

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
ДОНЕЦКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО  
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

*На правах рукописи*

**Гутаревич Виктор Олегович**

**РАЗВИТИЕ НАУЧНЫХ ОСНОВ СОЗДАНИЯ ШАХТНЫХ  
ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ С ОПТИМАЛЬНЫМИ  
ДИНАМИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

**Диссертация**

на соискание научной степени  
доктора технических наук

Научный консультант

доктор технических наук, профессор

Кондрахин Виталий Петрович

Идентичность всех экземпляров  
диссертации ПОДТВЕРЖДАЮ.  
Ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



Бершадский И.А.

Донецк – 2017

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	16
1.1. Общие сведения о монорельсовом транспорте для угольных шахт .....	16
1.2. Опыт применения и логистический анализ целесообразности ис- пользования шахтных подвесных монорельсовых дорог.....	28
1.3. Анализ работ по исследованию шахтных подвесных монорельсо- вых дорог: решенные и нерешенные задачи.....	37
1.4. Постановка задач исследования.....	52
РАЗДЕЛ 2. ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЙ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ .....	55
2.1. Вступительные замечания.....	55
2.2. Общая методика исследований .....	56
2.3. Методы решения задач и их сравнительные оценки .....	57
2.4. Обобщенная структура исследуемой модели .....	59
2.5. Основные направления проведения исследований.....	64
2.6. Выводы по разделу .....	65
РАЗДЕЛ 3. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МОНОРЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА КАК ЭЛЕМЕНТА ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ШАХТЫ.....	67
3.1. Вступительные замечания.....	67
3.2. Общие подходы к формированию процесса перевозки вспомога- тельных грузов и людей подвесной монорельсовой дорогой .....	68

3.3. Математические модели процесса перевозки подвесными моно- рельсовыми дорогами .....	71
3.4. Моделирование взаимодействия встречных потоков подвесных монорельсовых дорог. ....	76
3.5. Маршрутизация движения шахтных подвесных монорельсовых дорог .....	79
3.6. Выводы по разделу .....	90
<b>РАЗДЕЛ 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСНОГО МОНОРЕЛЬСОВОГО ПУТИ .....</b>	<b>92</b>
4.1. Вступительные замечания.....	92
4.2. Продольные колебания монорельсового пути. ....	93
4.3. Поперечные колебания монорельсового пути.....	103
4.4. Колебания подвесного пути с подвижной нагрузкой .....	107
4.5. Выводы по разделу .....	116
<b>РАЗДЕЛ 5. ДИНАМИКА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ .....</b>	<b>118</b>
5.1. Вступительные замечания.....	118
5.2. Исследование колебаний подвесного состава, возникающих во время движения по подвесному монорельсу .....	120
5.3. Колебания подвесного экипажа в вертикальной плоскости .....	126
5.4. Боковые колебания экипажа подвесной монорельсовой дороги .	137
5.5. Продольная динамика подвесной монорельсовой дороги .....	159
5.6. Выводы по разделу .....	177
<b>РАЗДЕЛ 6. СИНТЕЗ ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ С ОПТИМАЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ.....</b>	<b>181</b>
6.1. Вступительные замечания.....	181
6.2. Критерии оптимизации для проведения синтеза шахтной подвес- ной монорельсовой дороги .....	182

6.3. Синтез подвески монорельсового пути с оптимальными передаточными функциями .....	186
6.4. Оптимизация параметров подвески монорельсового пути с оптимальными передаточными функциями.....	189
6.5. Синтез подвесной монорельсовой дороги при действии ударных нагрузок.....	202
6.6. Выводы по разделу .....	209
<b>РАЗДЕЛ 7. СНИЖЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА КРЕПЬ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК, ВОЗНИКАЮЩИХ ВО ВРЕМЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ.....</b>	<b>211</b>
7.1. Вступительные замечания.....	211
7.2. Общие направления снижения колебаний подвижного состава и подвесного монорельсового пути.....	212
7.3. Разработка способов и устройств для уменьшения динамических нагрузок на крепь горной выработки.....	212
7.4. Снижение бокового раскачивания подвижного состава и монорельсового пути в горной выработке .....	241
7.5. Выводы по разделу .....	249
<b>РАЗДЕЛ 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ .....</b>	<b>252</b>
8.1. Вступительные замечания.....	252
8.2. Программа и условия проведения экспериментальных исследований.....	253
8.3. Методика и технические средства для проведения испытаний. ..	255
8.4. Результаты экспериментальных исследований, их обработка и анализ.....	259
8.5. Испытания подвесных устройств монорельсового пути.....	263
8.6. Экономическая эффективность применения подвесных устройств монорельсового пути .....	270

8.7. Выводы по разделу .....	274
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	276
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	280
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	314
Приложение А. Примеры решения транспортной задачи для шахтной подвесной монорельсовой дороги.....	315
Приложение Б. Результаты исследования корпуса подвеса монорельсо- вого пути с помощью SolidWorks.....	318
Приложение В. Титульный лист методики определения динамических характеристик шахтных подвесных монорельсовых дорог .....	319
Приложение Г. Документы, подтверждающие внедрение результатов диссертационной работы.....	320

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** На угольных шахтах Донбасса основным видом транспорта вспомогательных грузов и людей по горизонтальным выработкам является локомотивная доставка, а по наклонным – канатная, что неизбежно связано с перецепками, перегрузками составов и применением многоступенчатой технологии перемещения. Особенно усложняется работа на шахтах, имеющих разветвленные и искривленные выработки со знакопеременным профилем. В то же время опыт эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог подтверждает возможность создания бесперегрузочной технологии транспортирования, что позволяет снизить затраты и улучшить работу горного предприятия.

При движении подвижного состава по монорельсу эксплуатация шахтной подвесной монорельсовой дороги связана с силовыми воздействиями, обусловленными переходными режимами работы и кривизной пути. В результате этого наблюдаются динамические колебания, приводящие к деформации самого пути и его элементов подвешивания, включая крепь горной выработки. Вследствие чего ухудшается эффективность, снижается надежность и повышается аварийность работы. С ростом скорости движения и массовой нагрузки на монорельс негативные последствия многократно усиливаются, что значительно ограничивает возможность эксплуатации подвесных монорельсовых дорог на шахтах.

Таким образом, **актуальная научная проблема**, имеющая важное хозяйственное значение, состоит в развитии научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами, установлении закономерностей формирования динамических нагрузок на крепь горной выработки в зависимости от свойств подвески монорельса и подвижного состава, что позволяет снизить динамические нагрузки на крепь горной выработки от воздействия перевозимых грузов, расширить область

применения, а также повысить технический уровень и эффективность работы монорельсового транспорта.

**Степень разработанности темы.** Проблемы создания подвесных монорельсовых дорог нашли широкое отражение в работах ученых: Л.И. Айзенштока, В.С. Берсенева, В.Г. Вербицкого, А.С. Веткина, В.Н. Григорьева, А.В. Денищенко, А.И. Дукельского, В.А. Дьякова, В.А. Еременко, Л.Г. Желтухина, И.И. Иванченко, И.П. Киселева, М.А. Котова, А.И.Кравцова, Е.В. Кузнецова, Л.Г. Лобаса, Р.В. Малова, В.М. Мерецкого, П.Е. Мерзлякова, Р.В. Мерцалова, В.Р. Ногих, В.С. Носова, О.С. Петренко, В.А. Расцветаева, Н.Н. Следя, А.Г. Степанова, В.М. Тарасова, А.А. Ткаченко, А.Е. Хлусова, М.В. Чашко, Л.Н. Ширина, Я.В. Щукина, B. Besa, E.K. Chanda, M. Grujić, C.H. Lee, M. Kawatani, C.W. Kim, Y. Kobayashi, M. Naeimi, N. Nishimura, I. Ristović, J. Tokarczyk, N.S. Trahair.

Несмотря на большой объем исследований в области создания и повышения эффективности работы шахтных подвесных дорог, их преимущества не реализованы в полной мере и широкое применение в шахтах Донбасса пока не представляется возможным. Положения расчета основных параметров шахтных подвесных монорельсовых дорог, приведенные в литературе, не содержат полных сведений об условиях эксплуатации, возникающих во время движения динамических нагрузках и вибрациях, которые передаются на крепь и на пассажиров. Обобщить эти сведения и дать универсальные рекомендации по расчету представляется затруднительным. Также не представляется возможным дать рекомендации по выбору параметров грузовых единиц, ходовых тележек и подвесок монорельсового пути, целесообразности применения средств для снижения влияния динамических нагрузок на элементы подвесных монорельсовых дорог и на крепь горной выработки. Необходима разработка новых подходов и технических решений, удовлетворяющих современным требованиям к монорельсовому транспорту для горных предприятий.

**Цель и задачи исследований.** Цель работы – развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами, установление закономерностей формирования динамических нагрузок на крепь горной выработки в зависимости от свойств подвески монорельса и подвижного состава, что позволяет снизить динамическое воздействие от нагрузок на элементы дороги и на крепь горных выработок, а также расширяет область применения, повышает технический уровень и эффективность работы монорельсового транспорта.

Указанная цель достигается за счет решения следующих задач:

- провести моделирование процесса функционирования монорельсового транспорта как элемента логистической системы шахты;
- выполнить анализ динамических характеристик подвесного пути шахтных монорельсовых дорог и разработать математические модели, позволяющие производить количественную оценку параметров колебаний подвижного состава и подвесного монорельсового пути;
- установить закономерности влияния кинематических и параметрических возмущений подвесного монорельсового пути на колебания шахтной подвесной монорельсовой дороги;
- исследовать вертикальные, боковые и продольные колебания подвижного состава и обосновать целесообразные параметры элементов шахтной подвесной монорельсовой дороги для улучшения ее динамических свойств;
- выполнить синтез подвески шахтной подвесной монорельсовой дороги, определить ее передаточную функцию, а также установить оптимальное сочетание параметров подвижного состава и монорельсового пути;
- провести экспериментальные исследования шахтных подвесных монорельсовых дорог;
- разработать рекомендации для снижения динамических нагрузок на крепь горной выработки, адаптированные к современным монорельсовым дорогам;



- выполнить конструкторско-техническую реализацию рекомендаций для их внедрения и повышения технического уровня шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Идея работы заключается в снижении динамических нагрузок в виде колебаний и ударов, возникающих во время движения подвижного состава по монорельсу и передающихся на крепь горных выработок, путем оптимизации структуры и параметров шахтной подвесной монорельсовой дороги.

**Объект и предмет исследования.** Объектом исследования являются процессы взаимодействия подвижного состава с монорельсом, возникающие во время движения, а предметом – функциональная связь между конструктивными особенностями подвесной монорельсовой дороги и динамическими нагрузками, которые воздействуют на подвижной состав, монорельс и на крепь горной выработки.

**Научная новизна** полученных результатов заключается в следующем:

- впервые разработана математическая модель функционирования шахтной подвесной монорельсовой дороги как элемента логистической системы горного предприятия, учитывающая фактор неопределенности при взаимодействии встречных потоков двух видов, когда погрузочно-разгрузочные работы проводятся без промежуточного хранения и с его использованием, что позволяет оценивать показатели эффективности работы и целесообразную область применения монорельсового транспорта;

- установлено, что во время движения подвижного состава по монорельсовому пути возникают колебательные процессы, обусловленные действием кинематических, силовых и параметрических возмущений. С учетом этого впервые разработана математическая модель, представленная системой дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные и боковые колебания монорельса и подвижного состава, что позволяет исследовать вертикальные и боковые колебания как совместно, так и отдельно. В результате определены рациональные соотношения между значениями коэффициентов жесткости подвески монорельса и подвижного состава, а также между их

массами, что позволило снизить амплитуды вертикальных колебаний тележек и монорельсового пути в 1,7 раза;

- впервые доказана целесообразность введения упруго-демпфирующих элементов в конструкцию подвески монорельсового пути. Выполнен синтез подвески монорельсового пути с оптимальными динамическими свойствами и установлена оптимальная передаточная функция, учитывающая одновременное действие гармонических возмущений и относительных перемещений, вызванных динамическими ударами, возникающими во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу со стыками. Выявлено оптимальное сочетание параметров для шахтных подвесных монорельсовых дорог: коэффициенты жесткости подвески для монорельсового пути 5060 кН/м и ходовой тележки 4070 кН/м; их коэффициенты вязкого сопротивления – 50 кН·с/м. По сравнению с существующими монорельсовыми дорогами реализация указанных значений в подвесе позволяет снизить максимальные динамические нагрузки на крепь горной выработки в 1,5 раза;

- впервые установлены закономерности извилистого движения ходовых тележек по монорельсовому пути, когда наряду с прямолинейным движением вдоль монорельса они смещаются поперек продольной оси и поворачиваются вокруг вертикальной оси. При этом возникают силы инерции и моменты сил инерции, вызывающие боковое раскачивание подвижного состава монорельсовой дороги;

- дальнейшее развитие получила математическая модель бокового раскачивания подвесной монорельсовой дороги, которая позволяет исследовать взаимосвязь между параметрами подвески монорельса и подвижного состава для снижения амплитуды бокового раскачивания шахтной подвесной монорельсовой дороги. Выявлено, что использование дополнительных упругих связей в поперечной плоскости относительно монорельсового пути позволяет более, чем в 3 раза уменьшить амплитуду бокового раскачивания монорельса и снизить время затухания не менее, чем в 2 раза;

- впервые предложен механизм снижения боковых колебаний подвижного состава и разработана тележка, в которой по обе стороны монорельса устанавливаются на поворотных рычагах по два подпружиненных боковых ролика. При коэффициенте жесткости пружин боковых роликов равном 200 кН/м линейные смещения тележки составляют менее 1 мм, а отклонение оси кузова от вертикали не превышает 0,1 рад, что позволяет уменьшить амплитуды боковых колебаний подвижного состава современных шахтных подвесных монорельсовых дорог в 4 раза;

- дальнейшее развитие получили математические модели продольных колебаний шахтной подвесной монорельсовой дороги как системы твердых тел, связанных между собой упругими связями. В результате установлено, что продольные динамические силы более, чем в 1,6 раза могут превышать значения прикладываемых тормозных усилий. Для уменьшения продольных колебаний составных частей подвесной монорельсовой дороги во время торможения целесообразно выполнять сцепки с коэффициентом вязкости более 50 кН·с/м. Причем для подвижного состава массой до 32 т достаточно увеличивать значение указанного коэффициента только для сцепок тормозных тележек.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Теоретическая значимость заключается в установлении закономерностей формирования динамических процессов, возникающих во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу с учетом его деформации и колебаний, а также их влияние на крепь горной выработки, что позволяет создать научные основы синтеза подвески шахтной подвесной монорельсовой дороги.

Практическая значимость выводов и рекомендаций, полученных в диссертации, заключается в том, что обоснована возможность применения логистического подхода к структурообразованию шахтных подвесных монорельсовых дорог, что в итоге приводит к повышению эффективности их работы. Разработана методика, позволяющая определять упругие характеристики монорельсового пути. В результате синтеза шахтных подвесных монорель-

совых дорог выявлено, что за счет установления оптимального сочетания параметров подвески и применения демпфирующих устройств, возможно снизить вибрации и динамические нагрузки на крепь горной выработки. Полученные результаты позволяют обеспечить расширение области применения подвесных монорельсовых дорог в сложных горно-технических условиях шахт Донбасса и повышение устойчивости крепи горной выработки.

Кроме того, новизна и практическая значимость работы подтверждается полученными патентами на изобретения UA109446C2 от 25.08.2015 г. «Способ амортизации стыков рельса и устройство для его реализации», UA110136C2 от 25.11.2015 г. «Способ подвешивания монорельса в горной выработке», RU2611660C1 от 28.02.2017 г. «Шахтная монорельсовая дорога», а также полезные модели UA72688U от 27.08.2012 г. «Шахтная монорельсовая дорога», UA79713U от 25.04.2013 г. «Рельсовая нить из профильных рельсов» и UA94675U от 25.11.2014 г. «Шарнирное соединение».

**Методология и методы исследования.** Методологической основой работы являются общепhilosophические и общенаучные методы познания явлений и процессов, используемых в технических и прикладных науках. Методология исследования базируется на системном подходе с применением анализа и синтеза сложных динамических моделей. В ходе выполнения исследований использовались: математическое моделирование динамических процессов на основе дифференциальных уравнений, методы анализа и синтеза случайных величин и случайных процессов, методы численного эксперимента, методы экспериментальных исследований и обработки экспериментальных данных. Трехмерное моделирование подвижного состава и монорельсового пути осуществлялось с помощью систем автоматизированного проектирования.

Теоретической базой исследования шахтных подвесных монорельсовых дорог являлись научные труды отечественных и зарубежных авторов, материалы периодических изданий, научные монографии, которые посвяще-

ны проблемам создания различных видов горно-добывающих и транспортных машин, а также логистики горных предприятий.

**Положения, выносимые на защиту:**

- закономерности функционирования шахтных подвесных монорельсовых дорог как элемента логистической системы горного предприятия и последовательность построения оптимального плана перевозок, позволяющие учитывать взаимодействие встречных потоков, а также минимизировать стоимость и время доставки грузов в условиях неопределенности и рисков;

- теоретические зависимости, подтвержденные экспериментальными исследованиями колебаний монорельсового пути и подвижного состава, для определения динамических нагрузок, возникающих во время движения подвижного состава, передающихся на крепь горной выработки и снижающих ее устойчивость;

- результаты синтеза шахтной подвесной монорельсовой дороги, который основан на ограничении действия динамических нагрузок, обусловленных возникающими во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу колебательными процессами, что позволило определить оптимальные параметры подвесок монорельсового пути для снижения динамических нагрузок на крепь горных выработок;

- механизм уменьшения амплитуд колебаний элементов подвесной монорельсовой дороги за счет снижения влияния кинематических и параметрических возмущений на колебательные процессы, возникающих во время движения подвижного состава.

**Степень достоверности и апробация результатов.** Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью поставленных задач и принятых допущений, достаточным объемом и результатами аналитических исследований, обоснованным применением методов математической статистики и вычислительной техники, согласованностью полученных результатов теоретических и эксперимен-

тальных исследований, их корреляцией с результатами других авторов. Расхождение результатов вычислений динамических нагрузок и натурных экспериментальных данных не превышает 9%. При этом частоты колебаний отличаются не более, чем на 12%.

Личный вклад соискателя заключается в обосновании идеи работы и ее реализации, постановке научной проблемы, цели и задач работы, выборе методов и направлений исследований, выполнении теоретических, аналитических и экспериментальных исследований, разработке положений и методических рекомендаций по использованию результатов работы, а также их внедрению.

Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и получили позитивную оценку на международных научно-практических конференциях: «Технологии, материалы, транспорт и логистика. Перспективы развития» (Луганск, 2010, 2011 гг.); «Проблемы развития транспортной логистики» (Болгария, Несебыр, 2011, 2012 г., Румыния, Галац, 2013 г.); «Проблемы развития транспортных систем и логистики» (Луганск, 2011 – 2013 гг.); «Transport Problems» (Польша, Катовице, 2011 – 2013 гг.); «Research and Development in Mechanical Industry» (Сербия, Топола, 2014 г.); «Неделя горняка» (Москва, 2014, 2016 гг.); «Форум горняков-2014» (Днепропетровск, 2014 г.); «Инновационные перспективы Донбасса» (Донецк, 2015, 2016 гг.).

Основные положения и результаты диссертации, полученные автором, доведены до уровня методических и практических разработок, направленных на улучшение эксплуатационных свойств и надежности подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги. Подтверждением практического значения полученных результатов является использование институтом МакНИИ методики для определения динамических характеристик шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Основные результаты работы переданы в ГП «Донецкгормаш», ГП «Донецкий энергозавод», ГП «Шахтерскантрацит», ООО «Шахта «Свято-Покровская №3», ООО «Завод «Амплитуда», АО «EVAS B&P» в виде технических предложений по разработке принципиально новых конструкций устройств для снижения динамических нагрузок на элементы шахтных подвесных монорельсовых дорог. Подвесное устройство для монорельсового пути КМ-17 представлялось на выставке научно-технических разработок «Инновационные перспективы Донбасса» (Донецк, 2015, 2016 гг.). Годовой экономический эффект от внедрения подвеса составляет 325,4 тыс.р на 1 км монорельсовой дороги.

Полученные в ходе выполнения диссертационных исследований результаты использованы ДонНТУ в учебном процессе для студентов по специальности «Горное дело» специализаций «Транспортные системы горного производства» и «Горные машины и оборудование».

Основные положения диссертации опубликованы в 43 работах, в том числе: 1 монография, 26 статей в специализированных изданиях, из которых 4 статьи в журналах, включенных в базу научного цитирования Scopus, 7 публикаций материалов и тезисов на международных конференциях, 3 учебных пособия с грифом МОНУ, 6 патентов на изобретения и полезные модели.

Диссертационная работа содержит 328 страниц машинописного текста и состоит из введения, восьми разделов, выводов, списка литературы из 301 источника на 34 страницах и 4 приложений на 15 страницах. Основной текст, изложенный на 279 страницах, иллюстрируется 80 рисунками и содержит 12 таблиц.

## РАЗДЕЛ 1

### СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

#### 1.1. Общие сведения о монорельсовом транспорте для угольных шахт

Применение монорельсового транспорта в промышленности известно более 190 лет [120, 288]. Однако в шахтном транспорте его использование начинается после 1950 года, сначала в Германии, а затем в Англии, Италии, Польше, Румынии, Франции, Чехии и Южной Африке. Основным назначением монорельсового транспорта для угольных шахт является перевозка вспомогательных грузов и пассажиров по искривленным выработкам со знакопеременным профилем с углами наклона до  $35^{\circ}$  [1, 7, 185, 204, 262, 265].

Созданию и совершенствованию монорельсовых транспортных средств для угольной промышленности способствовали работы ряда научно-исследовательских организаций и предприятий, в числе которых необходимо отметить ВНИМИ, Гипроуглегормаш, Горный институт НИТУ «МИСиС»; Донуглемаш, ДонУГИ, ИГД им. А.А.Скочинского, КузГТУ, КузНИУИ, МакНИИ, Луганскгормаш, СПГУ, Горный университет, НЦ ВостНИИ, ШахтНИУИ, ООО «ЭКОС-С», ЮТИ ТПУ. Среди зарубежных компаний следует выделить BECKER MINING SYSTEMS AG, BECORIT GmbH, GTA MASCHINENSYSTEME GmbH, NEUHAUSER GmbH, SMT SCHARF AG (Германия), BEVEX-BANSKY VYSKUM spol. s.r.o. (Словакия), Grupa FAMUR, SIGMA S.A (Польша), FITE a.s., FERRIT s.r.o., STAVUS (Чехия). Большинство из этих компаний имеют филиалы в Австралии, Канаде, Китае, Польше, России, США, Франции, Чили и Южной Африке. Кроме того, компании SMT SCHARF AG и FERRIT s.r.o. открыли свои представительства в Украине.

Для подземных условий применяют монорельсовый путь, состоящий из отрезков двутаврового профиля, расположенного в верхней части горных вы-



работок и закрепленного на цепных подвесках вдоль трассы транспортирования. К монорельсовому пути подвешивают подвижной состав, перевозящий вспомогательные грузы в поддонах, контейнерах, вагонетках или на тележках. В качестве направляющих для движения чаще используют наклонные поверхности нижних полок двутавра, хотя и в подземных условиях возможна езда по верху монорельса. Перемещение состава обеспечивается за счет гибкого канатного тягового органа или локомотивной (индивидуальной) тяги.

Образованные таким образом монорельсовые системы, в сравнении с обычными средствами вспомогательного транспорта, обладают следующими преимуществами:

- возможностью работы на искривленных, знакопеременных трассах с малыми радиусами закруглений пути;
- отсутствием бокового схода подвижного состава с рельса и, как следствие, высокая безопасность и доступность автоматизации;
- способностью перевозить грузы в подвешенном состоянии без вагонеток или платформ, что значительно снижает собственную (порожнюю) массу состава;
- допустимостью демонтажа и последующего монтажа монорельса при изменении длины транспортирования;
- меньшей загрязненностью и обводненностью пути;
- возможностью совмещать технологические процессы, поскольку монорельсовый путь не загромождает нижнее пространство, которое может использоваться для полезной работы, например, для перемещения полезного ископаемого.

В подземных условиях монорельсовый путь подвешивают в горных выработках, пройденных в породно-угольном массиве с бетонной, анкерной или арочной крепью [148, 169, 190, 199] на высоте от уровня почвы не менее 1,7 м. При этом используют анкеры диаметром более 20 мм или профиль арочной крепи от СВП-17 до СВП-33.

