плаза" - № 2002127528/11; заявл. 14.02.2002; опубл. 10.07.2005, Бюл. № 19
102. Demić, M. D., et al.: Numerical Simulation of Shock Absorbers Heat Load for Semi-Active ... THERMAL SCIENCE: Year 2016, Vol. 20, No. 5, pp. 1725-1739.
103. John C. Dixon, The Shock Absorber Handbook, Second Edition, by The Society of Automotive Engineers, Inc, 2007, ISBN 0-7680-0050-5
104. Hrovat, D., Hubbard, M., Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Ratllespace, Sprung Mass, and Jerk, ASME (1982), 81-WA/DSC-23, pp. 1-9.
105. Randall S.E., Hoisted DM., Taytor D.L. Optimum vibration absorbers for linear damped systems // Trans. ASME. J. Mech. Des. 1981. -V. 103, №4. -P.901-913.

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
Санкт-Петербургского
государственного архитектурно-
строительного университета


С.Г. Головина

« » 2018 г.



АКТ

об использовании результатов
кандидатской диссертационной работы
Литвина Романа Андреевича

Комиссия в составе:

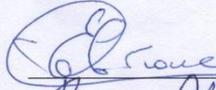
председателя – заведующего кафедрой транспортно-технологических машин
д.т.н., профессора С.А. Евтюкова,

членов комиссии:

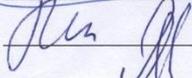
д.т.н., профессора С.В. Репина
к.т.н., доцента А.Л. Пенкина

составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «Методика демпфирования резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, используются в курсе лекций и в расчетно-аналитических заданиях по дисциплине «Теория эксперимента» для специальности «Прикладная механика» Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета.