Монорельсовый путь изготавливают из двутаврового профиля №16У, М155 (I 155) или М200 [174, 236, 240, 299]. В сравнении с двутавром №16У профиль М155 имеет утолщенные горизонтальные полки и вертикальную стенку, а М200 дополнительно снабжен U-образными продольными выступами, позволяющими практически в 2 раза увеличить погонную нагрузку. Отрезок двутаврового профиля по краям имеет соединительные проушины или захваты и образует секцию монорельсового пути.

Секции монтируют в разветвленных горизонтальных и наклонных выработках, поэтому их изготавливают в разных вариантах для:

- горизонтальных и наклонных прямолинейных участков (прямые);
- горизонтальных закруглений (сегменты);
- вертикальных закруглений (вогнутые или выпуклые);
- переходных участков (домеры).

Минимальные радиусы закругления монорельсового пути в горизонтальной плоскости составляют 4 м, а в вертикальной – 8 м. Причем вертикальные и горизонтальные закругления выполняют отдельно.

Прямые секции по краям имеют проушины, которые приварены на верхних и нижних полках. Прουшины шарнирно соединяют между собой болтами, штифтами или захватами с возможностью поворота одной из них относительно другой в горизонтальной плоскости до  $7^{\circ}$ , а вертикальной – до  $4^{\circ}$ . Это позволяет монорельсовый путь вписывать в искривления горных выработок и снижает влияние деформации крепи, обусловленное действием горного давления во время эксплуатации. Кроме того, часть прямых секций оснащается средним фланцем, который позволяет фиксировать монорельсовый путь в продольном и поперечном направлениях. Обычно длина прямолинейных секций составляет 2,0; 2,4 или 3,0 м.

Секции для горизонтальных закруглений имеют с каждого торца фланец на верхней полке, втулку на нижней полке, а между торцами – дополнительный средний фланец. Фланцы торцов соседних секций соединяют болтами, тем са-

мым, жестко фиксируя их между собой. Средний фланец необходим, поскольку служит для подвеса и продольной фиксации закругления. Как правило, эти секции изготавливают в виде прямых отрезков длиной от 0,5 до 3 м и сегментов на  $21^{\circ}$ ,  $15^{\circ}$ ,  $9^{\circ}$  или  $6^{\circ}$ . Применяя комбинацию из этих сегментов и прямых, получают закругление на  $90^{\circ}$  с радиусом кривой от 4 до 27 м.

Вогнутые и выпуклые секции для вертикальных закруглений аналогичны по конструкции прямым секциям со средним фланцем, но выполняют их с изгибом на  $14^{\circ}$ ,  $10^{\circ}$  или  $4^{\circ}$ . Их длину принимают от 0,5 до 2 м.

Секции для домеров изготавливают прямолинейными. С одной стороны их оснащают проушинами, а с другой – торцевыми фланцами с втулками. Общая длина домеров составляет от 0,5 до 1 м. Эти секции устанавливают на переходных кривых и закруглениях.

На горизонтальных участках пути каждую секцию подвешивают к арочной крепи или кровле в двух точках с помощью цепных, канатных или стержневых подвесок. Для предотвращения бокового раскачивания монорельса, по обе его стороны устанавливают растяжки, как правило, на каждой десятой секции. Обычно в наклонных выработках монорельс раскрепляют на двойных подвесах и не менее чем в четырёх точках. При этом часто используют траверсы или промежуточные балки небольшой длины.

В зависимости от назначения [5, 170] монорельсовая дорога может быть оборудована подвесными контейнерами, поддонами, талями или вагонетками, которые закрепляют к ходовым тележкам, перемещаемым с помощью каната и привода, устанавливаемого на почве выработки рядом с монорельсом. Подобного типа дороги получили широкое распространение в Украине, а также на шахтах и рудниках Англии, Германии, Польши и Южной Африки. К этой группе следует отнести подвесные монорельсовые дороги с канатной тягой отечественного производства – ДМКЛ, ДМКУ, ДКМУ (табл. 1.1), а также зарубежных компаний SCHARF, BECORIT (Германия), KSP (Польша), технические характеристики которых приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.1. Основные параметры подвесных канатных монорельсовых дорог отечественного производства

Наименование параметров и их размерность	Значения параметров для разных типов дорог					
	ДМКЛ	ДМКМ	ДКМУ4	ДКМУ1-90	ДКМУ2-110	ДКМУ2-132
Длина дороги, м	1000	2000	1500	2500	2500	2500
Скорость движения, м/с	1,0	2,0	1,26	1,8	1,8	1,8
Наибольший наклон пути, град	10	20	18	20	20	20
Мощность привода, кВт	13	75	55	90	110	132
Грузоподъемность, т	1...2	1...3	1...2	1...5	2...5	2...5

Таблица 1.2. Основные параметры подвесных канатных монорельсовых дорог зарубежного производства

Наименование параметров и их размерность	Значения параметров для разных типов дорог				
	SAAR-LAND	BECORIT	SCHARF	KSP-16	KSP-32
Длина дороги, м	2000	2500	2500	500	2200
Скорость движения, м/с	1,9	2,5	2,0	1,4	2,0
Наибольший наклон пути, град	20	15	27	25	30
Мощность привода, кВт	40	40	40	30	50
Грузоподъемность, т	1...4	1...5	2...5	1...3	1...3

Принципиальная схема подвесной канатной монорельсовой дороги приведена на рис. 1.1. В ее состав входит: тяговый канат 1, рабочая и холостая ветви которого располагаются рядом с подвесным монорельсом 3 и натягиваются между приводом 2 и концевым шкивом 6 с помощью грузового натяжного устройства 10. Как правило, один конец каната закрепляется на тяговой тележке 4, а второй – наматывается на барабан 9 и фиксируется зажимом 8. На барабане размещается часть тягового каната, используемого при изменении длины монорельсовой дороги. Тяговая тележка располагается на подвесном монорельсовом пути, соединяется с подвижным составом 5 с помощью тяг 7 и может перемещаться тяговым канатом между приводом и концевым шкивом.

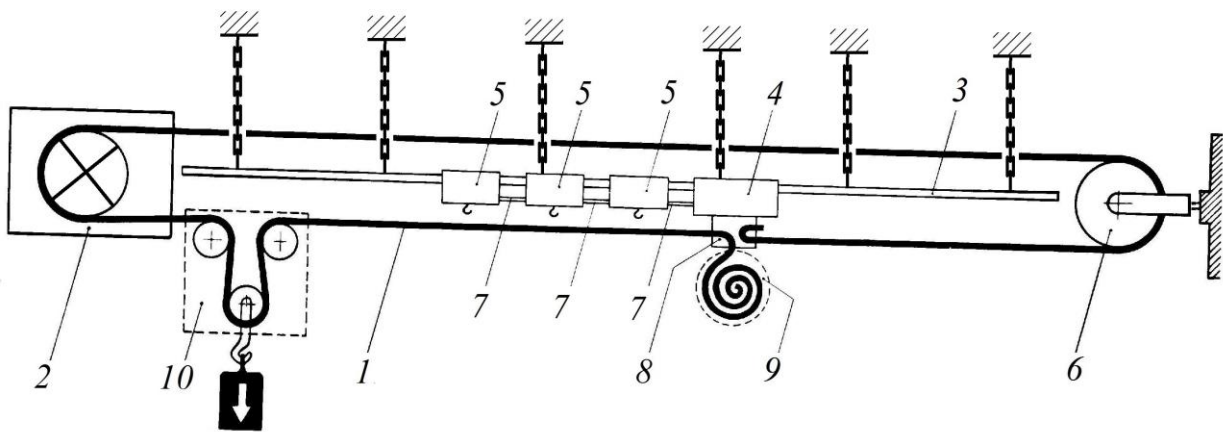


Рис. 1.1. Структурная схема шахтной подвесной монорельсовой дороги с гибким канатным тяговым органом: 1 – канат; 2 – привод; 3 – монорельсовый путь; 4 – тяговая тележка; 5 – подвижной состав; 6 – концевой шкив; 7 – тяга (сцепка); 8 – зажим каната; 9 – канатный барабан; 10 – грузовое натяжное устройство

Привод дороги монтируется на почве выработки, чаще всего, в начале пути, а концевой шкив – в конце. Обычно на выходной вал привода устанавливается фрикционный шкив, охватываемый 2,5 витками тягового каната. Для ориентации груженой ветви тягового каната вдоль трассы движения используются поддерживающие и отклоняющие ролики, устанавливаемые на кронштейнах с одного бока монорельса, а для холостой ветви – с другого бока монорельса или

на крепи выработки. Шаг установки роликов определяется провесом тягового каната и профилем пути. Привод дороги может быть электрический, гидравлический или пневматический.

Подвижной состав снабжается тормозными и предохранительными устройствами, которые позволяют его останавливать в случае обрыва тягового каната или превышения скорости движения выше допустимой. Как правило, тормозное устройство состоит из двух рычагов с фрикционными колодками или захватами, прижимаемыми к монорельсу при обрыве или значительном провисании тягового каната.

Анализ работ по созданию шахтных монорельсовых дорог позволяет выделить перспективный вид транспорта, у которого тяговое усилие реализуется автономным тяговым устройством, входящим в состав подвешного монорельсового локомотива [183, 191, 247, 297-300], общий вид которого приведен на рис. 1.2.

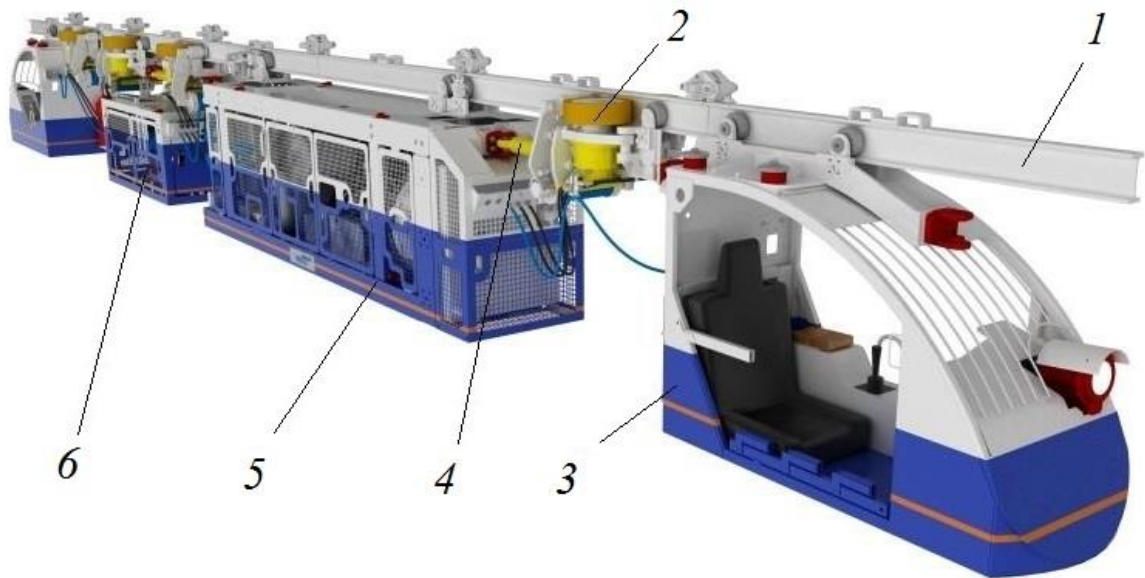


Рис. 1.2. Подвешной монорельсовый локомотив BECKER KPCS-148 [297]:  
1 – монорельс; 2 – тяговое устройство; 3 – кабина управления; 4 – тяга сцепки;  
5 – дизель-гидравлический агрегат; 6 – охладитель

Основными достоинствами шахтных подвесных дорог с локомотивами является:

- неограниченная, в пределах предприятия, длина транспортирования грузов и пассажиров;
- возможность работать в разветвленных горных выработках без перегрузок и перецепок;
- более высокая безопасность работы, обеспечиваемая отсутствием во время работы постоянно движущегося гибкого канатного тягового органа;
- универсальность и маневренность.

Технические характеристики шахтных подвесных монорельсовых дорог с локомотивами приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3. Основные параметры шахтных подвесных монорельсовых дорог с локомотивами

Наименование параметров и их размерность	Значения параметров для разных типов дорог					
	ДПЛ80	ПИОМА CS120	FERRIT DLZ110 F180	BECKER KPCS148	BIZON 120	SCHARF DZ2200
Наибольшее тяговое усилие, кН	82	120	120	120	105	120
Скорость движения, м/с	2,0	2,0	4,9	2,6	1,8	2,5 (4,0)
Наибольший наклон пути, град	30	30	25	30	30	30
Мощность привода, кВт	66,4	123	81	148	93	130
Масса, т	-	7,5	5,6	6,5	5,05	-

Такие дороги имеют блочную конструкцию, позволяющую устанавливать необходимое количество устройств в зависимости от требуемой производительности, скорости движения, грузоподъемности, тягового и тормозного усилия. Обустройство монорельсового пути аналогично канатным монорельсовым дорогам, но без поддерживающих и отклоняющих роликов. Для разветвлений пути устанавливают стрелочные переводы с ручным или механическим приводом, управляемым дистанционно.

Грузовой состав дороги [117, 192] формируется из монорельсового локомотива и грузовых тележек, соединенных между собой тягами сцепок. Длина сцепок определяется в зависимости от габаритных размеров перевозимых грузов. Грузоподъемность одной грузовой тележки составляет от 2 до 4 т и, как правило, они оборудуются грузоподъемными средствами или балками. В результате максимальная масса одной перевозимой единицы груза для современной подвесной монорельсовой дороги может достигать 32 т. Для этого применяется грузоподъемное устройство с восемью тележками. Одиночные грузовые тележки имеют конструкцию, позволяющую работать с различными грузами в поддонах или опрокидных контейнерах. Управлять погрузкой или разгрузкой состава возможно с помощью дистанционного пульта или из локомотива.

Пассажирский состав формируется из локомотива и пассажирских вагонеток. Количество последних принимается в зависимости от количества пассажиров, перевозимых за один рейс. Вместимость одной пассажирской вагонетки составляет 8, 10 и даже 16 человек, а количество вагонеток в составе, как правило, не превышает четырех.

Подвесной монорельсовый локомотив состоит из отдельных частей, каждая из которых выполняет свои функции и включает две кабины управления, до шести тяговых устройств (модулей), силового агрегата, тормозной системы, вспомогательных устройств, элементов электрооборудования и коммуникаций.

Кабины управления предназначены для размещения органов управления движением, тормозных устройств, контрольных приборов и машиниста, кото-



рый может управлять монорельсовой дорогой, находясь в любой из кабин, устанавливаемых по одной в начале и в конце подвижного состава.

Тяговое устройство монорельсового локомотива позволяет реализовать силу тяги и торможения (в некоторой степени) за счет фрикционной связи приводных колес с монорельсом. Для шахтных условий, когда требуются значительные усилия прижатия, более предпочтительной является симметричная установка приводных колес с вертикальной осью вращения по обе стороны монорельса с прижатием к его вертикальной стенке (рис. 1.3). Это позволяет исключить зависимость силы тяги от сцепной силы тяжести тягового устройства.

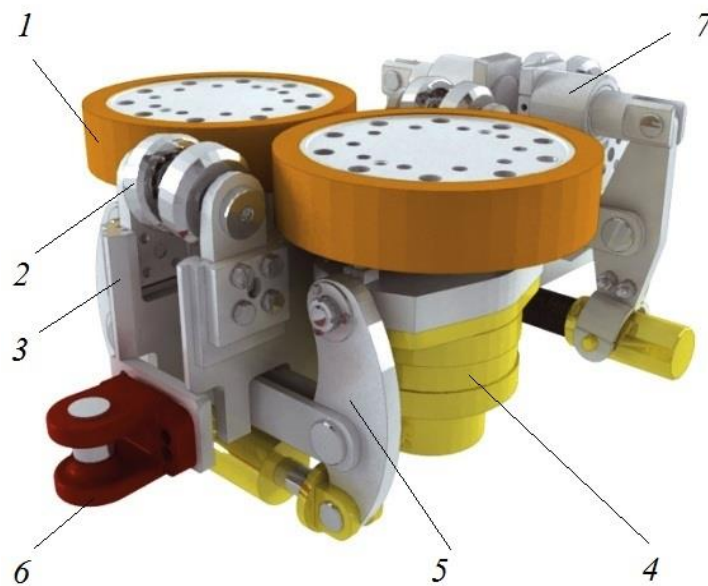


Рис. 1.3. Общий вид тягового устройства подвешенного монорельсового локомотива BECKER KPCS-148 [297]: 1 – приводное колесо; 2 – ходовое колесо; 3 – рама тележки; 4 – привод; 5 – прижимной механизм; 6 – сцепка; 7 – тормоз

Указанная схема используется в отечественных локомотивах ДМВ-7, 2ДМД [47, 219, 242], а также зарубежных – SCHARF DZ 2200, SCHARF BZ 45-2-40 (Германия) [36, 260], PIOMA, ZL -90 (Польша) [173], BEVEX (Словакия) [189], BIZON-120, IMM120TD, FERRIT-DLZ110F180 (Чехия) [121], где применяется гидравлический или электрический приводы [95, 183, 213, 246, 253, 261, 268, 281]. В состав тягового устройства входит два привода 4, каждый из кото-

рых имеет футерованное приводное колесо 1, прижимаемое к монорельсу с помощью рычажного механизма 5. Привод закрепляется с возможностью поворота относительно рамы 3, чем обеспечивается вписывание приводных колес в горизонтальные закругления монорельсового пути. Рама имеет две пары ходовых колес 2, с помощью которых тяговое устройство может перемещаться по верхним наклонным поверхностям нижних полок монорельса. Кроме того, на раме устанавливается система торможения 7.

При формировании поезда тяговое устройство размещается между кабинами управления и шарнирно соединяется с подвижным составом сцепками. В случае применения трех и более устройств их располагают – два с одной стороны состава, а остальные – с другой.

Для тяговых устройств, имеющих гидравлический привод, силовой агрегат включает, как правило, малотоксичный дизельный двигатель, элементы гидропередачи, систему взрывобезопасности и пожаротушения. Взрывобезопасность обеспечивается за счет применения пламегасителей на входе дизельной смеси и выходе отработанных газов, очистка и охлаждение которых осуществляется с использованием каталитического дожигателя, подачи водно-воздушной смеси в выхлопную трубу и пропускания их через охлажденную воду или кондиционер.

В случае применения электропривода его основные элементы, позволяющие производить регулирование скорости движения, размещаются на подвижном составе. Электроснабжение может производиться от:

- аккумуляторной батареи, установленной на ходовых тележках;
- контактной сети, контактные шины которой располагается рядом с монорельсом;
- гибкого кабеля, перемещаемого за тяговым устройством на подвижных подвесках;
- бесконтактного (с точки зрения электрического контакта с зазором в несколько миллиметров) питания высокой или промышленной частоты 50Гц;

- дизельного, бензинового или газового генераторов переменного или постоянного тока.

Анализ конструкций шахтных монорельсовых дорог [8, 154] показывает, что все более широкое применение находят тяговые устройства с зубчатым захватом и рейкой, которая закрепляется непосредственно под нижней полкой монорельса (рис. 1.4). Подобные устройства широко применяются в механизмах перемещения очистных комбайнов [130] и крепиустановщиков [149].

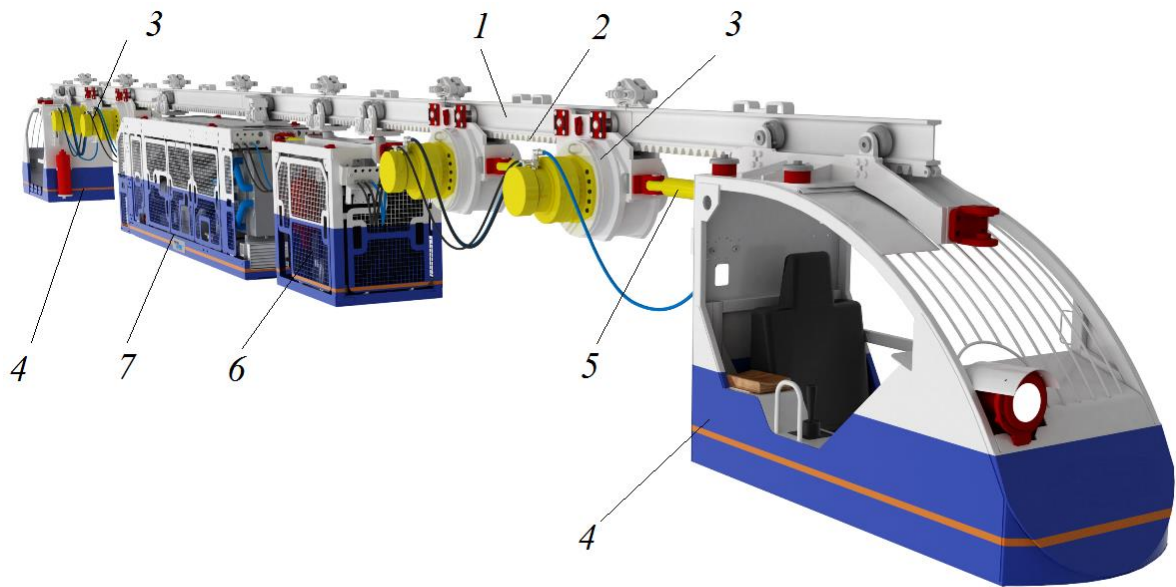


Рис. 1.4. Общий вид подвесной монорельсовой дороги с зубчатым захватом BECKER KPZS-96 [297]: 1 – монорельс; 2 – зубчатая рейка; 3 – тяговое устройство; 4 – кабина управления; 5 – тяга сцепки; 6 – охладитель; 7 – дизель-гидравлический агрегат

Привод таких локомотивов может быть электрический (KOMEL GAD-1), гидравлический (BECKER KPZS-96) или пневматический (BECKER-DZK).

Возможна установка зубчатой рейки над верхней полкой монорельса, но при этом рейка должна позволять размещать подвеску пути и, поэтому ее целесообразно делать двухсторонней. Существуют конструкции, когда во время движения по горизонтальным участкам пути тяговое усилие реализуется за

счет трения приводных колес с монорельсом, а по наклонным – зубчатого захвата.

На основании вышеизложенного следует, что шахтные подвесные монорельсовые дороги выпускаются во многих угледобывающих странах мира. Изготовителями и потребителями накоплен большой практический опыт. Рассмотренные в обзоре технические решения имеют различные структуру и компоновочные схемы, которые влияют на эксплуатационные параметры, габаритные размеры и массу шахтных монорельсовых дорог, а также эффективность их работы. Однако, в настоящее время не представляется возможным дать рекомендации по целесообразности применения тех или иных типов монорельсовых дорог и обоснованного выбора их параметров.

## **1.2. Опыт применения и логистический анализ целесообразности использования шахтных подвесных монорельсовых дорог**

Эксплуатация подвесных монорельсовых дорог неразрывно связана с функционированием горного предприятия и материальными потоками в виде: физического перемещения грузов с учетом изменения состояния массива горных пород при ведении горных работ и информации [44, 184, 241, 258]. При этом преследуется цель, заключающаяся в доставке необходимой продукции за более короткое время и с оптимальными затратами на логистические операции.

Указанные потоковые процессы составляют логистическую систему шахты, в основе которой лежит эффективная выемка и транспортирование угля (руды) по горным выработкам, своевременная доставка вспомогательных материалов, людей, оборудования к очистным и подготовительным забоям, сбор и передача информации для координации потоковых процессов.

Координация потоковых процессов шахты основывается на анализе производственных ситуаций и синтезе методов поиска резервов. Логистический

анализ и синтез как метод поиска резервов базируется на способах оптимизации – планировании, управлении и контроле принятых решений [34, 35, 158, 164, 285].

От правильности выбора вида транспорта для перемещения вспомогательных грузов во многом зависит эффективность работы горного предприятия, поскольку из-за опозданий с доставкой оборудования или материалов возникают простои. Специальное формирование запасов на отдаленных участках усложняет логистическую систему и снабжение. Здесь важно не столько сокращение времени движения, сколько обеспечение доставки точно в срок и в нужное место.

Современные шахтные электровозы и дизелевозы локомотивной откатки применяются на уклонах до  $50\text{‰}$ , что составляет менее  $2,5^\circ$ . Одноконцевые и двухконцевые канатные транспортные установки обеспечивают возможность спуска подвижного состава при углах, как правило, более  $8-10^\circ$  и не могут работать в выработках со знакопеременным профилем пути. Самоходные на колесном ходу доставочные машины преодолевают уклоны до  $12-13^\circ$ , но не находят широкого применения на шахтах Донбасса, в основном, из-за их значительных габаритных размеров.

Напочвенные канатные дороги могут применяться в выработках, в основном, до  $25^\circ$ . Однако, они загромождают рабочее пространство для транспорта основных грузопотоков, а также имеют ограниченную длину транспортирования, что требует дополнительных перегрузок или перецепок подвижного состава. Если сравнивать функциональные возможности шахтного транспорта для перевозки вспомогательных грузов и работников, только подвесные монорельсовые дороги могут обеспечить перевозку по искривленным знакопеременного профиля выработкам с углами наклона до  $30^\circ$  в нужное место без перегрузок.

При этом необходимо учитывать, что монорельсовый путь закрепляется к крепи горной выработки, передает нагрузку от подвижного состава на кровлю.

Это приводит к снижению устойчивости, уменьшению поперечного сечения выработки, что требует дополнительных затрат на горные работы.

Одной из первой дорог для угольных шахт в 1958 году была разработана подвесная монорельсовая система SCHARF с канатным тяговым органом. Ее конструктивные параметры взяты за основу для последующих разработок. Уже к концу 1982 года на угольных шахтах Германии общая численность подвесных монорельсовых дорог составляла 1540 единиц с общей протяженностью 1210 км [203].

За последнее время на шахтах Украины эксплуатировались монорельсовые канатные дороги 4ДМК и 6ДМКУ, которые были разработаны НПО «Углемеханизация». Их новые модификации ДКМУ1 и ДКМУ4 в настоящее время выпускает ОАО «Луганскгормаш». Указанные дороги предназначены для транспортирования материалов, оборудования и людей по участковым и магистральным безрельсовым и конвейеризированным выработкам угольных шахт со знакопеременными углами наклона.

Специально разработанная для этих дорог аппаратура УМД позволяет управлять приводом дистанционно или без помощи машиниста. Электромеханический привод дороги с асинхронным электродвигателем с фазным ротором обеспечивает плавное регулирование процессов пуска и остановки. Кроме того, привод может комплектоваться асинхронным двигателем с короткозамкнутым ротором мощностью 90 кВт и частотным преобразователем для управления, что позволяет производить плавное изменение скорости движения монорельсовой дороги.

На шахте «Бобрик» (Польша) первая подвесная канатная монорельсовая дорога длиной 1900 м была введена в эксплуатацию в 1959 году. Ее успешная работа обусловила дальнейшее внедрение на многих шахтах и рудниках страны. Монорельсовый путь применяемых в Польше дорог изготавливался из двутавра №14. Длина его секций составляла 4 м, а монорельс подвешивался к крепи с помощью зажимов и цепей на высоте не менее 1,7 м от уровня почвы вы-

работки. Грузоподъемность одной ходовой тележки не превышала 1,3 т. Для повышения грузоподъемности в дальнейшем длина секций была уменьшена до 3 м, а двутавр №14 заменен на усиленный специальный двутавровый профиль I 155.

В Германии подавляющее большинство канатных монорельсовых дорог, находящихся в эксплуатации, имели гидравлический привод. Так приводы фирмы DUSTERLOH GmbH имеют тяговое усилие 70 кН и диаметр канатного тягового органа 16...18 мм [135]. Основными направлениями по их совершенствованию являлись увеличение скорости движения состава и тягового усилия в канате. В настоящее время скорость движения состава повышена с 0,6 до 2 м/с, хотя в подземных условиях эксплуатации дороги скорость, как правило, не превышает 1,5 м/с.

Опыт эксплуатации отечественных и зарубежных канатных монорельсовых дорог показывает, что дальнейшее повышение тягового усилия экономически нецелесообразно, поскольку приводит к увеличению массы направляющих устройств.

Следует отметить, что подвесные канатные монорельсовые дороги имеют ограниченную длину транспортирования, поскольку гибкий тяговый орган - канат, не позволяет перемещать грузы без перегрузок или перецепов. При длине транспортирования 2000 м дорога имеет длину каната не менее 4000 м, что во время запуска и остановки приводит к его удлинению, к появлению колебательных процессов и значительным динамическим нагрузкам. Канат препятствует обустройству стрелочных переводов, что практически не позволяет канатным монорельсовым дорогам работать в разветвленных горных выработках. Кроме того, натянутый и движущийся вдоль выработки канат является источником травматизма и аварий на транспорте [3].

Шахтные подвесные монорельсовые дороги с локомотивами не имеют вышеназванных недостатков и находят все более широкое применение. Впервые они были представлены фирмой SCHARF [36, 37, 51] в 1968 году. Позже в

Украине институтом ДОНГИПРОУГЛЕМАШ был разработан подвесной моно-рельсовый дизелевоз 2ДМД, который прошел испытания в подземных условиях. Но в настоящее время на горных предприятиях нашей страны применяются, в основном, подвесные монорельсовые дороги с взрывозащищенными дизелевозами BECKER, SCHARF и FERRIT.

Основными недостатками дизелевозов являются загрязнение атмосферы и необходимость подачи дополнительного объема воздуха в выработки, где работает монорельсовая дорога. Для снижения этих недостатков современный дизель оборудуется системой очистки и охлаждения отработанных газов с использованием каталитического дожигателя. Кроме того, разработаны подвесные локомотивы с электрической тягой.

В настоящее время подвесные монорельсовые дороги с локомотивами нашли широкое применение на шахтах ЕС, Китая, Чили и Южной Африки.

Один из первых дизелевозов «Рурталер Maschinenfabrik», применяемых на шахтах Германии и Франции, имеет дизельный двигатель Perkins номинальной мощностью 73 кВт. Дизель приводит в действие главный гидронасос переменной производительности, вспомогательный гидронасос, генератор переменного тока и воздушный компрессор. Главный гидронасос входит в состав гидропередачи приводных колес, которые прижимаются к вертикальной стенке монорельса с помощью гидроцилиндров. Вспомогательный гидронасос обеспечивает давление в гидродомкратах тормозной системы. Воздушный компрессор закачивает в специальную емкость сжатый воздух, необходимый для запуска дизеля, управления гидропередачей и стояночным тормозом. Для рабочего торможения применяются гидродвигатели.

Во время эксплуатации этого подвесного дизелевоза на шахтах Прованса, Па-де-Кале и Лотарингии (Франция) общая длина монорельсового пути достигала 8 км. Для наклона пути в  $30^{\circ}$  и скорости движения 7 км/ч перевозимая масса груза составляла 7 т. Для этого использовалось четыре пары приводных колес.



Важным условием эксплуатации подвесных дизелевозов является соблюдение минимальной концентрации окиси углерода в отработанных газах. При номинальной нагрузке двигателя Perkins концентрация окиси углерода составляла до 0,025%, а на холостом ходу – 0,04...0,05% [173].

В 70-е годы в Англии фирма «BEKORIT» выпустила подвесной монорельсовый локомотив, который способен преодолевать наклоны пути до 22°. Дизелевоз выполнен в виде шарнирно соединенных кабин управления и тяговых устройств с гидропередачами. Такая конструкция позволяет ему вписываться в закругления радиусом до 4 м. Дизельный двигатель этого локомотива имеет систему очистки отработанных газов, огнегасительные устройства на входном и выпускном коллекторах. Давление в гидропередаче достигает 2,1 МПа. В случае утечек или разрыва гидромагистрали локомотив автоматически останавливается.

В это же время на Остравском угольном предприятии «Стражич» (Чехия) разработана единая система транспорта на поверхности и в шахте [173]. При этом созданы условия, позволяющие повысить безопасность, сократить потребность в оборудовании, снизить затраты времени и рабочей силы. Для обеспечения транспортом всей поверхности в тех местах, где нецелесообразно проводить стационарную подвесную дорогу, предусмотрено применение переносной подвесной дороги. Таким образом, обеспечивается транспортирование на поверхности шахты до клетки ствола, а также исключается необходимость в специальных устройствах для погрузки, разгрузки и складирования.

Переносная подвесная дорога устанавливается на высоких опорах массой 50 кг. К ним подвешивается монорельсовый путь, состоящий из отрезков длиной 6 м. Расстояние между опорами не превышает 3 м. Для транспортирования, как по стационарной, так и переносной подвесной дороге, используется лебедка с тяговым усилием каната 3,9 кН, которая может быть закреплена в любой точке монорельсового пути. Въезд и выезд из клетки шахтного подъема выполнен в виде откидного моста с выдвигной балкой. Клеть также оборудо-

вана монорельсом, который имеет упоры, расположенные на его концах. Между упорами может перемещаться тележка с подвешенным грузом.

Горные выработки шахты «Стражич», предназначенные для вспомогательного транспорта и перевозки пассажиров от околоствольного двора до рабочих участков, оборудованы подвесной монорельсовой дорогой ZD-14. Общая их протяженность составляет 6000 м, а максимальный угол наклона  $30^{\circ}$ . Подвесной состав дороги перемещается от ствола до участков с помощью локомотива ZD-30H. В подземных условиях на участках производится складирование грузов, заключающееся в проведении погрузочно-разгрузочных операций. Сформированный таким образом запас вспомогательных материалов и оборудования обеспечивает бесперебойное выполнение основных операций, связанных с добычей полезного ископаемого.

Монорельсовая транспортная система с монорельсовыми электровозами (EMTS) германской фирмы Maschinenfabrik SCHARF GmbH в 1999 году была использована в Южной Африке на руднике IMPALA Platinum Ltd's, Wildebeestfontein South Mine, где были смонтированы первые 1000 м [165].

Рудник разрабатывает платиновое месторождение, представленное жильобразными рудными телами, содержащими в качестве полезных компонентов платину, палладий и родий, а также незначительные количества индия, золота, серебра и хрома.

Месторождение вскрыто системой вертикальных стволов и наклонных выработок, пройденных под углом  $12^{\circ}$ . Вскрытие горизонтов с четвертого по десятый осуществляется стволом №1. Более глубокие горизонты соединяются со стволом двойной системой наклонных выработок и вспомогательных ходков. Порода и руда от места разработки транспортируются системой ленточных конвейеров с 16-го до 7-го горизонта, где формируется рудный штабель и скипом поднимается на поверхность по стволу №1. На стадии подготовительных работ электрическая монорельсовая транспортная система (EMTS) использовалась для доставки породы. В настоящее время по проекту порода транс-

портируется на вышележащий горизонт, оборудованный опрокидывателем, обеспечивающим ее перегрузку на ленточный конвейер.

Для более широкого использования принципов логистики, компания DSK (Германия) в 2001 году начала реализацию проекта «Новая транспортная инфраструктура». Этот проект предусматривает автоматизацию управления дизелевозами монорельсовой подвесной дороги. Система автоматизации прошла испытания на шахте «Ost» [94].

Группой BECKER в 2011 году на шахте "Borynia-Zofiówka" (Польша) произведена модернизация монорельсовой транспортной системы [8, 263], что позволило сократить время на погрузку-разгрузку и ликвидировать простои. При этом применялись четыре варианта приводных механизмов: подвесной дизель-гидравлический локомотив с фрикционным и зубчатым приводом, напочвенный дизель-гидравлический локомотив с зубчатым приводом и подвесной дизель-гидравлический локомотив с фрикционно-зубчатым приводом.

По данным немецких исследователей Х.Шульце-Буксло и М.Хульма [260] установлено, что уровень объема добычи напрямую зависит от транспортных затрат за рабочую смену. На ряде шахт с суточной добычей до 20000 т около 60% рабочего времени приходится на доставку оборудования, материалов и людей. Эти данные указывают на неиспользованный потенциал в области снижения материальных затрат. В качестве примера сокращения трудоемкости таких работ приводится шахта «Ost», где применение дизелевозов DZ 2000 позволило перевезти 166 секций щитовой крепи для новой лавы в течение 13 смен.

В последние годы на ряде угольных шахт России, и в первую очередь в Кузбассе, успешно используются подвесные монорельсовые дороги [13, 184, 231]. С 1999 года в ОАО «Шахта «Заречная» было начато применение монорельсовой дороги MPD-24F чешской фирмы FERRIT [90, 121]. Первая очередь включала один маршрут протяженностью 3,9 км, который обеспечивал доставку вспомогательных грузов к лаве № 905 пласта «Полысаевский-1» и обратно.

В дальнейшем вместо одноконцевого подъема введены в эксплуатацию моно-рельсовые дизелевозы типа FERRIT LPG-50D и LSP-70D. В 2005 году общая протяженность 6 маршрутов на этой шахте составляла более 11 700 метров, а парк дизелевозов насчитывал 12 машин.

В 2002 году Группой компаний «МОНОТРАНС» начато изготовление монорельсового пути ДП-155 для подвесного локомотива IMM-80TD производства чешской фирмы STAVUS a.s. Первым предприятием, внедрившим этот монорельсовый путь, стала шахта «Абашевская» ОАО «Южжубассуголь». В дальнейшем общий парк увеличен до 33 дизелевозов (табл. 1.4), а протяженность монорельсового пути ДП-155 составила 33390 м.

Таблица 1.4. Шахты ОАО «Южжубассуголь», эксплуатирующие монорельсовую дорогу ДП-155 [90]

Наименование шахты	Тип и количество монорельсовых дизелевозов		Общая протяженность монорельсового пути, м
	IMM-80TD	LSP- 70 DO	
Абашевская	4	2	5000
Алардинская	4	-	3740
Грамотеинская	3	-	2320
Кушеяковская	-	3	4360
Осинниковская	5	-	3210
Томская	2	-	2630
Томусинская 5-6	6	-	5620
Ульяновская	1	-	500
Юбилейная	3	-	6010
<b>ИТОГО:</b>	<b>28</b>	<b>5</b>	<b>33390</b>

В 2006 году на базе ГК «Кузбасспромсервис» [155, 167-170] было запущено производство монорельсового пути из профиля М200. В ближайшем бу-

дущем на многих угольных предприятиях региона планируется заменить монорельсовые пути из профиля М155 (I 155) на усиленные рельсы. На предприятия «СУЭК-Кузбасс» в рамках инвестиционного проекта поступают 25 дизелевозов фирм BECKER (Германия) [6] и FERRIT (Чехия) [298].

На основании вышеизложенного следует, что шахтные подвесные монорельсовые дороги эксплуатируются на многих угледобывающих предприятиях мира. За время эксплуатации получен обширный опыт. Применяемые в горной промышленности подвесные монорельсовые дороги имеют различные структуру и компоновочные схемы, которые влияют на эксплуатационные параметры и возникающие во время движения динамические нагрузки на монорельс, его подвеску и крепь. Увеличение нагрузки на крепь приводит к снижению устойчивости крепи, уменьшению поперечного сечения выработки, что исключает возможность работы подвесной монорельсовой дороги и требует дополнительных затрат на горные работы. Однако, до настоящего времени не представляется возможным дать рекомендации по выбору параметров локомотива, ходовых тележек и подвески монорельсового пути, целесообразности применения средств для снижения влияния динамических нагрузок на крепь и подвижной состав.

### **1.3. Анализ работ по исследованию шахтных подвесных монорельсовых дорог: решенные и нерешенные задачи**

Во время движения шахтной подвесной монорельсовой дороги происходят динамические процессы, связанные с реализацией тягового усилия, появлением упругих сил, трения, инерции, возникновением перемещений элементов подвижного состава и подвесного монорельсового пути. От конструкции подвесного монорельсового пути и подвижного состава во многом зависит эффективность и безопасность работы шахтных дорог.

Подвесной монорельсовый путь и подвижной состав образуют сложную механическую систему, в которой происходит их взаимодействие друг на друга.

В шахтных условиях монорельсовый путь и колеса подвижного состава на своих поверхностях качения имеют неровности. При этом характерны технические особенности, такие как конусность колес, наличие стыков и кривизна монорельса. Вследствие этих факторов в элементах подвесной монорельсовой дороги возникают различные деформации и колебания, а при их взаимодействии – динамические силы. В результате затрачивается энергия не только на полезное движение, но и на вредное, связанное с возбуждением колебаний, вызывающих дополнительную нагрузку на крепь горной выработки, снижая ее несущую способность.

Кроме того, возникающие динамические нагрузки увеличивают износ подвижного состава, монорельса и его соединений. Так, по данным фирмы NEUHAUSER, при выполнении прочностных расчетов расчетные нагрузки по отношению к номинальным завышаются более чем в 10 раз. При перевозке людей фирма SCHARF рекомендует увеличивать расчетные нагрузки в 5 раз, а грузов – в 3 раза. Для уменьшения динамических нагрузок необходимо совершенствование конструкции дороги и установление выгодного сочетания ее параметров, при котором снижаются колебания подвижного состава и монорельсового пути.

Исследованиями динамических процессов, происходящих во время движения подвижного состава по рельсу, занимались ученые Е.П. Блохин, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинский, И.В. Данович, А.Л. Голубенко, Л.А. Губачева, В.Н. Кашников, А.Я. Коган, М.Л. Коротенко, И.В. Крагельский, С.М. Куценко, В.А. Лазарян, В.Б. Медель, Д.К. Минов, С.В. Мямлин, Н.А. Радченко, В.М. Старченко, Т.А. Тибилов, Г.И. Туманошвили, Х.Т. Туранов, Ю.С. Ромен, В.Ф. Ушкалов, Л.А. Шадур, V. Dukkipati, K. Garg, W. Kik, D. Moelle, W. Murray, K. Popp, W. Schiehlen, H. Scheffel, S. Steisunas.

Установлением закономерностей реализации тягового усилия с учетом различных условий контакта приводных колес с рельсами приведено в работах А.М. Бабичкова, Л.А. Вуколова, А.Л. Голубенко, В.С. Звиадаури, В.Г. Иноземцева, И.П. Исаева, В.М. Казаринова, А.И. Костюкевича, Ю.М. Лужнова, П.Г. Муратова, А.П. Павленко, В.А. Попова, Л.М. Пыжевича, Г.В. Самме, М.А. Спицына, Г.И. Туманошвили, А.В. Чичинадзе, O. Reynolds, F.P. Bowden, D. Tabor, K.L. Johnson, F.J. Barwell, F.W. Carter, J. J. Kalker.

Большой вклад в создание и совершенствование шахтного и промышленного транспорта внесли ученые С.Е. Блохин, Л.Я. Будиков, Г.Д. Буялич, В.И. Галкин, С.С. Гребенкин, В.Г. Гуляев, А.Б. Ефименков, К.А. Зиборов, Л.И. Кантович, В.П. Кондрахин, А.Н. Коптовец, С.В. Корнеев, Б.А. Кузнецов, В.В. Мишин, В.Г. Нечепаяев, Е.Е. Новиков, В.А. Пенчук, Н.С. Поляков, В.В. Процив, С.В. Ракша, А.В. Ремезов, А.А. Ренгевич, В.И. Самуся, В.А. Салов, Н.И. Сысоев, А.А. Сердюк, А.О. Спиваковский, И.А. Таран, В.П. Франчук, Г.Ш. Хазанович, П.С. Шахтарь, Э.М. Шляхов, О.Е. Шабаев, В.Г. Шорин, И.Г. Штокман, T. Buniok, H. Cichos, J. Rusinek, A. Sladkowzki.

За последнее время в теории рельсового транспорта сложилось несколько направлений, основанных на использовании аналитических методов исследований, методов физического и математического моделирования.

Аналитические методы применяются для анализа математических моделей, описываемых дифференциальными уравнениями [14, 101, 102, 104, 129, 162, 197, 198, 245, 251]. При этом используются качественные методы, к которым следует отнести теорию устойчивости [147, 150], определение собственных значений и векторов [6, 9], теорию возмущений [163], позволяющую произвести оптимизацию динамических систем.

Методы физического моделирования [207, 218], построенные на физическом подобии, дают возможность распространять результаты экспериментов на явления в реальных объектах.

Математические модели, как математическое представление реальности [215, 216], в зависимости от протекающих процессов, могут быть разделены как детерминированные и статистические.

В случае применения детерминированных моделей параметры системы устанавливаются как постоянные и не учитывают случайные факторы. При этом состояние системы меняется только в дискретные моменты времени и каждое последующее ее положение связано с предыдущим. Подобные модели послужили основой для исследований С.В. Вершинского [26], В.Н. Данилова [91], В.Д. Дановича [93], В.А. Лазаряна [142, 143] и В.Д. Хусидова [244].

Статистические модели учитывают случайные факторы, описываемые случайными параметрами и функциями. Эти функции анализируют на основании заданного закона распределения, что позволяет по известным спектральным плотностям возмущений устанавливать соответствующие плотности выходных параметров, характеризующие протекание динамических процессов. При этом широко используются преобразования Фурье и Лапласа, исследуются модели, описывающие как линейные, так и нелинейные колебания. Для исследования нелинейных колебаний применяют точные методы, например, метод А.М. Ляпунова, метод фазовой плоскости, метод точечных преобразований. Кроме этого, используют приближенные методы, такие как метод гармонической линеаризации или метод статистической линеаризации.

Статистические модели исследовались в работах Л.О. Грачевой [42, 43], Л.А. Губачевой [41, 52], В.Ф. Ушкалова [237, 238], А.Н. Савоськина [206], И.В. Бирюкова [12] и других. Такое разделение условное, поскольку применение моделей определяется решаемыми задачами. Для исследований резонанса, движения по стыкам и в кривых пути многие из вышеназванных авторов использовали статистические или детерминированные модели.

Математические модели, описывающие движение подвижного состава в пространстве, разделяют на трехмерные (пространственные) и двумерные (плоские). Двумерные модели являются более упрощенными, чем трехмерные,



но допускают значительно более детальное исследование. В то же время некоторые из них довольно точно описывают динамические процессы, происходящие в условиях эксплуатации.

Важную роль в построении моделей играют инерционные, упругие и диссипативные свойства объектов исследования. Часто эти количественные оценки учитывают на основании проведенных экспериментальных исследований. Динамические свойства пути описывают дискретными или континуальными моделями. Дискретная модель основана на представлении приведенной массы, сосредоточенной в одной точке контакта колеса с рельсом, который имеет соответствующие коэффициенты жесткости и затухания. Континуальная модель представляется как система с распределенными параметрами, изменяющимися по длине. В работе [142] рассматривают упруго-вязкий рельсовый путь и считают, что каждое колесо имеет дополнительное подрессоривание. При исследовании взаимодействия колеса с основанием пути [136] учитывают приведенную к колесу массу верхнего строения пути, а в работе [132] рассматривают колесо как массу, перемещающуюся по балке на упругом основании.

Вынужденные колебания подвижного состава во время движения по детерминированным неровностям исследованы в работах [19, 175, 248, 249], а с учетом случайных взаимодействий – в работах [43, 122].

Исследованиями [31, 172] установлено, что при движении подвижного состава по стыкам и воздействии возмущающих сил, время действия которых составляет до 0,015 с, возникают максимальные удары, действующие как на колесо, так и на рельс. Их интенсивность изменения за этот период времени определяется значениями приведенных масс и жесткости рельсов.

В работах [20, 124, 125, 205] проведены исследования нестационарного напряженно-деформированного состояния пути на деревянных и железобетонных шпалах в зоне стыка рельсов. В их основу положена схема бесконечно длинного рельса, включающего упругий шарнир (стык) [92] и метод параметрических частотных характеристик [123]. В результате рассмотрены основные

положения, касающиеся колебаний и устойчивости пути в вертикальной плоскости под воздействием движущихся динамических нагрузок. Установлены принципы формирования динамической системы, объединяющей в единое целое колеблющийся путь - систему с распределенными параметрами и экипаж - систему со многими степенями свободы. Разработаны методы оценки динамических сил, возникающих при ударном взаимодействии колеса и рельса в их зоне контакта вследствие геометрических несовершенств поверхностей катания, в том числе в зоне стыка рельсов.

Пути повышения эффективности перевозок путем установления выгодного сочетания параметров исследовано в работах [126-128, 159, 160]. Вышеизложенные математические модели позволяют проводить исследования и устанавливать действующие в динамических системах ускорения, ударные воздействия на элементы подвижного состава и рельса, оценивать воздействие динамических нагрузок на процессы их пространственных механических колебаний. Накопленный опыт позволяет проводить исследования динамики движения подвижного состава с учетом его взаимодействия с рельсовым путем.

Следует отметить, что условия эксплуатации шахтного транспорта существенно отличаются от условий работы наземного железнодорожного [192, 204]. Условия работы шахтного транспорта определяются горно-геологическими и горно-техническими факторами. Причем, в первую очередь, характеризуются стесненностью рабочего пространства, искривленностью в плане и профиле, деформируемостью и непостоянством угла наклона пути. Подвижной состав имеет значительно меньшие размеры по высоте и ширине. Из-за проявления горного давления и сдвижения горных пород выработки деформируются, что приводит к различным перекосам и смещению пути. На участках сопряжения выработок с углами наклона до  $35^{\circ}$  и радиусами закруглений до 4 м возможно снижение продольной устойчивости состава, увеличение сопротивлений движению и нарушение геометрического вписывания в путь. Учитывая все эти факторы, для обоснованного установления параметров шахт-

ных подвесных монорельсовых дорог невозможно использовать рассматриваемые математические модели в полной мере.