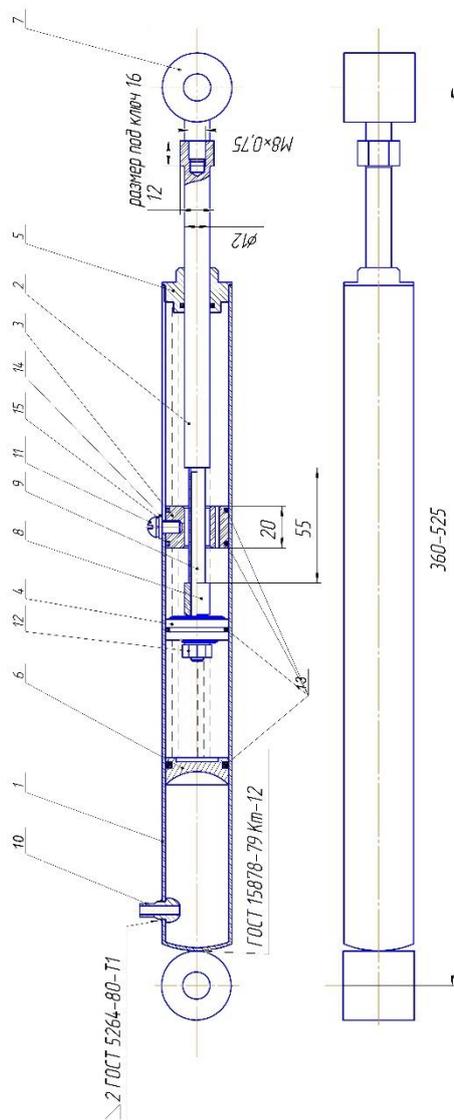
Председатель комиссии


С.А. Евтюков

Члены комиссии


С.В. Репин

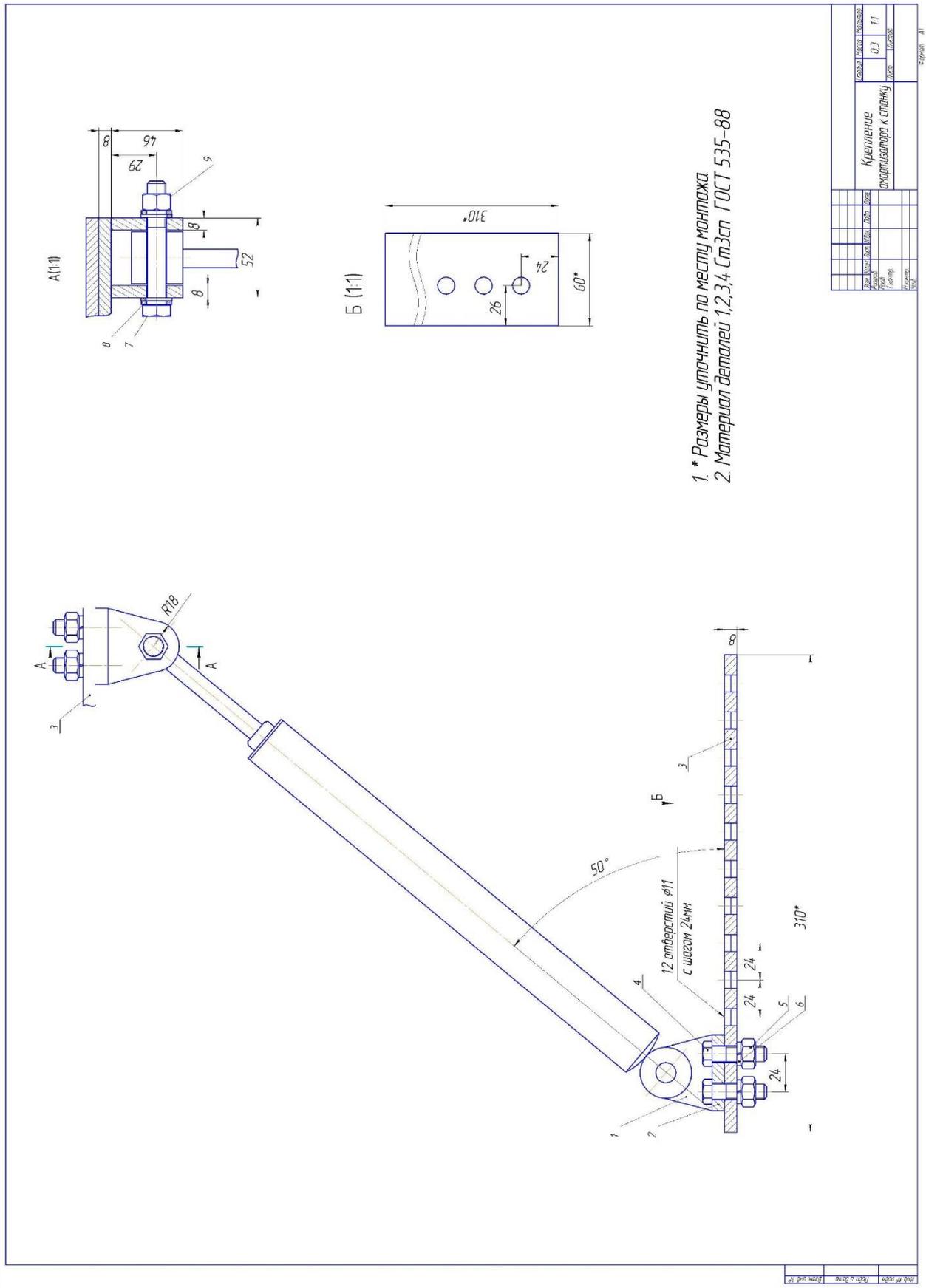

А.Л. Пенкин



1. Парашень поз.5 имеет расширенные дросельные каналы, дез. клапанов и предотвращает собой оторыва детали, препятствующую перекасу штока.
2. Клапаны находятся в неподвижном парашне, и срабатывают при достижении амплитуды движения штока 35 мм. В остальное время масло свободно перемещается сквозь центральное отверстие, не препятствуя колебательным движениям штока акортизатора.
3. Крепежное ухо поз.9 сделано съёмным, для упрощения сборки разборки акортизатора и расширения возможности монтажа акортизатора.
4. На штоке предусмотрена шестигранная часть под ключ, для удобства сборки. Может быть заменена на лыску или квадрат.
5. На парашне поз. 3 предусмотрена метка для удобства монтажа крепежного винта поз. 4.
6. Штуцер накачки воздуха в воздушную камеру услобно не показан.
7. Регулирующие трубки поз. 11 могут меняться, для получения различной длины свободного хода и изменения явления резонанса.

№27, 1988г. Чл. 1 и 2 чл. 4. Вып. №2 78

Исполн.	Провер.	Соглас.	Исполн.
Руднев	Савин	Савин	11
19	11	11	11
19	11	11	11



Аббревиатура, принятая в диссертации

ВСМ – вибрационная строительная машина

ТТМ – транспортно-технологическая машина

КСА – коэффициент сопротивления амортизатора

Определения

Амплитуда — максимальное значение смещения или изменения переменной величины от среднего значения при колебательном или волновом движении.

Амортизатор — устройство для гашения колебаний (демпфирования) и поглощения толчков и ударов подвижных элементов (подвески, колёс), а также корпуса самого транспортного средства, посредством превращения механической энергии движения (колебаний) в тепловую.

Вибрация — механические колебания твёрдых тел.

Вибрационный конвэйер — разновидность конвейера, принцип действия которого основан на колебательном движении рабочего грузонесущего органа.

Вибрационный грохот — машина с вибрационным приводом, предназначенная для сортировки (грохочения) сыпучих материалов путём их просеивания через сита (или решёта).

Вибрационная сушилка — машина с вибрационным приводом, предназначенная для сушки сыпучих материалов путём их нагревания с помощью трубчатых электронагревателей

Колебания — повторяющийся в той или иной степени во времени процесс изменения состояний системы около точки равновесия.

Резонанс — частотно-избирательный отклик колебательной системы на периодическое внешнее воздействие, который проявляется в резком увеличении амплитуды стационарных колебаний при совпадении частоты внешнего воздействия с определёнными значениями, характерными для данной системы. Для линейных колебательных систем значения частот резонанса совпадают с частотами собственных колебаний, а их число соответствует числу степеней свободы.

Частота — физическая величина, характеристика периодического процесса, равна количеству повторений в единицу времени. Это отношение количества повторений к промежутку времени, за которое они совершены