Исследованию шахтного рельсового транспорта посвящен ряд работ [103, 152, 156, 157, 161, 186, 194-196, 201, 202, 208, 209], в которых рассматриваются динамические процессы, происходящие во время движения подвижного состава с учетом горно-технических факторов.

Динамические процессы, возникающие в надрессорном строении и необрессоренных массах при движении по шахтному рельсовому пути, а также при трогании и торможении поезда исследованы в работах [15, 16, 99, 100, 129, 194, 239, 251, 252, 291]. В этих работах приведены методы выбора параметров локомотива, рассмотрены вопросы взаимодействия экипажа и рельсового пути при геометрическом и динамическом вписывании.

Механика взаимодействия рельсового пути и подвижных транспортных средств с учетом вертикальных, продольных и поперечных колебаний рассматривается в [38-40]. Приведены характеристики элементов рельсового пути, установленные в результате экспериментальных исследований. Определены рациональные параметры конструктивных элементов, произведена оценка нагруженности, а также надежности рельсового пути и подвижного состава.

Теоретическое обоснование и разработка рациональных конструкций пары колесо-рельс для рельсовых горно-транспортных машин и агрегатов проведены в работах [211, 212]. На основе теории механики контактного взаимодействия пары колесо-рельс рудничного транспорта с учетом реальных физических и геометрических условий их взаимодействия, деформирования и износа рабочих поверхностей колес и рельсов разработаны рекомендации для повышения долговечности и износостойкости элементов пары.

Формирование кинематических и динамических характеристик элементов ходовой части и выбор параметров составных упругих колес шахтных локомотивов исследовано в [109-113]. Кроме того, рассмотрены модели вагонеток с

дополнительной кинематической подвижностью ходовой части, а также их модели опорных узлов.

Математическая модель шахтного локомотива с гидростатической трансмиссией и научное обоснование новых технических решений по совершенствованию шахтных локомотивов приведено в работах [223-226]. Исследования [105, 222] посвящены разработке динамических моделей пространственных колебаний шахтных локомотивов.

Однако конструкция подвесных монорельсовых дорог и условия эксплуатации имеют ряд существенных отличий от шахтного рельсового (двухрельсового) транспорта:

- движение происходит по одному рельсу (монорельсу);
- монорельсовый путь состоит из соединенных отрезков (секций), которые подвешиваются в местах соединений;
- монорельс изготавливается из двутаврового профиля;
- подвижной состав перемещается по наклонным поверхностям нижних полок двутавра;
- центр тяжести подвижного состава всегда находится ниже его опорных точек;
- ось ходовых тележек выполняется разрезной;
- ходовые колеса тележек не имеют реборд;
- тяговое усилие монорельсового локомотива не зависит от сцепной силы тяжести, а определяется силой принудительного прижатия приводных колес;
- подвижной состав имеет ходовые колеса с наклонной осью вращения;
- колесная колея определяется толщиной вертикальной стенки монорельса, а также шириной, углом наклона и радиусами закруглений его нижних полок.

Вышеперечисленные отличия не позволяют в полной мере использовать полученные ранее результаты для обоснованного определения параметров шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Расчетно-теоретической основой для создания подвесных монорельсовых дорог явились работы ученых: Л.И. Айзенштока, В.С. Берсенева, В.Г. Вербицкого, А.С. Веткина, В.Н. Григорьева, А.В. Денищенко, А.И. Дукельского, В.А. Еременко, Л.Г. Желтухина, И.И. Иванченко, И.П. Киселева, М.А. Котова, А.И. Кравцова, Е.В. Кузнецова, Л.Г. Лобаса, В.М. Мерецкого, П.Е. Мерзлякова, В.Р. Ногих, В.С. Носова, О.С. Петренко, В.А. Расцветаева, Н.Н. Следя, А.Г. Степанова, В.М. Тарасова, А.А. Ткаченко, А.Е. Хлусова, М.В. Чашко, Л.Н.Ширина, Я.В.Щукина, В. Besa, E.K. Chanda, M. Grujić, C.H. Lee, M. Kawatani, C.W. Kim, Y. Kobayashi, M. Naeimi, N. Nishimura, I. Ristović, J. Tokarczyk, N.S. Trahair. [10, 21, 23, 25, 28, 46, 48-50, 107, 131, 153, 168, 177, 185, 219, 220, 227-229, 247, 258, 282, 286-287, 292] и других.

Работы Л.И. Айзенштока [2, 171, 250] посвящены исследованию динамики и обоснованию параметров конструкции и условий эксплуатации шахтных скоростных монорельсовых дорог. Проведено исследование профиля монорельсового пути как источника колебаний подвижного состава, установлены аналитические зависимости возмущений и их параметры. Определены факторы, влияющие на величины боковых отклонений монорельсового состава.

Однако, в этих работах не учитывается влияние вертикальных неровностей на параметры движения шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Наиболее подробно результаты научных исследований по созданию монорельсовых локомотивов приводятся в работах В.С. Берсенева [10, 11], в которых решены задачи, связанные с разработкой теоретических основ тяговых устройств с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс в зависимости от сопротивления движению поезда. Им разработаны методы увеличения силы тяги и допустимых углов наклона рельсовых путей для рудничных локомотивов. Кроме того, исследованы особенности уравнивания нормальных реакций рельса, приложенных к приводным колесам. Принимая во внимание, что сила тяжести всего тягового устройства во много раз

меньше этих реакций, рассмотрены условия, при которых обеспечивается равновесие. Исследовано влияние собственных сопротивлений тягового механизма на процесс создания тягового усилия. Исходя из характера и соотношения внешних сил, определены особенности механизма, приведены методы расчета и определены коэффициенты полезного действия.

Как указано автором, в работе [10] не рассматриваются вопросы динамики движения тяговых устройств, а также не учитывается его боковое раскачивание, которое неизбежно возникает при движении по подвесному монорельсовому пути.

Моделирование динамического поведения монорельсового вагона проведено В.Г. Вербицким и Л.Г. Лобасом [22-24]. Ими решен ряд задач, связанных с разработкой нелинейной математической модели движения монорельсового вагона специальной конструкции. При составлении математической модели скорость движения вагона в продольном направлении принималась постоянной. Учитывались две степени свободы, описывающие возмущенное движение в вертикально-поперечной плоскости: боковое перемещение и крен. В результате найдено выражение динамической реакции рельсы на опорные колеса, установлены необходимые и достаточные условия устойчивости прямолинейного движения.

Однако полученные результаты относятся к подвижному составу с ездой по верху монорельса и с расположением центра тяжести выше его опорных точек. Учитывая, что для шахтных условий применяется езда по нижней полке монорельса, а центр тяжести вагона находится под монорельсом, то приведенные результаты могут быть использованы частично.

Основным направлением работ А.С. Веткина [27, 28] стало решение задач вписывания подвижного состава. Им разработаны методики расчета вписывания подвижного состава в закругления шахтных монорельсовых дорог для совершенствования их проектирования и эксплуатации.

Полученные закономерности не учитывают угол наклона образующих поверхностей качения колес ходовых тележек, а также динамические процес-

сы, которые происходят во время движения подвижного состава по неровностям и закруглениям монорельсового пути.

Следует отметить, что несмотря на большое количество работ, посвященных вопросам создания монорельсового транспорта, опубликованных в отечественной и зарубежной литературе, не существует определенной методики, позволяющей однозначно установить основные параметры шахтных подвесных монорельсовых дорог. Первые попытки в обобщении этих вопросов принадлежат В.Н. Григорьеву [46-48]. На основании широких исследований им выявлены основные конструктивные схемы тяговых устройств, определены рациональные области применения монорельсовых дорог, рассмотрены вопросы влияния конструктивных особенностей монорельсового локомотива на параметры движения, скорости движения поезда и достаточной мощности локомотива, а также способах регулирования параметров привода.

Исследования, проведенные Л.Г. Желтухиным [107, 108], посвящены нахождению оптимальных параметров подвешивания подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги, выявлению характера взаимодействия вагонетки со стыками монорельса и определению продольных сил в подвесном монорельсовом поезде при торможении.

Опыт эксплуатации монорельсовых и напочвенных дорог в шахтных условиях обобщен в работах А.В. Денищенко [96-98, 176]. Кроме того, приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований канатных напочвенных и подвесных дорог, предложены новые технические решения задач, позволяющие повысить их производительность и надежность.

Вопрос влияния подвижных нагрузок на путь, когда подвижной состав перемещается по мостам или эстакадам, рассмотрен в работах Н.Г. Бондаря [29], И.И. Иванченко [114, 115], С.С. Кохманюка [133]. Ими разработаны методики расчета, позволяющие исследовать взаимодействие двух подсистем, одна из которых – монорельсовый состав (подвижная нагрузка), а другая – эстакада, мост (несущая конструкция).

Исследование монорельсовых дорог на магнитной подушке представлено в зарубежных публикациях [283, 284, 295]. В этих работах состав представлен как деформируемая система с вязкоупругими связями. Совместные колебания мостов и подвижной нагрузки описываются системами с использованием обыкновенных дифференциальных уравнений.

Упрощенные модели, описывающие совместные колебания упругой подвижной нагрузки и упругой несущей конструкции рассматриваются в [270], где исследуется движение по упругому основанию упругого стержня вдоль упругого бесконечного стержня, а в работе [280] – кузов вагона, перемещаемый по балке, представлен как стержень с десятью сосредоточенными массами.

Указанные исследования относятся к монорельсовым дорогам городского типа, у которых монорельс монтируется на эстакадах, мостах или галереях. Различия в устройстве пути не позволяют использовать полученные результаты для шахтных подвесных монорельсовых дорог в полной мере.

Большой вклад в развитие теории шахтных подвесных монорельсовых дорог с канатной тягой внесли А.И. Кравцов и Л.Н. Сигалов [134, 210], которые предложили математическую модель процесса пуска подземных канатных дорог с натяжными устройствами грузового типа, позволяющую определить динамические параметры пусковых процессов и предпусковых состояний. Кроме того, разработаны методики для определения рациональных параметров систем привода канатных дорог и расчета жесткости натяжного устройства.

Анализ эффективности использования монорельсовых дорог с гибким канатным тяговым органом проведен А.С. Кузнецовым. В его работе [137] рассматривается монорельсовая дорога как динамическая система, имеющая 11 степеней подвижности. В результате исследований разработана программа, в которой предусмотрено определение экономических показателей, что позволяет установить удельные годовые затраты на перевозку грузов.

Обоснование параметров крепления подвески монорельсовых дорог в выработках с анкерной крепью выполнено Е.В. Кузнецовым [138-140]. Им установлено, что при движении подвесного состава на анкеры подвески моно-



рельсовых дорог действуют динамические нагрузки, основную долю которых составляют силы, возникающие от движения по стыкам и неровностям пути (89,8%). Рекомендовано влияние динамических сил учитывать коэффициентом динамики, равным 2,0. Для подвески предложено применять анкеры с несущей способностью не менее 100 кН с расположением их замковой части выше анкеров крепления выработки. При этом анкеры подвески должны оборудоваться элементами податливости, равной величине податливости верхняка горной выработки.

Исследование канатных анкеров для монтажа монорельсовых подвесных дорог проведено в работе [45, 119]. Современные технологии анкерного крепления рассмотрены в работах [106, 146, 190, 243].

На основании анализа конструкций монорельсовых тягачей З.М. Мерцким [153] выявлены основные требования к их конструкциям, определен рациональный тип привода. Установлены основные параметры и эксплуатационные характеристики монорельсового дизелевоза с объемным гидроприводом.

Основные положения этой работы не определяют особенности подвижного состава, поскольку не учитывают влияние внешних возмущающих воздействий от неровностей монорельса.

Особенности формирования дополнительных нагрузок на арочную крепь участков выработок с подвесными монорельсовыми дорогами изучены В.А. Расцветаевым [199, 200, 257, 258]. Исследованиями, проведенными в условиях шахты им. Стаханова ОАО «Красноармейскуголь» установлено, что нагрузка, передаваемая арочной крепи и массиву горных пород при движении грузевого состава по монорельсу, определяется состоянием трассы монорельса, скоростью перемещения груза, его массой и описывается параметрами взаимодействия подсистемы «монорельс – подвижной состав». Указано, что при движении грузовых тележек по искривленному в профиле и плане стволу монорельса, в местах соединения его звеньев возникают динамические нагрузки, передаваемые элементам арочной крепи и массиву горных пород.

Автором указано, что показатели нагрузок, передаваемых арочной крепи, зависят от состояния трассы монорельса, а также скорости перемещения и величины груза, транспортируемого по участковой выработке. Кроме того, установлены зависимости податливости элементов арочного крепления подготовительных выработок от величины транспортируемого груза для различных показателей скорости перемещения. Установленные особенности дополнительных нагрузок на арочную крепь участковых транспортных выработок от подвижного состава монорельсовой дороги позволили сделать вывод, что при прохождении грузовыми «тележками» стыков монорельса «несущие арки» являются концентраторами напряжений, возникающих в конструкции под действием сил горного давления. Более того, динамические нагрузки, многократно передаваемые «несущим аркам» крепи в момент прохождения подвижным составом стыковых соединений профиля монорельса, провоцируют не только расслоение пород кровли, но и приводят их в движение, искривляя при этом профиль монорельса и изменяя параметры проектного сечения транспортных выработок.

Проведенные исследования М.В. Чашко [213, 246, 247] посвящены созданию рудничных монорельсовых локомотивов с линейным индукционным двигателем и систем питания электроэнергией на промышленной частоте для шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Как показали исследования, целесообразно применять такие локомотивы на скоростях значительно больших, чем 2 м/с, что в настоящий момент для шахтных условий является сложным. При этом требуется такое состояние рельсового пути, когда профиль не имел бы резких перегибов и превышений в стыках.

Основным достоинством локомотива с линейным двигателем является то, что его тяговое усилие не зависит от коэффициента сцепления приводного элемента с рельсовым путем. Коэффициент сцепления – величина непостоянная, зависящая от многих условий. В настоящее время существует много гипотез, объясняющих физический процесс реализации тягового усилия приводными колесами. Однако, все они противоречивы и не позволяют определить значение

расчетным путем, то есть чисто теоретически. Для тяговых расчетов принято использовать экспериментальные данные. В ранее указанных работах [48, 183] приведены результаты исследований коэффициента сцепления приводных колес с монорельсом, причем каждый из авторов дает его значение реально для индивидуального эксперимента, не проводя соответствующей статистической обработки, не учитывая внешних условий, влияющих на значение этого коэффициента. В связи с этим, указанные значения могут быть использованы в малой степени в качестве обобщенных для тяговых расчетов при различных условиях эксплуатации монорельсовых дорог.

Обоснование параметров шахтных подвесных дорог приведено в работах [264, 266-269, 293, 294]. Наиболее широко проблемы применения монорельсовых дорог в промышленности изложены в работе [183], где рассмотрены основы теории и расчета подвесных рельсовых дорог. Приведены методики определения производительности монорельсового транспорта, тяговых и прочностных расчетов. Рассмотрены способы крепления рельсов, закруглений, стрелочных переводов и других путевых устройств.

Приведенные данные относятся к транспортным средствам, работающим в стабильных условиях, но для тяжелого состояния транспортной дороги, присущего угольным шахтам, нуждаются в проверке и подлежат уточнению.

Исследование провозной способности шахтной подвесной монорельсовой дороги, обоснование параметров монорельсовых локомотивов во время движения по вертикальным и горизонтальным закруглениям пути, выполнено в [63, 82]. Разработана динамическая модель бокового раскачивания тягового устройства [61]. Установлена взаимосвязь между параметрами его ходовой части и амплитудой бокового раскачивания. Экспериментально определены значения коэффициентов сцепления приводных колес с вертикальной стенкой монорельса и коэффициенты сопротивлений движению ходовых тележек.

Однако, указанные исследования не учитывают пространственных колебаний подвесной монорельсовой дороги и поэтому не позволяют в полной мере использовать ранее полученные результаты для обоснованного определения

параметров подвижного состава и монорельсового пути нового технического уровня.

#### **1.4. Постановка задач исследования**

Из проведенного обзора литературных источников в областях отечественного и зарубежного машиностроения, опыта применения в горной промышленности, работ по созданию и исследованию шахтных подвесных монорельсовых дорог следует:

1. Шахтные подвесные монорельсовые дороги выпускаются и эксплуатируются на предприятиях многих стран мира. Они имеют различную конструкцию и эксплуатационные параметры, от которых во многом зависит эффективность работы.

2. Условия эксплуатации шахтного транспорта существенно отличаются от условий работы наземного железнодорожного. Они определяются горно-геологическими и горно-техническими факторами и характеризуются стесненностью рабочего пространства, искривленностью в плане и профиле, деформируемостью и непостоянством угла наклона пути.

3. Конструкция подвесных монорельсовых дорог и их условия эксплуатации имеют ряд существенных отличий от шахтного рельсового (двухрельсового), что не позволяет в полной мере использовать полученные ранее результаты для обоснованного установления параметров подвижного состава и подвесного монорельсового пути.

4. Положения расчета основных параметров шахтных подвесных монорельсовых дорог, приведенные в литературе, крайне ограничены и не содержат полных сведений об условиях эксплуатации, возникающих во время движения динамических нагрузках и вибрациях, которые передаются на крепь и пассажиров. Обобщить эти сведения и дать универсальные рекомендации по расчету представляется, как правило, затруднительным. В настоящее время не пред-

ставляется возможным дать рекомендации по выбору параметров грузовых единиц, ходовых тележек и подвески монорельсового пути, целесообразности применения средств для снижения влияния динамических нагрузок на подвижной состав и крепь.

5. Увеличение нагрузки на крепь, вызванное дополнительными динамическими нагрузками, приводит к снижению устойчивости и уменьшению поперечного сечения выработки, что исключает возможность работы подвесной монорельсовой дороги или требует дополнительных затрат на горные работы.

6. Проведенные исследования по вписыванию подвижных единиц монорельсовых дорог не решают в полной мере вопросов, связанных с процессом движения в вертикальных и горизонтальных закруглениях, поскольку не учитывают пространственные колебания подвижного состава.

7. Приводимые значения коэффициентов динамичности, которые учитывают влияние колебательных процессов на параметры подвижного состава и крепления монорельсового пути, значительно отличаются друг от друга. Одна из главных причин заключается в том, что не учитывается план и профиль пути, вертикальные и горизонтальные закругления, а также расположение и количество подвесок монорельсового пути.

8. Для расширения области применения монорельсового транспорта требуется создание подвесных монорельсовых дорог нового технического уровня, эксплуатация которых не связана с дополнительными нагрузками, воздействующими на крепь и снижающими устойчивость кровли, а также с поперечными отклонениями подвижного состава, которые приводят к необходимости увеличения поперечного сечения горных выработок.

На основании вышеизложенного следует, что для достижения поставленной цели диссертационной работы – развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами, установление закономерностей формирования динамических нагрузок на крепь горной выработки в зависимости от свойств подвески монорельса

и подвижного состава, что позволяет снизить динамическое воздействие от нагрузок на элементы дороги и на крепь горных выработок, а также расширяет область применения, повышает технический уровень и эффективность работы монорельсового транспорта, необходимо решить задачи исследований:

- провести моделирование процесса функционирования монорельсового транспорта как элемента логистической системы шахты;

- выполнить анализ динамических характеристик подвешного пути шахтных монорельсовых дорог и разработать математические модели, позволяющие производить количественную оценку параметров колебаний подвижного состава и подвешного монорельсового пути;

- установить закономерности влияния кинематических и параметрических возмущений подвешного монорельсового пути на колебания шахтной подвешной монорельсовой дороги;

- исследовать вертикальные, боковые и продольные колебания подвижного состава и обосновать целесообразные параметры элементов шахтной подвешной монорельсовой дороги для улучшения ее динамических свойств;

- выполнить синтез подвески шахтной подвешной монорельсовой дороги, определить ее передаточную функцию, а также установить оптимальное сочетание параметров подвижного состава и монорельсового пути;

- провести экспериментальные исследования шахтных подвешных монорельсовых дорог;

- разработать рекомендации для снижения динамических нагрузок на крепь горной выработки, адаптированные к современным монорельсовым дорогам;

- выполнить конструкторско-техническую реализацию рекомендаций по повышению технического уровня шахтной подвешной монорельсовой дороги.

## РАЗДЕЛ 2

### ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЙ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

#### 2.1. Вступительные замечания

Основные направления исследований работы базируются на общепедагогических и общенаучных методах познания явлений и процессов, используемых в технических и прикладных науках.

Цель раздела заключается в установлении методов научных исследований для анализа и синтеза шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- обосновать общую методику исследования процессов, которые протекают во время движения подвижного состава по монорельсу;
- выбрать методы решения теоретических задач, экспериментальных исследований и произвести их сравнительную оценку;
- составить обобщенную структуру исследуемой модели.

Прежде всего, при решении задач необходимо рассмотреть процесс функционирования монорельсового транспорта как элемента логистической системы шахты, что позволит выделить целесообразную область его применения на горных предприятиях.

В дальнейшем следует изучить факторы, влияющие на функциональные возможности подвесного транспорта, его работоспособность и безопасность движения.

Вместе с тем необходимо установить динамические параметры монорельсового пути, исследовать динамику движения подвижного состава по искривленным выработкам со знакопеременным профилем и определить

дополнительные нагрузки, возникающие во время работы дороги и передаваемые на крепь.

Наконец, на основании проведенных исследований, разработать рекомендации для обоснования новых технических решений по совершенствованию подвесных монорельсовых дорог для угольных предприятий.

## **2.2. Общая методика исследований**

В основу общей методики исследования шахтных подвесных монорельсовых дорог положены результаты работ отечественных и зарубежных авторов, которые посвящены проблемам создания различных видов горнодобывающих и транспортных машин, а также логистики горных предприятий. Авторами таких работ являются: Александров В.И., Берсенев В.С., Бережинский В.И., Блохин С.Е., Бойко Н.Г., Водяник Г.М., Галкин В.И., Говоруха В.В., Горбатов П.А., Гребенкин С.С., Гуляев В.Г., Дворников В.И., Дмитриев В.Н., Кантович Л.И., Кондрахин В.П., Корнеев С.В., Нечепанев В.Г., Новиков Е.Е., Паламарчук Н.В., Подэрни Р.Ю., Процив В.В., Ренгевич А.А., Семенченко А.К., Сердюк А.А., Стадник Н.И., Таран И.А., Тарасов Ю.Д., Франчук В.П., Хазанович Г.Ш., Шабаев О.Е., Шахтарь П.С., Шевченко Ф.Л., Ширин Л.Н., Штокман И.Г.

В зарубежной литературе проблема представлена в работах Arnold M., Becker F., Besa B., Chanda E.K., Kalker J.J., Koffman I.L., Muller P.C., Pajsek H.B., Popp K., Schiehlen W., Sladkowski A., Slibar A., Tadao Ohyama, Trahair N.S., Valasek M., Willumeit H.-P., Ziegler F.

Решение поставленных в работе задач, основывается на общенаучных методах, которые применяются во всех областях науки, а также специальных методах, характерных для технических наук. Предусматривается использование общенаучных методов анализа и синтеза, обобщения, дедукции, абстрагирования. Из специальных методов следует выделить структур-



ный подход, функциональный подход, статистические методы и моделирование.

Особое место в работе отводится анализу и синтезу, которые как методы неразрывно связаны между собой. Анализ, требующий условного расчленения исследуемого объекта на части, позволяет получить информацию о его структуре, свойствах, связях и дает возможность выделить существенные и несущественные признаки. В противоположность анализу, синтез предполагает переход от частей к целому, с учетом действия связей между ними. Благодаря этому обеспечиваются комплексный и системный подходы для исследования таких сложных динамических моделей, как модель шахтной подвесной монорельсовой дороги.

### **2.3. Методы решения задач и их сравнительные оценки**

В работе предусматривается проведение теоретических и экспериментальных методов исследований. Для решения теоретических задач используются методы идеализации, формализации, математического и компьютерного моделирования.

Для упрощения сложных динамических систем и процессов применяется метод идеализации, что исключит из рассмотрения свойства, которые мешают понять сущность рассматриваемого процесса.

Метод формализации, заключающийся в отображении содержания и структуры исследуемого объекта в знаковой форме: математических символах и физических формулах, позволяет сравнивать, сопоставлять динамические процессы и динамические системы по сходным параметрам их существования. Кроме того применение математического аппарата позволяет выявить многообразие структурных элементов и динамических связей, различия и сходства.

Метод восхождения от абстрактного к конкретному основывается на условном расчленении объекта исследования, установлении его свойств и превращении в совокупность односторонних определений. После этого восстанавливается сам объект, со своей многогранностью, но уже в процессе мышления. Данный метод делает возможным перейти от эмпирического описания явлений к их теоретическому пониманию – к понятию.

При решении практических задач используются методы математического и компьютерного моделирования. В качестве инструментария для решения задач применяются программные пакеты MathCAD и 3-D моделирования, в которых заложены последние достижения вычислительной математики, области программирования и численных методов, а также теоретических и экспериментальных решений.

Основу решения теоретических задач составляют элементы теории механики упругих деформируемых систем, теории колебаний и шахтного транспорта. Математическое моделирование построено на использовании дифференциальных уравнений, теории графов, метод свертки критериев, последовательных уступок и методы теории случайных процессов.

Анализ фактического материала и применение указанных методов позволяет обеспечить объективность полученных результатов и сделанных выводов.

Кроме теоретических методов исследования в работе используются экспериментальные методы наблюдения, моделирования и сравнения.

Наблюдения за движением отдельных элементов подвесного состава и монорельсовой дороги проводятся в лаборатории, на натурном стенде и в промышленных условиях.

Во время проведения эксперимента как в естественных, так и в экстремальных условиях, устанавливаются основные показатели объекта моделирования. Для этого используются методы экспериментальных исследований и математико-статистических методов обработки экспериментальных данных.

Метод сравнения дает возможность выявить сходство теоретических, экспериментальных данных, адекватность принятых допущений и правильность построения расчетных моделей. Кроме того, позволяет во время движения подвесной монорельсовой дороги определить причины и степень воздействия динамических процессов на отклонения подвижного состава от положения равновесия.

#### **2.4. Обобщенная структура исследуемой модели**

Обобщенную модель подвесной монорельсовой дороги можно представить в виде совокупности связанных между собой систем (подсистем), состоящих из множества частей, которые в определенных задачах могут рассматриваться как самостоятельные объекты исследования.

Во время движения, вследствие взаимодействия ходовых колес с монорельсом, возникают динамические явления, вызывающие колебания подвижного состава и пути. Такие колебания не способствуют выполнению полезной работы, а следовательно, увеличивают затраты энергии, приводят к дополнительному износу монорельсовой дороги и снижают безопасность движения.

Поскольку монорельс имеет малое поперечное сечение по отношению к длине (рис. 2.1) и пространственные масштабы движения соразмерны с масштабами изменения физических параметров, то в общем случае он может быть представлен как система с распределенными параметрами. Отличительной чертой этой системы является пространственная протяженность входящих в нее элементов, обладающих определенной массой. Взаимодействие элементов между собой приводит к возникновению сил сопротивления, деформаций или упругости, а поэтому они не могут быть разделены в пространстве без потери точности или адекватности модели.

Как правило, состояние системы с распределенными параметрами описывается функциями нескольких переменных, одной из которых являет-

ся время, а другими – координаты всех рассматриваемых элементов. Для исследования процессов в этих системах используются дифференциальные уравнения в частных производных с переменными, характеризующими изменения перемещений, скоростей и ускорений не только во времени, но и в пространстве. Система осей координат монорельсового пути приведена на рис. 2.1.

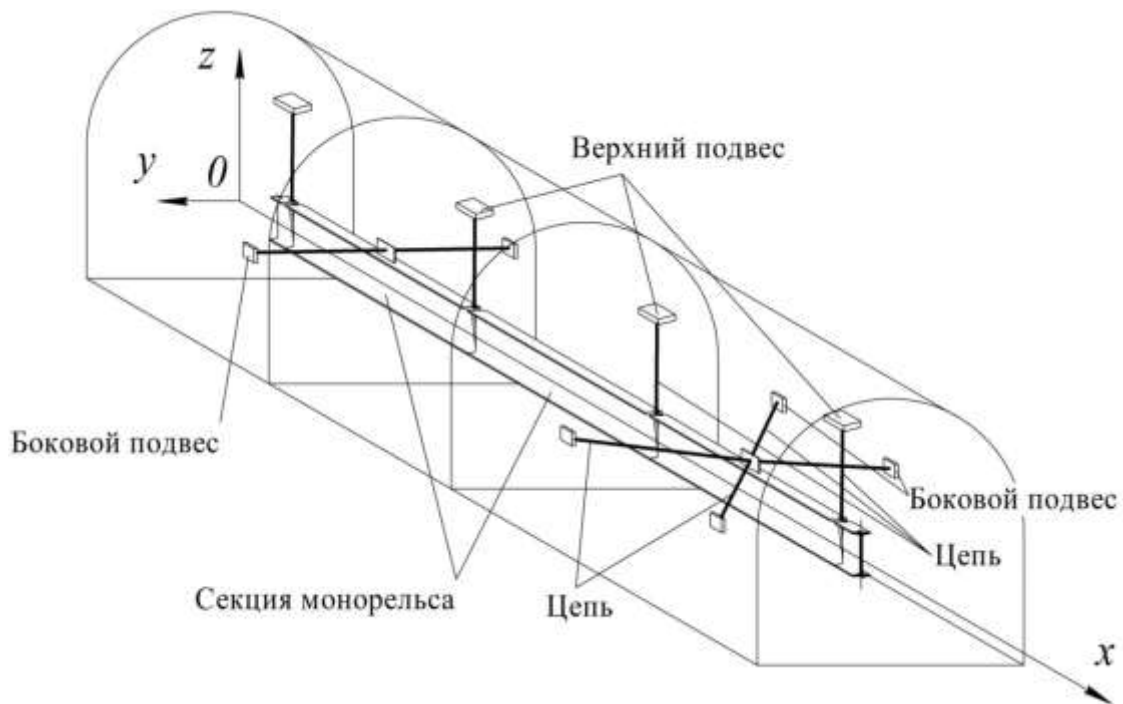


Рис. 2.1. Структурная схема и система осей координат подвешенного монорельсового пути

Подвижной состав подвесной монорельсовой дороги представляет собой систему из физических тел, связанных между собой. Совместно с подвешенным монорельсом они образуют сложные динамические системы с большим количеством степеней свободы. Для исследования колебаний, происходящих в таких системах, часто применяют общие вариационные принципы аналитической механики с использованием дифференциальных уравнений.

Структурная схема основного элемента монорельсового подвижного состава – вагонетки, приведена на рис. 2.2, где цифрами обозначены: 1 – монорельс; 2 – ходовая тележка; 3 – проушина для сцепки; 4 – кузов; 5, 6 – верхняя и боковая подвески монорельса, соответственно. Здесь предполагается, что во время движения кузова на двух ходовых тележках происходит деформация монорельса и его подвесок. Сами ходовые тележки и кузов рассматриваются как система трех абсолютно твердых тел. В связи с этим, динамические процессы взаимодействия кузова, ходовых тележек и подвесного монорельса рассматриваем как совокупность шести основных видов колебаний. Три вида колебаний определяют линейные перемещения и три вида – угловые.

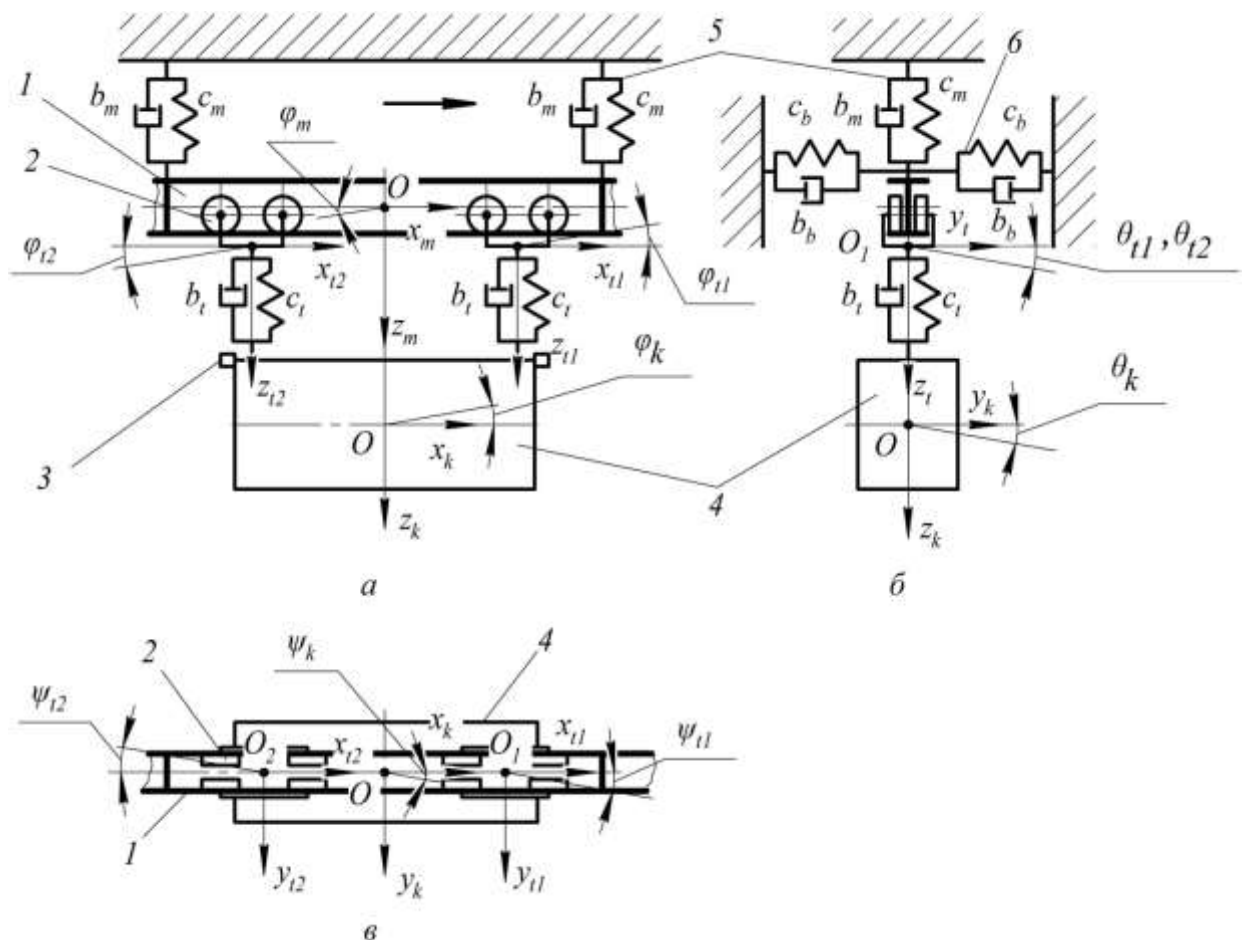


Рис. 2.2. Пространственная структурная схема подвесной вагонетки: *а* – вид сбоку монорельса; *б* – поперечный вид; *в* – вид сверху (здесь подвеска и верхняя полка монорельса условно не показаны)

Линейные перемещения  $z$ , когда все точки перемещаются вдоль оси  $Oz$ , называем подпрыгиванием. Аналогичные перемещения вдоль оси  $Oy$  именуем поперечным откосом, а перемещения вдоль оси  $Ox$  – подергиванием. Угловые колебания, происходящие вокруг оси  $x$  на угол  $\pm \theta$ , называем боковым раскачиванием, вокруг оси  $y$  на угол  $\pm \psi$  – вилянием, вокруг оси  $z$  на угол  $\pm \varphi$  – продольным раскачиванием.

Кроме линейных и угловых перемещений динамическая система характеризуется координатами центров инерции, массами каждой ее части, осевыми и центробежными массовыми моментами инерции.

На схеме (см. рис. 2.2) приняты обозначения координат каждой части системы, причем их индексы  $m$  относятся к монорельсу;  $t$  – тележкам;  $k$  – кузову. Соответственно коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления верхней подвески монорельса обозначены  $c_m, b_m$ ; боковой подвески –  $c_b, b_b$ ; ходовой тележки –  $c_t, b_t$ .

Для подвижного состава вагонеток указанная схема повторяется и добавляется связь в виде тяги, образующей сцепку. В результате общая структурная схема подвесной монорельсовой дороги (рис. 2.3) представляет собой систему отдельных (дискретных) твердых тел – ходовых тележек и кузовов, соединенных сцепкой друг с другом и перемещаемых по монорельсу тяговым устройством (тележкой). Коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления сцепки обозначены как  $c_c, b_c$ .

На рис. 2.3 не указан поперечный вид, поскольку он повторяет вид, приведенный на рис. 2.2, б. Длина участка монорельсового пути, который участвует в колебательных процессах, определяется количеством вагонеток в подвижном составе.

Такая модель позволяет проводить исследования продольной динамики поезда, устанавливая взаимосвязь между параметрами монорельса и колебаниями отдельных вагонеток.

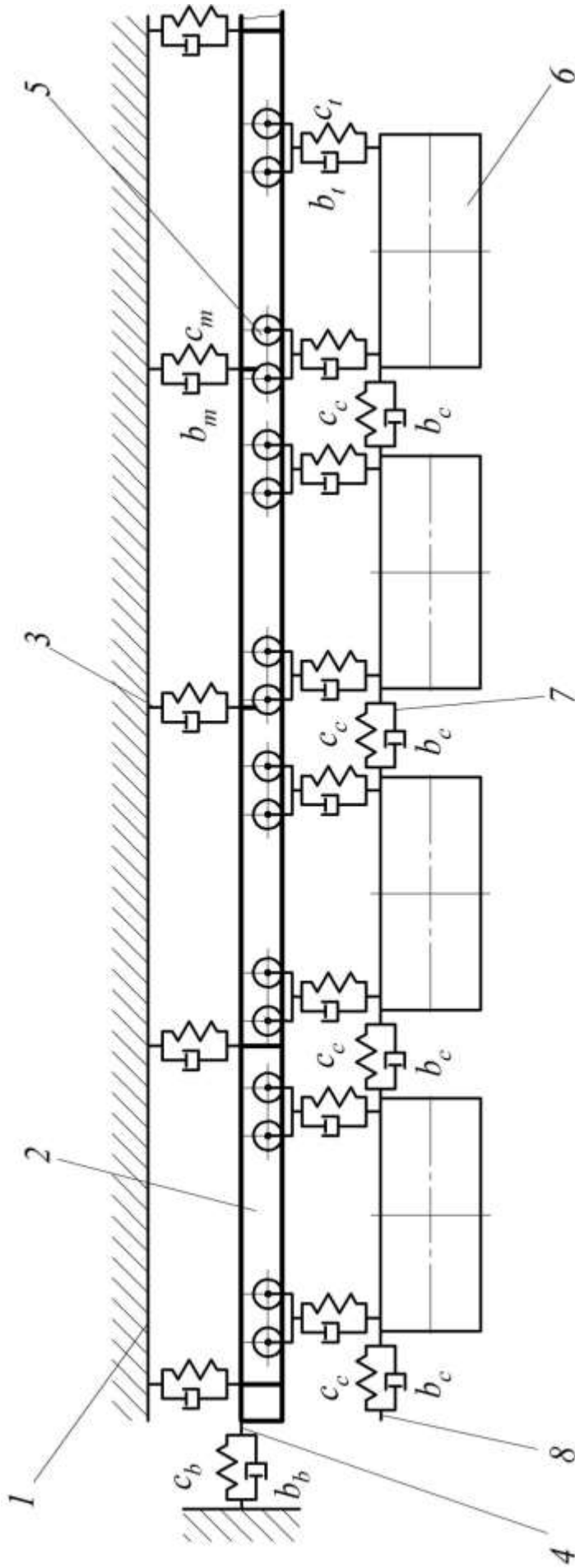


Рис. 2.3. Общая структурная схема подвесной монорельсовой дороги: 1 – горная выработка; 2 – монорельсовый путь; 3, 4 – верхняя и боковая подвески монорельса, соответственно; 5 – ходовая тележка; 6 – кузов; 7 – сцепка; 8 – тяговое устройство

Учитывая наличие конструктивных связей, которые направляют или ограничивают движения, в чистом виде каждый из указанных видов колебаний на практике встречается редко, а чаще происходят сложные колебания пространственной структуры. Тем не менее, как показывают исследования [2, 12, 17, 26, 52, 53, 123, 250], сложные колебания возможно рассматривать обособленно, разделяя их на вертикальные (по координатам  $z$  и  $\varphi$ ), боковые (по координатам  $y$ ,  $\theta$  и  $\psi$ ) и продольные (по координате  $x$ ). На основании этого, исследуя составляющие колебания, можно проводить анализ связей, устанавливать выгодное сочетание параметров конструкции и улучшать динамические характеристики во время синтеза подвесной монорельсовой дороги.

## **2.5. Основные направления проведения исследований**

Анализ общего состояния, изложенный в предыдущем разделе, позволяет сделать вывод о целесообразности выполнения научных исследований с целью развития базовых принципов, научно-методической и алгоритмической базы, а также математического обеспечения для исследования процессов взаимодействия подвижного состава шахтной монорельсовой дороги с подвесным монорельсом.

Практическая реализация такого подхода требует проведения исследований в следующих направлениях.

На основании моделирования процесса функционирования шахтных монорельсовых систем как элемента логистической системы горного предприятия, выполненного в разд. 3, устанавливается целесообразная область применения подвесных монорельсовых дорог и их параметры. Вместе с тем определяются факторы, ограничивающие использование монорельсового транспорта.

В ходе исследований динамических параметров монорельсового пути (разд. 4) находится взаимосвязь между параметрами монорельса и колеба-



ниями, вызванными действием продольных и поперечных нагрузок, которые в дальнейшем используются для синтеза шахтной подвесной монорельсовой дороги, выполненного в разд. 6.

Изучение динамических процессов, возникающих во время движения подвижного состава, проведенное в разд. 5, позволяет исследовать колебания и динамические нагрузки с учетом его бокового раскачивания, вертикальную и продольную динамику.

Полученные в указанных разделах результаты служат основой построения шахтной подвесной монорельсовой дороги как процесса синтеза динамической системы (разд. 6). Разработанная математическая модель оптимизации параметров позволяет установить оптимальное сочетание параметров монорельсового пути и подвижного состава для снижения динамических нагрузок на элементы подвесной монорельсовой дороги и на крепь горной выработки.

Далее в разд. 7 даются рекомендации для снижения динамических нагрузок на крепь горной выработки и приводятся устройства, позволяющие улучшить эксплуатационные качества шахтной подвесной монорельсовой дороги в подземных условиях.

В разд. 8 представлены результаты экспериментальных исследований опытного образца подвесной монорельсовой дороги в шахте. Кроме того проводятся лабораторные и промышленные испытания подвеса монорельсового пути. Полученные экспериментальные данные позволяют выполнить оценку достоверности теоретических результатов, полученных в предыдущих разделах.

## **2.6. Выводы по разделу**

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Основным методом исследований, принятым в работе, является анализ и синтез шахтных подвесных монорельсовых дорог. Благодаря этому

для проведения исследований обеспечены комплексный и системный подходы.

2. Обобщенная модель шахтной подвесной монорельсовой дороги представлена в виде совокупности связанных между собой ходовых тележек и кузовов, соединенных сцепками друг с другом и перемещаемых по монорельсу тяговым устройством (тележкой), которые для анализа рассматриваются как самостоятельные объекты исследования, а затем – во взаимосвязи как единое целое, с учетом действия связей между ними.

3. Основными направлениями исследований являются моделирование процесса функционирования монорельсового транспорта как элемента логистической системы шахты, а также исследование динамических процессов, возникающих во время движения подвижного состава по подвесному монорельсовому пути, что позволяет снизить дополнительные динамические нагрузки на крепь горной выработки и повысить ее устойчивость.

4. Важным направлением работы является разработка математической модели оптимизации параметров подвески монорельсового пути для улучшения эксплуатационных качеств шахтной подвесной монорельсовой дороги.

5. Проведение теоретических и экспериментальных методов исследований шахтной подвесной монорельсовой дороги позволяет определить причины и степень воздействия динамических процессов на отклонения монорельсового пути от положения равновесия. Сравнение теоретических и экспериментальных данных дает возможность оценить правильность принятых допущений, адекватность и достоверность построения расчетных моделей.

## РАЗДЕЛ 3

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МОНОРЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА КАК ЭЛЕМЕНТА ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ШАХТЫ

#### 3.1. Вступительные замечания

Особое место в логистической системе современной шахты занимает вспомогательный транспорт. От уровня и качества его функционирования зависят не только стоимостные затраты и время, необходимые для доставки оборудования, материалов и людей, но и выполнение основных производственных процессов, связанных с добычей полезного ископаемого. Важно, как уже ранее указывалось, не столько сокращение времени движения, сколько возможность обеспечения всем необходимым для работы точно в срок и в нужное место.

Цель раздела заключается в разработке теоретико-методологических основ моделирования процесса функционирования шахтной подвесной монорельсовой дороги (ПМД) в логистической системе шахты.

Для достижения вышеназванной цели требуется решение ряда задач:

- установить общие логистические подходы к выбору параметров шахтных монорельсовых дорог с учетом специфики горнотехнических условий эксплуатации;
- разработать математическую модель функционирования ПМД в логистической системе (ЛС) горного предприятия;
- установить закономерности взаимодействия встречных потоков с учетом их функционирования в условиях неопределенности и рисков;
- совершенствовать методические основы выбора параметров маршрутов ПМД.

При этом объектом исследования являются не только подвесные монорельсовые системы, но и материальные потоки вспомогательных грузов угольных шахт, перевозимые различными транспортными средствами.

### **3.2. Общие подходы к формированию процесса перевозки вспомогательных грузов и людей подвесной монорельсовой дорогой**

Одной из логистических проблем, существующих на горных предприятиях, является обеспечение производственного процесса всем необходимым, в нужном количестве и с минимальными затратами. Шахты, как и любое другое горное предприятие, находятся в начале формирования материальных потоков и, как участники цепи управления поставкой продукции, одновременно сами являются потребителями, поскольку для производственного процесса нужны энергия, технические и трудовые ресурсы.

Следует отметить, что добываемый уголь считается готовой продукцией, если он отправляется без обогащения для электростанций или населению для отопления, а также и сырьем для обогатительных фабрик или коксохимзаводов. В качестве готовой продукции могут быть также калийные удобрения или пищевая соль. Следовательно выходной поток шахт формируется из готовой продукции или сырья, а удельный вес готовой продукции в выходном потоке может составлять какую-то долю и определяется свойствами полезного ископаемого.

Входящие материальные потоки, в отличие от выходящих, практически полностью формируются из готовой продукции. Удельный вес входящих потоков зависит от горно-геологических условий и технологии добычи полезного ископаемого. Ориентировочно для угольных предприятий на 1000 т угля перевозится 1,4 т оборудования, 0,3 т эмульсии, 0,4 т глины, песка и инертной пыли.

В пределах ЛС горного предприятия циркулируют основные потоки, относящиеся к основной продукции (полезное ископаемое) и вспомога-

ные потоки, обеспечивающие функционирование основного производства. По направлению движения эти потоки могут быть встречными или попутными. Такое разделение позволяет устанавливать объемы перевозимых грузов и планировать грузопотоки в зависимости от изменчивости горно-геологических и горно-технических условий.

Поскольку горно-технические условия работы шахт постоянно меняются, то особенностью логистических систем шахт является то, что основные грузопотоки динамичны и непостоянны в количественном и качественном отношении. Однако процесс их функционирования носит повторяющийся периодический характер, протекающий в несколько этапов. Каждый этап включает планирование, функционирование, их оценку для установления соответствия между планируемыми и фактическими грузопотоками.

Планирование грузопотоков в ЛС горных предприятий основывается на установлении необходимого объема и маршрутов перевозок. Для моделирования подобных систем в логистике целесообразно использовать так называемую транспортную задачу линейного программирования (ТЗ) и ее модификации [158, 164, 188].

В общем случае процесс перевозки вспомогательных материалов или людей можно представить в виде схемы, приведенной на рис. 3.1. В  $m$  пунктах  $A_1, A_2, \dots, A_m$  производится погрузка на уровне околоствольного двора. Количество грузов в пункте  $A_i$  составляет  $a_i$  единиц, где  $i=1, 2, 3, \dots, m$ . Все это необходимо доставить потребителям в  $n$  пункты  $B_1, B_2, \dots, B_n$ . В каждом пункте  $B_j$  объем потребления составляет  $b_j$  единиц, где  $j=1, 2, 3, \dots, n$ . Затраты по перевозке 1 т груза от пунктов  $A_i$  в пункты  $B_j$  обозначим  $C_{ij}$  и представим в виде

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \dots & C_{1n} \\ C_{21} & C_{22} & \dots & C_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ C_{m1} & C_{m2} & \dots & C_{mn} \end{bmatrix}.$$

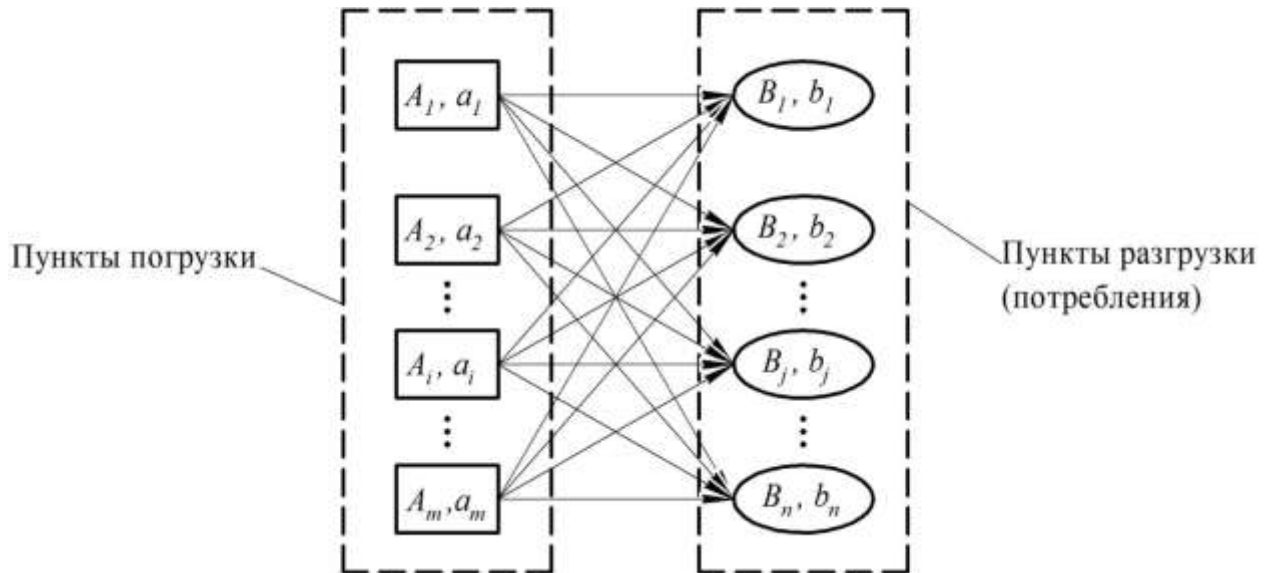


Рис. 3.1. Схема грузопотоков ПМД между пунктами погрузки и разгрузки (потребления)

Требуется составить такой план грузопотоков ЛС горного предприятия, при котором весь груз вывозится из пунктов отправления, поступает потребителям, транспортные издержки минимальны. Грузопоток, перемещаемый из пункта  $A_i$  в пункт  $B_j$ , принимаем равным  $X_{ij}$ . Необходимо установить значение грузопотока  $X_{ij} \geq 0$ , перемещаемого от  $i$ -го пункта околоствольного двора до  $j$ -го пункта назначения так, чтобы

$$\sum_{i=1}^m X_{ij} = a_i, \text{ где } i = 1, 2, 3, \dots, m;$$

$$\sum_{j=1}^n X_{ij} = b_j, \text{ где } j = 1, 2, 3, \dots, n;$$

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ij} X_{ij} \rightarrow \min.$$

Необходимое и достаточное условие решения данной задачи может быть записано как  $\sum_{i=1}^m a_i = \sum_{j=1}^n b_j$ . Если это условие выполняется, то решение ТЗ

называют закрытым, а если нет – открытым. Когда  $\sum_{i=1}^m a_i \geq \sum_{j=1}^n b_j$ , то определя-

ют, какому получателю и какое количество грузов необходимо оставить с учетом минимума транспортных расходов. В противном случае устанавливаются, кто из получателей и в каком количестве должен недополучить груз.

В настоящее время разработано достаточно много методов решения подобных задач, позволяющих определять оптимальные варианты транспортно-технологических систем подвешенного монорельсового транспорта.

Следует отметить, что рассматриваемая математическая модель грузопотоков является довольно простой и используется для транспортно-технологических систем с применением бесперегрузочных перевозок, которые считаются перспективными, но еще не нашли широкого распространения в горной промышленности. Однако эта модель служит основой для создания более сложных транспортно-технологических схем ЛС, относящихся к перевозкам несколькими видами транспорта, включая ПМД.

### **3.3. Математические модели процесса перевозки подвесными монорельсовыми дорогами**

В условиях шахты часто возникает необходимость продвижения материальных потоков от околоствольного двора до конечного потребителя несколькими видами транспорта. Это предполагает перевалку грузов в нескольких перегрузочных пунктах и в определенной последовательности.

Перегрузочные пункты, как правило, представляют собой зоны, обеспечивающие взаимодействие сопрягаемых видов транспорта и хранение груза во время перевалок. При этом возможны несколько вариантов.

Рассмотрим модель работы ПМД с одной перевалкой, схема которой приведена на рис. 3.2. Здесь приняты аналогичные обозначения однородного груза в пунктах отправки  $A_1, \dots, A_i, \dots, A_m$  и в конечных пунктах  $B_1, \dots, B_j, \dots, B_n$ . В пункты перегрузки  $D_1, \dots, D_k, \dots, D_r$  груз доставляется одним видом транспорта (дорогой), а далее в конечные пункты – другим видом транспорта.

Кроме объемов груза в пунктах отправки  $a_i$ , где  $i = 1, 2, 3 \dots m$  и объемов потребления в пунктах назначения  $b_j$ , где  $j = 1, 2, 3 \dots n$ , необходимо знать вместимость (пропускную способность) перегрузочных пунктов  $d_k$ , где  $k = 1, 2, 3 \dots r$ . Затраты по перевозке 1 т груза из пунктов отправки в перегрузочные пункты обозначим  $C'_{ik}$ , а из этих пунктов в пункты назначения –  $C''_{kj}$ .

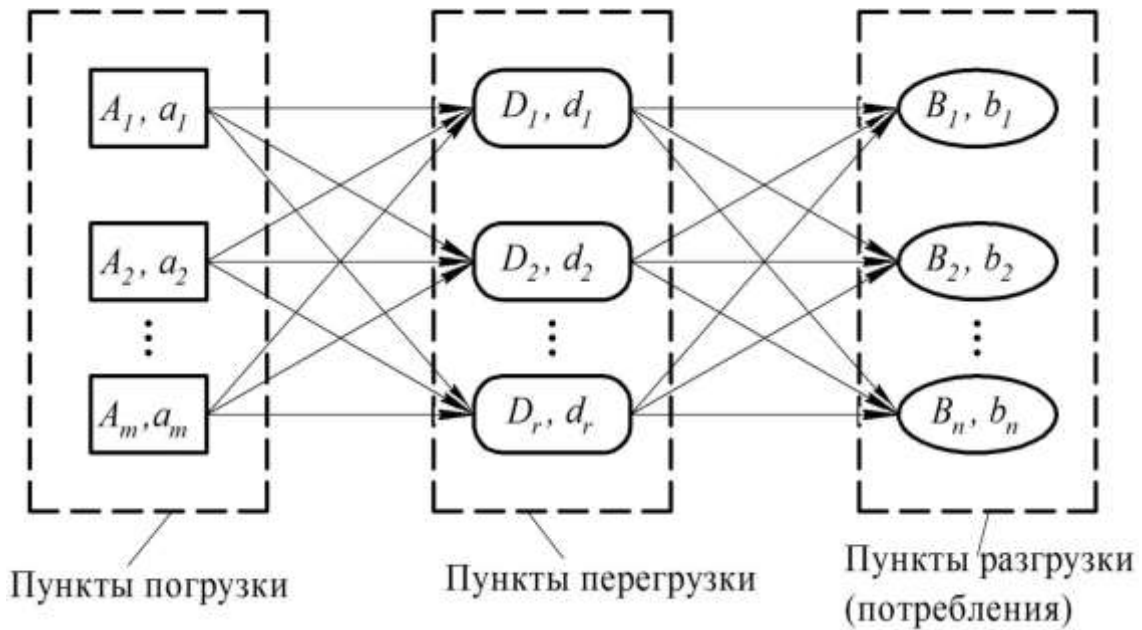


Рис. 3.2. Схема грузопотоков ПМД между пунктами погрузки, перегрузки и разгрузки

Для того, чтобы составить оптимальный план перевозки грузов, минимизирующий общие затраты на перевозки, введем параметры управления  $x_{ik}$  – количество груза, которое следует перевезти из пункта  $A_i$  в  $D_k$  и  $y_{kj}$  – количество груза, которое следует доставить из пункта  $D_k$  в  $B_j$ .

Математическая модель для этого варианта примет вид

$$S_0 = \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^r C'_{ik} x_{ik} + \sum_{k=1}^r \sum_{j=1}^n C''_{kj} y_{kj} \rightarrow \min, \quad (3.1)$$



где

$$\sum_{k=1}^r x_{ik} = a_i, \quad i=1,2,\dots,m, \quad \sum_{i=1}^m x_{ik} \leq d_k, \quad k=1,2,\dots,r,$$

$$\sum_{k=1}^r y_{kj} = b_j, \quad j=1,2,\dots,n, \quad \sum_{i=1}^m x_{ik} = \sum_{j=1}^n y_{kj}, \quad k=1,2,\dots,r, \quad (3.2)$$

$$x_{ik} \geq 0; y_{kj} \geq 0; i=1,2,\dots,m; j=1,2,\dots,n, k=1,2,\dots,r.$$

Для случая, когда  $\sum_{k=1}^r d_k = \sum_{i=1}^m a_i = \sum_{j=1}^n b_j$ , вместимость перегрузочных пунктов в любом плане перевозок используется полностью. Отсюда следует, что недоиспользования вместимости перегрузочных пунктов нет, а поэтому схема перевозок грузов на этапе от пунктов  $D_k$  к пунктам  $B_j$  не зависит от перевозок на этапе от пунктов  $A_i$  к пунктам  $D_k$ . В этом случае оптимизацию перевозок следует проводить для каждого этапа и общий оптимум целевой функции будет  $S^{opt} = S_1^{opt} + S_2^{opt}$ .

Когда  $\sum_{k=1}^r d_k > \sum_{i=1}^m a_i$  или  $\sum_{k=1}^r d_k > \sum_{j=1}^n b_j$ , то вместимость перегрузочных пунктов используется не полностью. Кроме того, схема работы на замещающих этапах будет зависеть от схемы работы на начальных этапах. На основании этого следует, что необходима оптимизация плана перевозок в рамках единой модели.

При организации перевозок грузов необходимо стремиться не только к достижению минимума транспортных издержек, но и минимума времени доставки. Для этого случая ТЗ следует решать с использованием критерия времени.

Основными особенностями постановки таких задач оптимизации является необходимость установления зависимости времени перевозки от перевозимых в различных направлениях объемов грузов, учет нелинейности и невыпуклости целевой функции. Эти особенности весьма затрудняют построение эффективного алгоритма решения ТЗ.

Введем следующие обозначения:  $l_{ik}^{(1)}, (l_{kj}^{(2)})$  – расстояние в оба конца между пунктами  $A_i$  и  $D_k$  (между  $D_k$  и  $B_j$ ), соответственно;  $v_{ik}^{(1)}, (v_{kj}^{(2)})$  – скорость движения ПС, работающего по схеме  $A_i \rightarrow D_k$  ( $D_k \rightarrow B_j$ );  $t_{ik}^{(1)}, (t_{ik}^{(2)})$  – время погрузки (выгрузки) ПС, работающего по схеме  $A_i \rightarrow D_k$ ;  $t_{kj}^{(3)}, (t_{kj}^{(4)})$  – время погрузки (выгрузки) транспортного средства (ТС), работающего по схеме  $D_k \rightarrow B_j$ ;  $g_{ik}^{(1)}, (g_{kj}^{(2)})$  – грузоподъемность ПС, работающего по схеме  $A_i \rightarrow D_k$  ( $D_k \rightarrow B_j$ ).

Обычно в шахтных условиях на каждом направлении перевозки работает по одной ПМД, и в этом случае время доставки груза в направлении  $A_i \rightarrow D_k$  равно

$$T_{ik}^{(1)}(x_{ik}) = \frac{x_{ik}}{p_{ik}^{(1)}}, \quad (3.3)$$

где  $p_{ik}^{(1)}$  – производительность ПМД, работающей по схеме  $A_i \rightarrow D_k$ , которая может быть найдена как

$$p_{ik}^{(1)} = \frac{g_{ik}^{(1)}}{t_{ik}^{(1)} + t_{ik}^{(2)} + \frac{l_{ik}^{(1)}}{v_{ik}^{(1)}}}.$$

Аналогично время перевозки груза на направлении  $D_k \rightarrow B_j$  будет

$$T_{kj}^{(2)}(y_{kj}) = \frac{y_{kj}}{p_{kj}^{(2)}}, \quad (3.4)$$

где  $p_{kj}^{(2)}$  – производительность ПМД, работающей по схеме  $D_k \rightarrow B_j$

$$p_{kj}^{(2)} = \frac{g_{kj}^{(2)}}{t_{kj}^{(3)} + t_{kj}^{(4)} + \frac{l_{kj}^{(2)}}{v_{kj}^{(2)}}}.$$

С учетом выражений (3) и (4) время перевозки по всей схеме  $A_i \rightarrow D_k \rightarrow B_j$  будет равно

$$T_{ik}^{(1)}(x_{ik}) + T_{kj}^{(2)}(y_{kj}).$$

Отсюда общее время перевозки груза составит

$$T(X, Y) = \max_{X, Y} (T_{ik}^{(1)}(x_{ik}) + T_{kj}^{(2)}(y_{kj})). \quad (3.5)$$

В результате оптимальным будет план перевозок  $(X, Y)$ , где  $X = \{x_{ik}\}$ ,  $Y = \{y_{kj}\}$ , который минимизировал бы функцию (3.5) при ограничениях (3.2).

Практический интерес в организации перевозок ПМД представляют планы перевозок, которые одновременно минимизируют стоимость и время доставки грузов, что сводится к решению бикритериальной задачи с использованием критериев (3.1) и (3.5).

Решение бикритериальной задачи можно получить с помощью методов свертки критериев или последовательных уступок. Например, используя метод последовательных уступок, установим следующий порядок решения. Вначале рассматриваем однокритериальную задачу  $T(X, Y) \rightarrow \min$  для ограничений (3.2). При этом через  $T_0$  обозначим минимальное значение критерия  $T(X, Y)$ . Далее анализируем возможность повышения значения  $T_0$  (например, за счет снижения грузоподъемности ПМД) и введем параметр  $\Delta$ , характеризующий значение этого повышения времени перевозки. После этого рассматриваем вторую однокритериальную задачу оптимизации  $S(X, Y) \rightarrow \min$  для условий (3.2). Здесь вводим дополнительное ограничение  $T(X, Y) = T_0 + \Delta$  и получаем окончательное решение. При этом  $\Delta$  необходимо принимать равным нулю и в дальнейшем следует его значение повышать с малым шагом и расчет повторять. Вычисления продолжаются до такого значения  $\Delta$ , при котором существует решение второй однокритериальной задачи оптимизации.

### 3.4. Моделирование взаимодействия встречных потоков подвесных монорельсовых дорог

Взаимодействие встречных потоков ЛС горных предприятий связано с фактором неопределенности, который неизбежно сопутствует работе ПМД. Неопределенность может возникать из-за недостатка грузов в пункте погрузки или перегрузки, отсутствия ПС или поломки оборудования, участвующего в погрузке, перевозке, разгрузке или перегрузке.

Рассмотрим два вида взаимодействия встречных потоков в перегрузочном пункте, первый – когда погрузочно-разгрузочные работы проводятся без промежуточного (временного) хранения и, второй – с использованием промежуточного хранения [185, 187].

Схема первого вида представлена на рис. 3.3. Для перевозки из пункта погрузки  $A$  в перегрузочный пункт  $D$  применяется одна ПМД, имеющая грузоподъемность  $m_{\gamma 1}$ . Далее из пункта  $D$  до пункта разгрузки  $B$  используется другая ПМД с грузоподъемностью  $m_{\gamma 2}$ . В перегрузочном пункте  $D$  происходит перегрузка с одной ПМД непосредственно на другую ПМД с интенсивностью  $V_{\gamma}$ . При этом время рейса первой ПМД равно  $T_1$ , а второй –  $T_2$ . Время рейса включает время нахождения в соответствующем пункте и время движения от одного пункта к другому.

Следует отметить, что приведенная на рис. 3.3 схема транспортно-технологической перевозки груза, относится к простейшему случаю взаимодействия двух ПМД. Однако она может распространяться на другие случаи, когда вместо одной ПМД применяется локомотивная или канатная откатка. С использованием данной транспортно-технологической схемы, возможно рассматривать другие варианты взаимодействия встречных потоков с разными характеристиками.

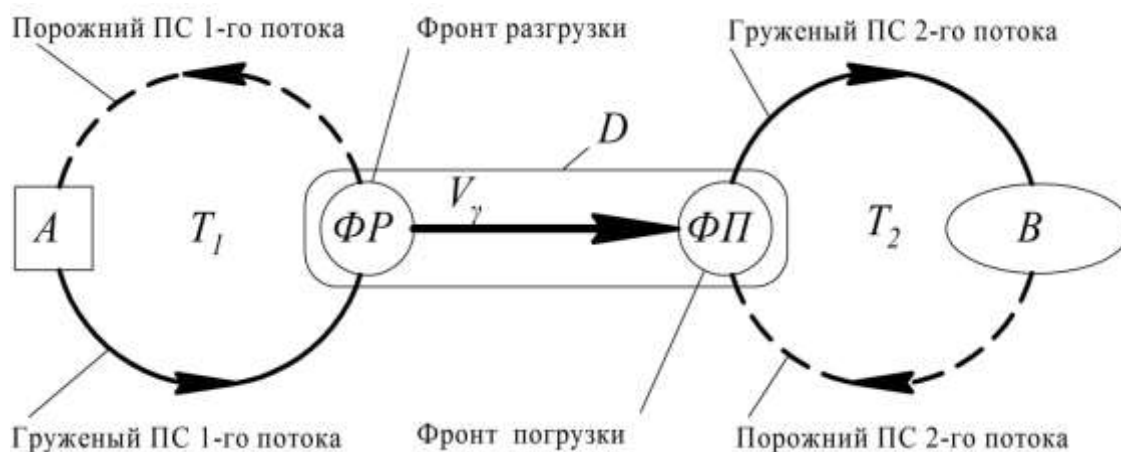


Рис. 3.3. Транспортно-технологическая система перевозки двумя ПМД без использования промежуточного хранения

В реальных условиях параметры  $m_{\gamma 1}$ ,  $m_{\gamma 2}$ ,  $T_1$  и  $T_2$  являются случайными, поскольку практически невозможно предсказать их мгновенные значения, а поэтому для рассматриваемых условий процесс перемещения ПС ПМД и груза является случайным. Будем считать, что эти случайные параметры распределяются по показательному закону

$$\begin{aligned} \mathbf{P}\{m_{\gamma i} \leq x\} &= 1 - e^{-x/g_i}, \quad x \geq 0; \\ \mathbf{P}\{T_i \leq t\} &= 1 - e^{-\lambda_i t}, \quad t \geq 0, \quad i = 1; 2, \end{aligned} \quad (3.6)$$

где  $g_i$  – средняя грузоподъемность ПМД для  $i$ -го потока;

$\lambda_i^{-1}$  – среднее время рейса ПМД для  $i$ -го потока.

На основании (3.6) процесс изменения состояний транспортно-технологической системы может рассматриваться как однородный марковский, когда будущее его поведение определяется только текущим состоянием в данный момент и не зависит от того, как процесс перешел в данное состояние.

При этом возможны следующие состояния: первое – когда ПС ПМД 1-го потока поступил в перегрузочный пункт, а ПС 2-го потока находится в рейсе;

второе – когда ПС 2-го потока поступил в перегрузочный пункт, ПС 1-го потока находится в рейсе; третье – когда оба состава поступили в перегрузочный пункт. Первому состоянию соответствует символическая запись (1,0), второму – (0,1), а третьему – (1,1). В первом и втором состояниях один из ПС ожидает другой, а перегрузка происходит только в третьем состоянии.

За бесконечно малое время  $\Delta t$  вероятность перехода системы из одного состояния в другое будет

$$\begin{aligned} \mathbf{P}\{(0,1) \xrightarrow{\Delta t} (1,1)\} &= \lambda_1 \Delta t + \mathcal{G}(\Delta t), \\ \mathbf{P}\{(1,1) \xrightarrow{\Delta t} (0,1)\} &= \mu_1 \Delta t + \mathcal{G}(\Delta t), \\ \mathbf{P}\{(1,1) \xrightarrow{\Delta t} (1,0)\} &= \mu_2 \Delta t + \mathcal{G}(\Delta t), \\ \mathbf{P}\{(1,0) \xrightarrow{\Delta t} (1,1)\} &= \lambda_2 \Delta t + \mathcal{G}(\Delta t), \end{aligned}$$

где  $\mathcal{G}(\Delta t)$  – бесконечно малая величина высшего порядка малости в сравнении с  $\Delta t$ ;

$$\mu_i = \frac{V_\gamma}{g_i}, \quad i = 1, 2.$$

Граф состояний и переходов для рассматриваемой системы приведен на рис. 3.4.

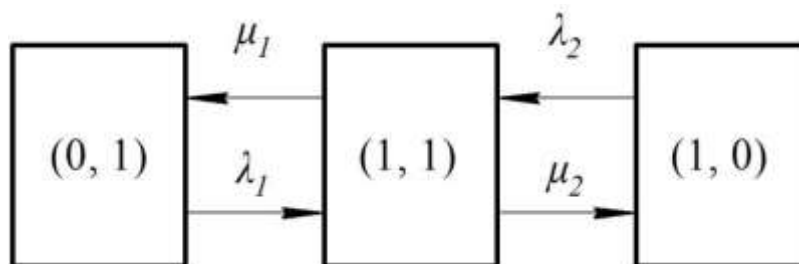


Рис. 3.4. Граф состояний и переходов системы доставки двумя ПМД без промежуточного (временного) хранения в перегрузочном пункте

Следует отметить, что все ранее рассматриваемые состояния системы являются существенными и сообщающимися. Ситуация, когда оба ПС ПМД

находятся в рейсе, соответствует состоянию символической записи  $(0,0)$ . Это состояние является несущественным, поскольку с изменением времени, когда  $t \rightarrow \infty$ , вероятность оказаться в нем стремится к нулю. В таком состоянии система может находиться в начальный момент отправки или в момент приезда одного из ПС в перегрузочный пункт.

Рассмотрим вероятность того, что любой момент времени  $t$  транспортно-технологическая система доставки будет находиться в состоянии  $(k_1, k_2)$ ,  $k_1, k_2 = 0,1$ . Для установившегося режима предельное распределение вероятности будет

$$P(k_1, k_2) = \lim_{t \rightarrow \infty} P(k_1, k_2);$$

$$k_1, k_2 = 0,1; \quad k_1 + k_2 > 0.$$

На основании того, что все три состояния являются сообщающиеся, то предельные вероятности всегда существуют и не зависят от начального распределения, когда  $t = 0$ .

Для нахождения стационарных вероятностей состояний, в соответствии с графом, изображенном на рис. 3.4, составим систему уравнений Колмогорова

$$\begin{aligned} -\lambda_1 P(0,1) + \mu_1 P(1,1) &= 0; \\ -(\mu_1 + \mu_2) P(1,1) + \lambda_1 P(0,1) + \lambda_2 P(1,0) &= 0; \\ -\lambda_2 P(1,0) + \mu_2 P(1,1) &= 0. \end{aligned} \quad (3.7)$$

При этом условии нормировки будет

$$P(0,1) + P(1,0) + P(1,1) = 1. \quad (3.8)$$

На основании (3.7) и (3.8) следует

$$P(0,1) = \frac{\mu_1}{\lambda_1} P(1,1); \quad P(1,0) = \frac{\mu_2}{\lambda_2} P(1,1); \quad P(1,1) = \left( 1 + \frac{\mu_1}{\lambda_1} + \frac{\mu_2}{\lambda_2} \right)^{-1}. \quad (3.9)$$

Вероятность  $P(k_1, k_2), k_1, k_2 = 0, 1; k_1 + k_2 > 0$  имеет физический смысл, который заключается в том, что она составляет часть времени работы в состоянии  $(k_1, k_2)$  от общего времени работы системы с двумя ПМД. Если обозначить продолжительность рабочей смены  $T$ , то  $TP(0,1)$  будет соответствовать среднему времени простоя в течение смены ПМД 2-го потока в ожидании ПМД 1-го потока,  $TP(1,0)$  – среднему времени простоя в течение смены ПМД 1-го потока в ожидании ПМД 2-го потока, а  $TP(1,1)$  – среднему времени простоя двух ПМД, необходимому для перегрузки.

Зная вероятность  $P(k_1, k_2)$  можно установить количество ПС, находящегося в перегрузочном пункте

$$\bar{q}_1 = P(1,0) + P(1,1); \quad \bar{q}_2 = P(0,1) + P(1,1).$$

Аналогично определяется среднее количество ПС, перевозящего грузы

$$\bar{r}_1 = P(0,1) = 1 - \bar{q}_1; \quad \bar{r}_2 = P(1,0) = 1 - \bar{q}_2.$$

Одним из наиболее важных эксплуатационных параметров являются среднесуточные затраты, связанные с перевозкой и перегрузкой. Эти затраты для  $i$ -го потока равны

$$\bar{S}_1 = s_1^s \bar{q}_1 + s_2^s \bar{q}_2 + s_1^p \bar{r}_1 + s_2^p \bar{r}_2, \quad (3.10)$$

где  $s_i^s$  – среднесуточные затраты, связанные с простоем ПС  $i$ -го потока;

$s_i^p$  – среднесуточные затраты, связанные с перевозкой груза  $i$ -го потока;

$i = 1; 2$ .

Рассмотрим второй вид взаимодействия встречных потоков – с использованием промежуточного хранения, для которого исключается время ожидания ПС ПМД (рис. 3.5). Это обеспечивается тем, что ПС 1-го потока разгружается с интенсивностью  $W_\gamma$  сразу после прибытия в перегрузочный пункт  $D$  и без ожидания ПС 2-го потока. В свою очередь ПС 2-го потока мо-



жет загружаться с интенсивностью  $U_\gamma$  сразу после прибытия. Как правило, на практике  $W_\gamma > U_\gamma$ , поэтому в дальнейшем будем рассматривать только этот случай.

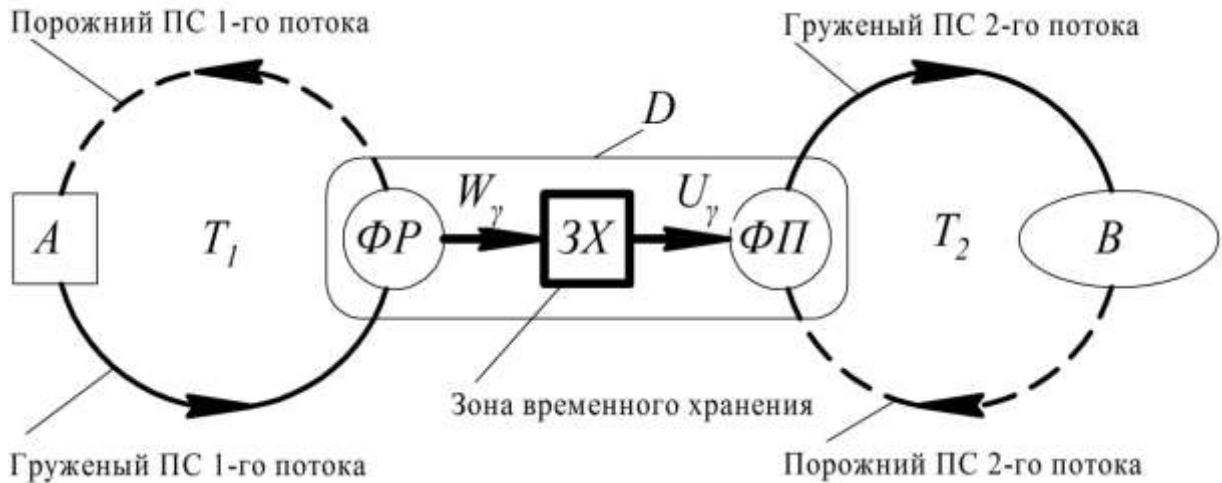


Рис. 3.5. Транспортно-технологическая система перевозки двумя ПМД с использованием промежуточного хранения

Для промежуточного хранения выделяется зона (участок) горной выработки, имеющий фронты разгрузки  $\Phi P$  и погрузки  $\Phi П$ . Протяженность участка определяется количеством ПС. Для повышения вместимости длина участка может быть свободно увеличена, поэтому для простоты считаем, что весь груз размещается на хранение без ожидания свободной площади.

В приведенной на рис. 3.5 транспортно-технологической системе состояние  $(0,0)$  всегда существенно, а поэтому его необходимо рассматривать для построения графа переходов. Текущее состояние этой системы зависит не только от времени прибытия и убытия ПС, но и от наличия груза в зоне хранения, что может быть отражено

$$(k_1, k_2; x), k_1, k_2 = 0, 1; x \geq 0.$$

Распределение вероятностей состояний определяется

$$q(k_1, k_2; x), \quad k_1, k_2 = 0, 1; \quad x \geq 0, \quad P^-(0, 1),$$

где  $q(k_1, k_2; x)$  – плотность распределения груза в зоне хранения с вероятностью состояния  $(k_1, k_2)$ ;

$P^-(0, 1)$  – вероятность состояния  $(0, 0; 0)$ , когда ПС 2-го потока находится в ожидании погрузки, а груза в зоне хранения нет.

Граф состояний и переходов для рассматриваемой системы приведен на рис. 3.6, где

$$v_i = \frac{V_\gamma}{g_i}, \quad i = 1, 2.$$

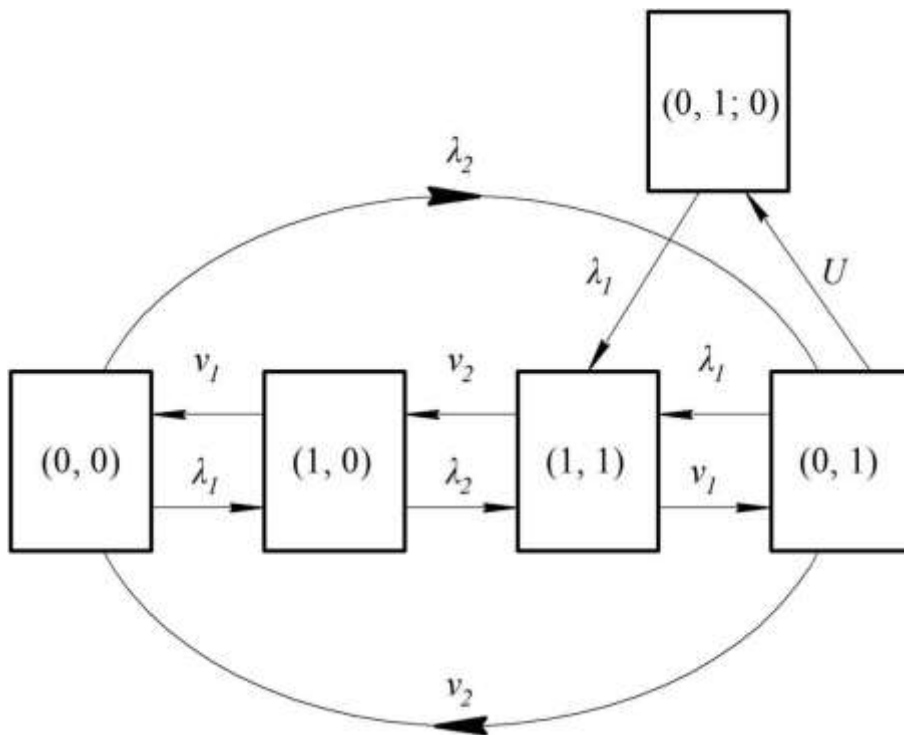


Рис. 3.6. Граф состояний и переходов системы перевозки двумя ПМД с использованием промежуточного хранения

Запишем для плотности распределения  $q(k_1, k_2; x)$  и вероятности  $P^-(0,1)$  систему дифференциальных уравнений и граничных условий

$$\begin{aligned}
 & -(\lambda_1 + \lambda_2)q(0,0;x) + v_1q(1,0;x) + v_2q(0,1;x) = 0' \\
 & W_\gamma q'(1,0;x) = -(\lambda_2 + v_1)q(1,0;x) + v_2q(1,1;x) + \lambda_1q(0,0;x); \\
 & V_1q'(1,1;x) = -(v_1 + v_2)q(1,1;x) + \lambda_1q(0,1;x) + \lambda_2q(1,0;x); \\
 & -U_\gamma q'(0,1;x) = -(\lambda_1 + v_2)q(0,1;x) + v_1q(1,1;x) + \lambda_2q(0,0;x); \\
 & x > 0; \\
 & U_\gamma q(0,1;0) = \lambda_1 P^-(0,1), \\
 & V_1q(1,1;0) = \lambda_1 P^-(0,1), \\
 & q(0,0;0) = q(1,0;0) = 0,
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

где  $v_1$  – скорость изменения количества груза в зоне хранения, находящегося в состоянии  $(1,1)$ , которую можно найти  $V_1 = W_\gamma - U_\gamma$ . Поскольку  $W_\gamma > U_\gamma$ , то  $V_1 > 0$ .

Для рассматриваемой системы условие нормировки вероятностей будет

$$\int_0^\infty (q(0,0;x) + q(1,0;x) + q(0,1;x) + q(1,1;x))dx + P^-(0,1) = 1. \tag{3.12}$$

Вероятности состояний имеют вид

$$\begin{aligned}
 P(k_1, k_2) &= \int_0^\infty q(k_1, k_2; x)dx \quad (k_1, k_2) \neq (0,1), \\
 k_1, k_2 &= 0,1; \quad P(0,1) = P^-(0,1) + \int_0^\infty q(0,1;x)dx.
 \end{aligned}$$

Найдем плотность распределения груза в зоне хранения для любого момента времени

$$q(x) = \sum_{k_1, k_2} q(k_1, k_2; x).$$

Используя (3.11) и (3.12) найдем вероятность  $P(k_1, k_2)$

$$\begin{aligned}
 P(1,0) &= \frac{1}{\Delta} \lambda_1 v_2 (\lambda_2 U_\gamma + \lambda_1 W_\gamma) P^-(0,1), \\
 P(1,1) &= \frac{1}{\Delta} \lambda_1 [\lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2 + v_1) U_\gamma - \lambda_1 v_2 W_\gamma] P^-(0,1), \\
 P(0,1) &= \frac{V_1}{U_\gamma} P(1,1) + \frac{W_\gamma}{U_\gamma} P(1,0) + P^-(0,1), \\
 P(0,0) &= \frac{v_1}{\lambda_1 + \lambda_2} P(1,0) + \frac{v_2}{\lambda_1 + \lambda_2} [P(0,1) - P^-(0,1)],
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

где 
$$\Delta = (\lambda_1 + \lambda_2 + v_1 + v_2) [(\lambda_1 + v_1) \lambda_2 U_\gamma - (\lambda_2 + v_2) \lambda_1 W_\gamma].$$

Установим вероятность состояния, которое соответствует отсутствию груза в перегрузочном пункте

$$P^-(0,1) = 1 - \frac{\lambda_1 (\lambda_2 + v_2) W_\gamma}{\lambda_2 (\lambda_1 + v_1) U_\gamma}.$$

Следует отметить, что полученные выражения справедливы только для установившегося режима работы транспортно-технологической системы, когда

$$\frac{\lambda_2}{\lambda_2 + v_2} U_\gamma > \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + v_1} W_\gamma.$$

На практике это означает, что средняя скорость поступления груза в зону хранения должна быть меньше, чем средняя скорость его отгрузки.

Среднее количество ПС  $i$ -го потока, прибывшего на перегрузочный пункт, можно найти

$$\begin{aligned}
 \bar{q}_1 &= P(1,0) + P(1,1), \\
 \bar{q}_2 &= P(0,1) + P(1,1).
 \end{aligned}$$

Среднее количество ПС  $i$ -го потока, находящегося в рейсе, будет равно

$$\bar{r}_1 = 1 - \bar{q}_1; \quad \bar{r}_2 = 1 - \bar{q}_2.$$

Средние затраты для транспортно-технологической системы перевозки с использованием промежуточного хранения будут

$$\bar{S}_1 = s_1^s \bar{q}_1 + s_2^s \bar{q}_2 + s_1^p \bar{r}_1 + s_2^p \bar{r}_2 + s_x \bar{Q}, \quad (3.14)$$

где  $s_x$  – среднесуточные затраты, связанные с хранением груза;

$\bar{Q}$  – среднее количество груза, расположенного в зоне хранения, равное

$$\bar{Q} = \int_0^{\infty} xq(x)dx,$$

где

$$q(x) = q(0,0;x) + q(1,0;x) + q(0,1;x) + q(1,1;x).$$

Функции  $q(1,0;x)$  и  $q(1,1;x)$  могут быть установлены с использованием (3.11) и (3.12). Из (3.11) следует следующая система дифференциальных уравнений для нахождения

$$\begin{aligned} W_\gamma q'(1,0;x) &= \frac{\lambda_1 v_2 W_\gamma - \lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2 + v_1) U_\gamma}{(\lambda_1 + \lambda_2) U_\gamma} q(1,0;x) + \frac{v_2 (\lambda_2 U_\gamma + \lambda_1 W_\gamma)}{(\lambda_1 + \lambda_2) U_\gamma} q(1,1;x); \\ V_1 q'(1,1;x) &= \frac{\lambda_1 W_\gamma + \lambda_2 U_\gamma}{U_\gamma} q(1,0;x) - \left( v_1 + v_2 + \lambda_1 - \frac{\lambda_1 W_\gamma}{U_\gamma} \right) q(1,1;x), \end{aligned} \quad (3.15)$$

для начальных условий

$$q(1,0;0) = 0, \quad q(1,1;0) = \frac{\lambda_1}{V_1} P^-(0,1). \quad (3.16)$$

Функции  $q(0,0;x)$  и  $q(0,1;x)$  можно определить, выразив их через  $q(1,0;x)$  и  $q(1,1;x)$

$$\begin{aligned} q(0,0;x) &= \frac{v_1}{\lambda_1 + \lambda_2} q(1,0;x) + \frac{v_2}{\lambda_1 + \lambda_2} q(0,1;x); \\ q(0,1;x) &= \frac{V_1}{U_\gamma} q(1,1;x) + \frac{W_\gamma}{U_\gamma} q(1,0;x). \end{aligned} \quad (3.17)$$

Найдем решение системы (3.15), (3.16) с помощью преобразования Лапласа. Для этого введем обозначение

$$q^*(k_1, k_2; s) = \int_0^{\infty} e^{-sx} q(k_1, k_2; x) dx, \quad \operatorname{Re} s \geq 0.$$

Учитывая (3.16) из (3.15) найдем

$$\begin{aligned} \left[ W_{\gamma} s - \frac{\lambda_1 v_2 W_{\gamma} - \lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2 + v_1) U_{\gamma}}{(\lambda_1 + \lambda_2) U_{\gamma}} \right] q^*(1, 0; s) &= \frac{v_2 (\lambda_2 U_{\gamma} + \lambda_1 W_{\gamma})}{(\lambda_1 + \lambda_2) U_{\gamma}} q^*(1, 1; s); \\ \left[ V_{\gamma} s + v_1 + v_2 + \lambda_1 \frac{V_1}{U_{\gamma}} \right] q^*(1, 1; s) &= \left( \lambda_2 + \lambda_1 \frac{W_{\gamma}}{U_{\gamma}} \right) q^*(1, 0; s) + \lambda_1 P^-(0, 1). \end{aligned} \quad (3.18)$$

Из (3.17) следует

$$\begin{aligned} q^*(0, 0; s) &= \frac{v_1}{\lambda_1 + \lambda_2} q^*(1, 0; s) + \frac{v_2}{\lambda_1 + \lambda_2} q^*(0, 1; s), \\ q^*(0, 1; s) &= \frac{V_1}{U_{\gamma}} q^*(1, 1; s) + \frac{W_{\gamma}}{U_{\gamma}} q^*(1, 0; s). \end{aligned} \quad (3.19)$$

Учитывая, что

$$\bar{Q}(k_1, k_2) = \int_0^{\infty} x q(k_1, k_2; x) dx,$$

имеем

$$\bar{Q} = \bar{Q}(0, 0) + \bar{Q}(1, 0) + \bar{Q}(0, 1) + \bar{Q}(1, 1). \quad (3.20)$$

При этом

$$\bar{Q}(k_1, k_2) = - \frac{d}{ds} q^*(k_1, k_2; s) \Big|_{s=0}.$$

После дифференцирования (3.18), (3.19) по  $s$  в точке  $s = 0$ , учитывая, что

$$q^*(k_1, k_2; 0) = \int_0^{\infty} q(k_1, k_2; x) dx = p(k_1, k_2), \text{ если } (k_1, k_2) \neq (0, 1),$$

получим систему уравнений для нахождения  $\bar{Q}(k_1, k_2)$

$$\begin{aligned} & [\lambda_1 v_2 W_\gamma - \lambda_2 (\lambda_1 + \lambda_2 + v_1) U_\gamma] \bar{Q}(1,0) + v_2 (\lambda_2 U_\gamma + \lambda_1 W_\gamma) \bar{Q}(1,1) = \\ & = -W_\gamma U_\gamma (\lambda_1 + \lambda_2) P(1,0); \\ & (\lambda_1 W_\gamma + \lambda_2 U_\gamma) \bar{Q}(1,0) + [\lambda_1 W_\gamma - (\lambda_1 + v_1 + v_2) U_\gamma] \bar{Q}(1,1) = -U_\gamma V_1 P(1,1); \quad (3.21) \\ & \bar{Q}(0,1) = \frac{V_1}{U_\gamma} \bar{Q}(1,1) + \frac{W_\gamma}{U_\gamma} \bar{Q}(1,0); \\ & \bar{Q}(0,0) = \frac{v_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \bar{Q}(1,0) + \frac{v_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \bar{Q}(0,1). \end{aligned}$$

В итоге, используя (3.21) и (3.20), рассчитывается среднее количество груза, находящегося в зоне хранения.

### 3.5. Маршрутизация движения шахтных подвесных монорельсовых дорог

Под параметрами маршрутов ПМД понимается направление ее движения, расстояния между пунктами и их количество. Маршрут движения содержит начальный пункт (старта) и конечный (финиша), и кроме этого может иметь промежуточные пункты, необходимые для дополнительной загрузки или частичной разгрузки ПС.

Работа ПМД связана с применением, в основном, маятниковых маршрутов, для которых движение ПС в прямом и обратном направлении проходит по одним и тем же горным выработкам.

При этом маршрут может быть:

- с обратным порожним пробегом, когда имеются погрузочный и разгрузочный пункты;
- с полным пробегом, когда в пункте разгрузки производится погрузка другим грузом;
- с частичным пробегом, когда кроме пунктов погрузки и разгрузки имеется дополнительный пункт, в котором производится промежуточная погрузка или разгрузка.

Кроме того применяют маршруты:

- развозочные, на котором ПМД развозит груз последовательно по нескольким пунктам назначения и последовательно разгружается;
- сборный, когда ПС последовательно загружается в нескольких погрузочных пунктах и перемещается только в один сборный пункт разгрузки;
- сборно-развозочный, на котором ПМД развозит один вид груза в несколько пунктов, где загружается другим грузом.

Для ПМД с локомотивами возможно применение кольцевых маршрутов, когда перемещение ПС происходит по замкнутому контуру, связывающему несколько соответствующих пунктов погрузки-разгрузки. Однако данный вид имеет ограниченное использование на шахтах.

Комбинированный вид, включающий сочетание нескольких маршрутов движения ПМД, в ходе которых за один оборот может быть выполнено несколько поездов, также практически не применяется.

Маршруты движения ПМД могут быть организованы по участковому или сквозному методам.

При участковом методе маршрут разделяют на участки, на границах которых производят перегрузку. При этом длина участка определяется горно-техническими условиями шахт и функциональными возможностями монорельсовых дорог.

Используя сквозной метод движения, каждый монорельсовый поезд проходит весь путь между начальными и конечными пунктами и обратно. Время рейса в этом случае состоит из времени на погрузку, перевозку, разгрузку и маневры.

Длина участка для ПМД с канатной тягой не превышает длину, указанную в паспорте, что на практике составляет не более 2500 м. Для ПМД с локомотивной тягой длину участка подбирают такой, чтобы время оборота монорельсового локомотива не превышало рабочую смену. Длина участка определяется следующим образом

$$L_u = \frac{T_n V_m}{2},$$



где  $T_n$  – продолжительность работы машиниста;

$V_m$  – среднетехническая скорость ПМД.

В соответствии с концепцией логистики [141, 158, 164] необходимо разрабатывать маршруты движения ПМД так, чтобы обеспечивать возврат ПС и минимум его перемещений без груза. Для перевозки однородных грузов задача маршрутизации с учетом возврата ПС решается следующим образом.

На первом этапе решают обычную ТЗ без учета возврата ПС

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m C_{ij} X_{ij} \rightarrow \min ;$$

$$\sum_{j=1}^m X_{ij} = d_i, \quad i = 1, 2, \dots, m;$$

$$\sum_{i=1}^n X_{ij} = b_j, \quad j = 1, 2, \dots, n;$$

где  $C_{ij}$  – затраты, связанные с перевозкой грузовой единицы от  $i$ -го пункта погрузки к  $j$ -му пункту разгрузки;

$d_i$  – мощность  $i$ -го грузопотока из пунктов погрузки;

$b_j$  – мощность грузопотока, поступающего  $j$ -му пункту разгрузки;

$X_{ij}$  – мощность грузопотока от  $i$ -го пункта погрузки к  $j$ -му пункту разгрузки.

Решением этой задачи являются транспортные потоки  $X_{ij}$  между пунктами погрузки и разгрузки. Зная вместимость  $d_e$  единицы ПС, можно определить количество ПС, обеспечивающего эти потоки

$$n_{ij} = \frac{X_{ij}}{d_e}, \quad i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m.$$

Количество ПС, прибывшее к  $j$ -му пункту разгрузки будет

$$n_j = \sum_{i=1}^n n_{ij}, \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

а отправленных от  $i$ -го пункта погрузки:

$$n_i = \sum_{j=1}^m n_{ij}, \quad i = 1, 2, \dots, m.$$

С помощью решения ТЗ находят оптимальные обратные потоки транспортных средств

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ji} Y_{ji} \rightarrow \min,$$

при ограничениях

$$\sum_{i=1}^m Y_{ji} = n, \quad j = 1, 2, \dots, n; \quad \sum_{j=1}^n Y_{ji} = n_i, \quad i = 1, 2, \dots, m;$$

$$Y_{ji} \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, m; \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

где  $C_{ji}$  – стоимость возврата ПС от  $j$ -го пункта к  $i$ -му;

$Y_{ji}$  – количество единиц ПС, отправленных от  $j$ -го пункта к  $i$ -му.

Таким образом, на основании полученных решений определяют рациональные маршруты продвижения грузопотоков с возвратом ПС.

Примеры выполнения расчетов ТЗ для подвесных монорельсовых дорог с использованием Mathcad приведен в прил. А.

### 3.6. Выводы

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Рассмотренные выше подходы к формированию процесса перевозки вспомогательных грузов и людей, основанные на общих принципах логистики, позволяют моделировать и исследовать функционирование ПМД.

2. Планирование грузопотоков в монорельсовых транспортных системах основывается на установлении необходимого количества грузов и маршрутов перевозок. Для моделирования указанных систем в логистике целесо-

образно использовать так называемую транспортную задачу линейного программирования и ее модификации.

3. Для организации перевозок ПМД практический интерес представляют планы перевозок, которые одновременно минимизируют стоимость и время доставки грузов, что сводится к решению бикритериальной задачи.

4. Во время работы ПМД возможны два вида взаимодействия встречных потоков в перегрузочном пункте: первый – когда погрузочно-разгрузочные работы проводятся без промежуточного (временного) хранения и второй – с использованием промежуточного хранения.

5. Моделирование взаимодействия встречных потоков показывает, что работе ПМД неизбежно сопутствует фактор неопределенности, который может возникать из-за недостатка грузов в пункте погрузки или перегрузки, отсутствия ПС или поломки оборудования, участвующего в погрузке, перевозке, перегрузке или разгрузке. В реальных условиях работы горного предприятия количество перевозимых грузов, время погрузки-разгрузки, движения и простоев, являются случайными, поскольку практически невозможно предсказать их мгновенные значения, а поэтому для рассматриваемых условий процесс перемещения ПС ПМД и груза является случайным.

6. С помощью найденных решений возможно корректно в научном отношении оценивать показатели эффективности работы ПМД и устанавливать целесообразность ее применения.

Основные результаты раздела опубликованы в статьях [77, 80, 272], дополнительно отражены в публикациях [234, 235] и докладывались на международных научно-практических конференциях [72-76, 79, 81, 87, 88].

## РАЗДЕЛ 4

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСНОГО МОНОРЕЛЬСОВОГО ПУТИ

#### 4.1. Вступительные замечания

Во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу, состоящему из связанных между собой секций, возникают упругие деформации и колебания. Как ранее указывалось, монорельс имеет малое поперечное сечение по отношению к длине и пространственные масштабы движения соразмерны с масштабами изменения физических параметров. В общем случае он может быть представлен как система с распределенными параметрами, имеющая пространственную протяженность входящих в нее элементов, которые обладают массой. Взаимодействие элементов между собой приводит к возникновению сил сопротивлений, деформаций или упругости, а поэтому они не могут быть разделены в пространстве без потери точности или адекватности модели.

Цель раздела заключается в установлении взаимосвязи между параметрами монорельсового пути и колебаниями, вызванными действием прикладываемых нагрузок.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- исследовать продольные колебания монорельсового пути и найти возникающие во время этих колебаний силы сопротивления;
- установить поперечные колебания монорельса при действии на него изгибающих сил;
- разработать математическую модель колебаний подвесного пути с подвижной нагрузкой.

Используя принцип суперпозиции, рассмотрим первоначально монорельсовый путь как одномерную распределенную колебательную систему, одновременно учитывающую только продольные или поперечные колебания, которые проходят в одной плоскости продольного сечения монорельса, а затем – продольные колебания с действием поперечных сил и подвижной нагрузки.

#### 4.2. Продольные колебания монорельсового пути

Монорельс шахтной подвесной монорельсовой дороги может быть представлен как стержень постоянного сечения (см.рис. 2.1). Обозначим его продольную ось как  $x$  и рассмотрим элемент  $dx$  (рис. 4.1), образованный между двумя поперечными сечениями, имеющими координаты  $x$  и  $x+dx$ .

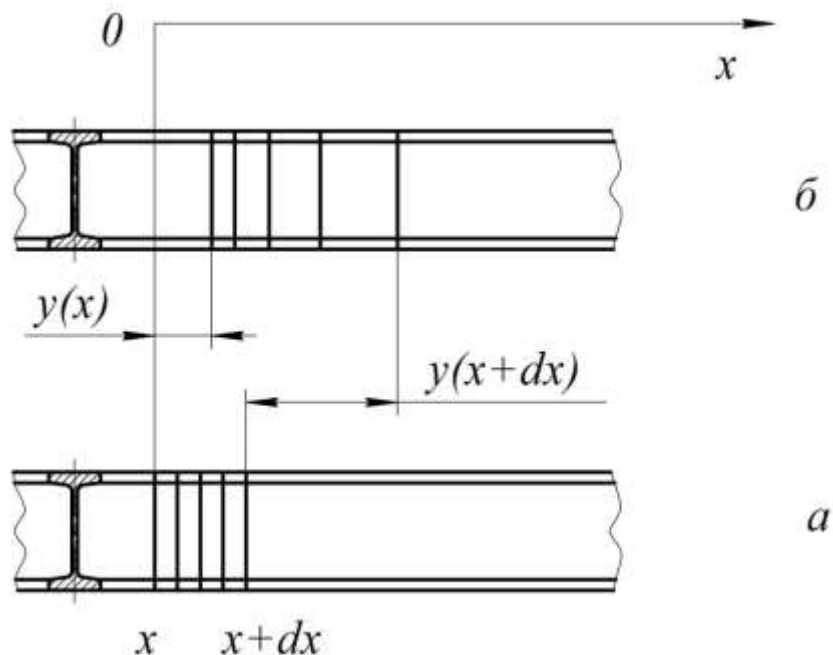


Рис. 4.1. Схема продольной деформации монорельса: *a* – недеформированного; *б* – деформированного

При возникновении нагрузки, направленной вдоль оси монорельса, возникает деформация, которую воспринимают все элементы, включая и элемент  $dx$ . Считаем, что каждой материальной точке деформированного монорельса соответствует координата  $x$ , та же что и недеформируемого монорельса. Поэтому, координаты  $x$  относятся к монорельсу, и промежутки между ними претерпевают те же соответствующие деформации, что и участки монорельса. При этом поперечные сечения остаются плоскими, а возникающими боковыми деформациями пренебрегаем.

Обозначим смещение сечения с координатой  $x$  при продольных колебаниях  $y(x)$ . Тогда длина деформированного элемента (см. рис. 4.1,б) равна

$$dx + (y(x + dx) - y(x)) = dx + \frac{\partial y}{\partial x} dx.$$

Отсюда деформация выделенного элемента составляет  $\delta = \frac{\partial y}{\partial x} dx$ , что соответствует силе упругости

$$F_{\delta} = \frac{\partial y}{\partial x} ES,$$

где  $E$  – модуль упругости материала монорельса;

$S$  – площадь поперечного сечения монорельса.

Важной особенностью является то, что при одинаковом перемещении сечений, имеющих координаты  $x$  и  $x+dx$  в одну и ту же сторону, деформация  $\delta = 0$ . При перемещении в разные стороны элемент деформируется и  $\delta \neq 0$ , но относительно его середины, имеющей координату  $x_0$ , смещение  $y(x_0) = 0$ .

В условиях эксплуатации монорельсового пути происходят деформации и смещения. Будем считать, что если монорельс сжимается, то  $\delta < 0$ , а если растягивается –  $\delta > 0$ .

Если монорельс нагружен статически и деформируется симметрично вдоль продольной оси, то действующие силы на выделенный элемент справа и слева будут равны между собой, но направлены в противоположные стороны. Если происходят продольные колебания монорельса, то действующие силы будут передаваться, сообщая выделенному элементу ускорение.

При этом

$$ES \left( \delta + \frac{\partial \delta}{\partial x} dx \right) - ES \delta = ES \frac{\partial \delta}{\partial x} dx.$$

Масса выделенного элемента монорельса равна  $m_\delta = \rho_\gamma dx$ , где  $\rho_\gamma$  – погонная масса монорельса.

Учитывая, что на основании закона Ньютона,

$$F_{\delta} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} m_\delta,$$

имеем

$$ES \frac{\partial \delta}{\partial x} dx = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \rho_\gamma dx. \quad (4.1)$$

Полученное уравнение можно привести к виду [116, 214]

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = c_w^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \quad (4.2)$$

где  $c_w$  – скорость распространения смещения вдоль монорельса,

$$c_w^2 = \frac{ES}{\rho_\gamma}.$$

Общее решение этого уравнения может быть найдено с использованием способа Фурье. Для этого определим частное решение в виде  $y = X(x)T(t)$ , где одна функция зависит от  $x$ , а другая – от  $t$ .

После подстановки в (4.2) имеем

$$\frac{T''(t)}{T(t)c^2} = \frac{X''(x)}{X(x)} = -a^2, \quad (4.3)$$

где  $a^2$  – постоянная для приведенных отношений.

Если обозначить,

$$\omega^2 = c_w^2 a^2, \quad (4.4)$$

то выражение (4.3) можно представить в виде двух уравнений

$$T''(t) + \omega^2 T(t) = 0; \quad (4.5)$$

$$X''(x) + a^2 X(x) = 0. \quad (4.6)$$

Решениями полученных уравнений будут

$$T(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t; \quad (4.7)$$

$$X(x) = C \cos ax + D \sin ax. \quad (4.8)$$

Тогда

$$y(x, y) = (A \cos \omega t + B \sin \omega t)(C \cos ax + D \sin ax), \quad (4.9)$$

где  $A, B, C, D$  – произвольные постоянные, зависящие от начальных и граничных условий.

Если монорельс длиной  $L_m$  подвешен за свои концы, то граничные условия при  $x = 0$  и  $x = L_m$  для любого момента времени будут

$$\left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)_{x=0} = 0; \quad \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)_{x=L_m} = 0. \quad (4.10)$$

Учитывая это, можно записать

$$\frac{dX(0)}{dx} = 0; \quad \frac{dX(L_m)}{dx} = 0. \quad (4.11)$$



Отсюда следует, что если  $x = 0$ , то в решении (4.8)  $D = 0$ , а если  $x = L_m$  – то  $C \neq 0$  и  $\sin aL_m = 0$ .

Следовательно

$$a = 0; \quad \pm \frac{\pi}{L}; \quad \pm \frac{2\pi}{L}; \quad \pm \frac{3\pi}{L}; \dots \pm \frac{i\pi}{L},$$

где  $i = 1, 2, 3, \dots$

В случае, когда  $a = 0$ , то  $y = 0$  и монорельс находится в состоянии покоя. С учетом (4.3), (4.4), для других положительных значений  $a$ , собственные частоты колебаний будут

$$\omega_1 = \frac{\pi}{L} \sqrt{\frac{ES}{\rho_\gamma}}; \quad \omega_2 = \frac{2\pi}{L} \sqrt{\frac{ES}{\rho_\gamma}}; \quad \omega_3 = \frac{3\pi}{L} \sqrt{\frac{ES}{\rho_\gamma}}; \dots \quad \omega_i = \frac{i\pi}{L} \sqrt{\frac{ES}{\rho_\gamma}}. \quad (4.12)$$

После подстановки значения (4.12) в (4.9) получим решение уравнения (4.2). Так, при  $D = 0$  и  $C = 1$  имеем

$$y_i = (A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t) \cos \frac{i\pi}{L_m} x, \quad (4.13)$$

где  $A_i, B_i$  – постоянные для различных  $i$ .

Следует отметить, что выражения (4.2) и (4.10) представляют собой линейные однородные уравнения, для которых

$$y = \sum_{i=1}^{\infty} (A_i \cos \omega_i t + B_i \sin \omega_i t) \cos \frac{i\pi}{L_m} x. \quad (4.14)$$

Для установления постоянных  $A_i, B_i$  рассмотрим начальные условия, когда перемещения и скорости всех точек монорельса в момент  $t = 0$

$$\begin{cases} \varphi_1(x) = y(x, 0); \\ \varphi_2(x) = \frac{\partial}{\partial t} y(x, 0). \end{cases}$$

Тогда решение (4.14) можно записать

$$\begin{cases} \varphi_1(x) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cos \frac{i\pi}{L_m} x; \\ \varphi_2(x) = \sum_{i=1}^{\infty} \omega_i B_i \cos \frac{i\pi}{L_m} x. \end{cases}$$

Это выражение представляет собой разложение функций  $\varphi_1(x)$  и  $\varphi_2(x)$  по косинусам на отрезке от  $x=0$  до  $x=L_m$  в виде ряда Фурье, с коэффициентами

$$\begin{cases} A_i = \frac{2}{L_m} \int_0^{L_m} \varphi_1(x) \cos \frac{i\pi}{L_m} x dx; \\ B_i = \frac{2}{\omega_i L_m} \int_0^{L_m} \varphi_2(x) \cos \frac{i\pi}{L_m} x dx. \end{cases} \quad (4.15)$$

Полученное общее решение (4.14) возможно представить в виде наложения колебаний частных решений (4.13)

$$y_i = P_i \cos \frac{i\pi}{L_m} x \cos(\omega_i t - \varphi_o),$$

где  $P_i$  – амплитуда колебаний;

$\varphi_o$  – начальная фаза колебаний.

Здесь колебания каждой точки монорельса описываются как функция

$$P_i \cos \frac{i\pi}{L_m} x. \quad (4.16)$$

Для точек монорельса, расположенных на оси  $x$ , функция (4.16) имеет общие частоты  $\omega_i$  и начальные фазы  $\varphi_i$ . Условно сам монорельс разделяется на зоны, где  $\cos \frac{i\pi}{L_m} x = 0$ , в которых смещение  $y = 0$  и  $\cos \frac{i\pi}{L_m} x = \pm 1$ , в

которых смещение принимает наибольшие значения.

которых смещение принимает наибольшие значения.

Следует отметить, что от значения  $i$  в функции (4.16) зависит форма собственных колебаний монорельса и обертоны.

Когда монорельс длиной  $L_m$  свободно подвешен за свои концы, то значению  $i = 1$  соответствует основное собственное колебание (рис. 4.2), что определяет первую форму или первый обертон с одним узлом смещения, который расположен в середине и двумя участками смещений на концах монорельса. Если  $i = 2$ , то этому значению соответствует вторая форма с двумя узлами и тремя участками смещений.

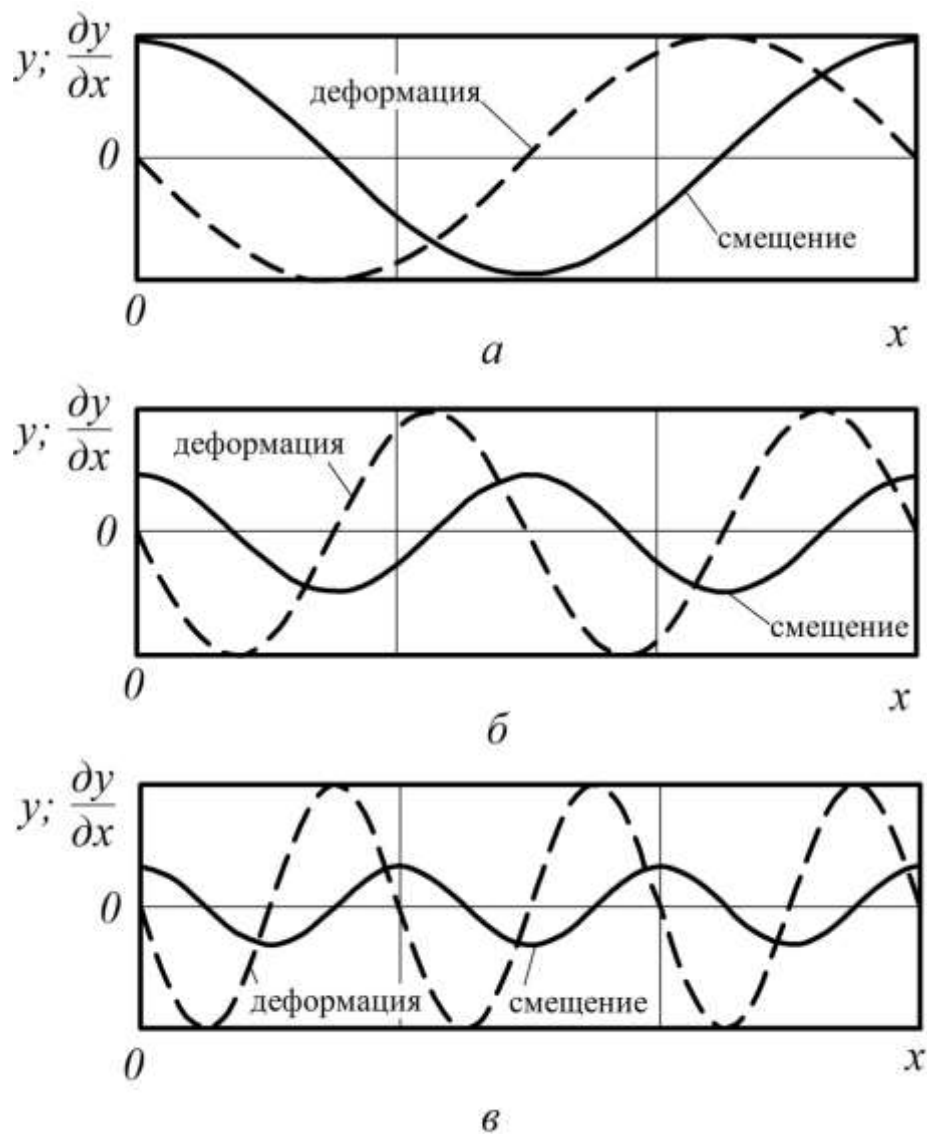


Рис. 4.2. Формы колебаний монорельса, подвешенного свободно по концам:  $a - i = 1$ ;  $б - i = 2$ ;  $в - i = 3$

Если один конец монорельса жестко закреплен, а другой свободно подвешен, то граничными условиями будут

$$\left(\frac{\partial y}{\partial x}\right)_{x=0} = 0 \text{ и } (y)_{x=L_m} = 0. \quad (4.17)$$

Для таких условий характеристическое уравнение (4.18) принимает вид  $\cos aL_m = 0$ .

На основании этого уравнение (4.12) можно записать

$$\omega_i = \frac{\pi(2i-1)}{2L_m} \sqrt{\frac{ES}{\rho_\gamma}}.$$

С учетом условий (4.17) в выражении (4.8) постоянная  $D = 0$  и поэтому все формы свободных колебаний (рис. 4.3а) на свободном конце монорельса имеют смещения, а на жестко закрепленном – узел.

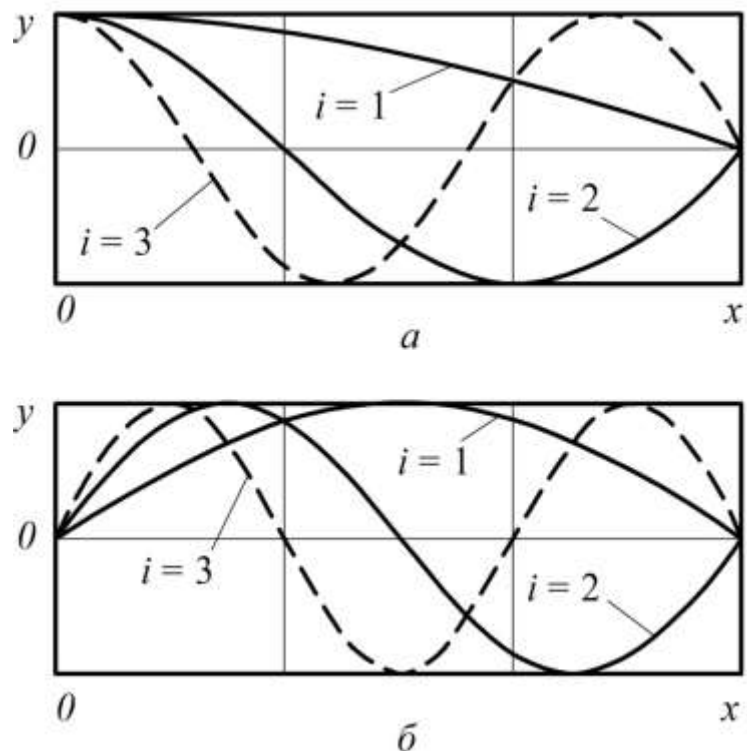


Рис. 4.3. Формы продольных колебаний монорельса: *a* – один из концов которого свободно подвешен, другой – жестко закреплен; *б* – оба конца монорельса жестко закреплены

Если монорельс длиной  $L_m$  имеет жесткое закрепление своих концов, то необходимо учитывать следующие граничные условия

$$(y)_{x=0} = 0; (y)_{x=L_m} = 0.$$

Для этого случая

$$y_i = P_i \sin \frac{i\pi}{L_m} x \cos(\omega_i t - \varphi_i),$$

где  $\omega_i$  определяется по выражению (4.12). Возникающие при этом формы колебаний показаны на рис. 4.3б.

Следует также отметить, что если свободно подвешенный монорельс в какой-то момент времени  $t = 0$  мгновенно сжать с двух сторон силами, направленными вдоль его продольной оси и отпустить, то распределение смещений описывается

$$y(x,0) = \varphi_1(x) = \frac{\delta_o}{2} - \frac{\delta_o}{L_m} x,$$

где  $\delta_o$  – суммарное статическое сжатие монорельса.

Начальное распределение скорости смещений вдоль монорельса в этом случае равно

$$\frac{\partial}{\partial t} y(x,0) = \varphi_2(x) = 0.$$

С учетом этого, для всех нечетных  $i$  выражение (4.15) принимает вид

$$A_i = \frac{4\delta_o}{\pi^2 i^2}.$$

Для четных значений  $A_i = 0$  и  $B_i = 0$ . Тогда общее решение будет

$$y(x,t) = \frac{4\delta_o}{\pi^2} \sum_{i=1,3,5\dots} \cos i \frac{\pi}{L_m} x \frac{\cos \omega_i t}{i^2}.$$

Проведем исследование зависимости возникающих в монорельсе сил сопротивления от первой степени скорости. Для этого случая уравнение движения будет

$$\rho_\gamma \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \beta \frac{\partial y}{\partial t} = ES \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \quad (4.18)$$

где  $\beta$  – коэффициент демпфирования, приходящийся на единицу длины монорельса.

С учетом (4.3) уравнение (4.18) принимает вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2b_w \frac{\partial y}{\partial t} = c_w^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}. \quad (4.19)$$

где  $b_w$  – коэффициент затухания колебаний, равный  $b_w = \frac{\beta}{2\rho_\gamma}$ .

Находим частное решение этого уравнения в виде произведения двух функций  $y = X(x)T(t)$ , одна из которых зависит от  $x$ , а другая от  $t$ .

При подстановке этого решения в (4.19) имеем

$$\frac{X''(x)}{X(x)} = \frac{T''(t) + 2b_w T'(t)}{T(t)c_w^2} = -a^2. \quad (4.20)$$

Аналогично (4.5) и (4.6) соотношение (4.20) можно представить в виде двух уравнений

$$\begin{aligned} X''(x) + a^2 X(x) &= 0; \\ T''(t) + 2b_w T'(t) + \omega^2 T(t) &= 0. \end{aligned}$$

Этим уравнениям соответствуют решения

$$\begin{aligned} T &= e^{-bt} (A \cos \omega_o t + B \sin \omega_o t), \\ X &= C \cos ax + D \sin ax; \end{aligned}$$

где

$$\omega_o = \sqrt{\omega^2 - b_w^2}.$$

Постоянные  $A, B, C, D$  находятся аналогично (4.9) с учетом начальных граничных условий. Так, если монорельс имеет свободные концы, то налагаются условия (4.11) и решением будет

$$y_i = e^{-bt} (A_i \cos t\omega_o + B_i \sin t\omega_o) \cos \frac{\pi i}{L_m} x.$$

С учетом начальной фазы  $\varphi_i$  и амплитуды  $P_i$ , которые устанавливаются начальными условиями, получим

$$y_i = e^{-bt} P_i \cos(t\omega_o - \varphi_i) \cos \frac{\pi i}{L_m} x.$$

Тогда свободные продольные колебания монорельса в общем виде будут

$$y(x, t) = e^{-bt} \sum_{i=1}^{\infty} P_i \cos \frac{\pi i}{L_m} x \cos(t\omega_o - \varphi_i).$$

Отсюда следует, что на форму колебаний не влияют действующие внутри монорельса силы сопротивления, пропорциональные первой степени скорости, но при этом, сечения внутри монорельса совершают затухающие колебания. Однако для монорельсовой дороги, когда путь складывается из отдельных отрезков монорельса, шарнирно соединенных между собой, колебания становятся аperiodическими.

### 4.3. Поперечные колебания монорельсового пути

Во время движения подвижного состава подвесной монорельсовой дороги возникает изгиб упругой линии монорельса. При этом уравнение изгиба будет

$$- EJ \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial x^2} = M_u, \quad (4.21)$$

где  $J$  – момент инерции поперечного сечения монорельса относительно его продольной оси, проходящей перпендикулярно направлению изгиба через центр тяжести;

$z$  – поперечное перемещение монорельса в точке  $x$ ;

$M_u$  – изгибающий момент, действующий на монорельс.

Приведенное уравнение (4.21) справедливо, поскольку поперечные размеры монорельса малы относительно его длины.

После дифференцирования по  $x$ , получим

$$-\frac{d}{dx} \left( EJ \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) = \frac{dM_u}{dx} = Q(x, t),$$

где  $Q(x, t)$  – перерезывающая сила, действующая на монорельс в точке с координатой  $x$ .

В результате вторичного дифференцирования по  $x$ , установим интенсивность нагрузки  $q(x, t)$

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( EJ \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) = -\frac{dQ}{dx} = q(x, t).$$

С учетом принципа Даламбера, уравнение поперечного перемещения принимает вид

$$\rho_\gamma \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + \frac{d^2}{dx^2} \left( EJ \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) = q(x, t), \quad (4.22)$$

где  $\rho_\gamma \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}$  – силы, устанавливаемые согласно принципу Даламбера.

Полученное уравнение (4.22) учитывает интенсивность нагрузки, возникающей при перемещении подвесного состава по монорельсу и, в общем случае, изменяющейся во времени. Когда перемещение подвижного состава



не происходит и поперечное сечение не изменяется, то это уравнение приобретает вид свободных поперечных колебаний монорельса

$$\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + r^2 \frac{d^4 z}{dx^4} = 0, \quad (4.23)$$

где

$$r = \sqrt{\frac{EJ}{\rho\gamma}}.$$

Решение уравнения (4.23) может быть получено аналогично, как и для продольных колебаний. Отличие заключается в том, что необходимо учитывать для каждого конца монорельса по два граничных условия.

Например, когда отрезок монорельса подвешен за концы, а один из концов зафиксирован от продольного перемещения, то смещения и изгибающие моменты равны

$$(z)_{\substack{x=0 \\ x=L_m}} = 0; \quad \left( \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right)_{\substack{x=0 \\ x=L_m}} = 0.$$

Если оба конца монорельса закреплены неподвижно, то смещения и изгибающие моменты равны

$$(z)_{\substack{x=0 \\ x=L_m}} = 0; \quad \left( \frac{\partial z}{\partial x} \right)_{\substack{x=0 \\ x=L_m}} = 0. \quad (4.24)$$

Возможны и другие сочетания граничных условий, когда монорельс имеет дополнительные промежуточные крепления или подвешивается на упругие опоры.

Начальные условия, которые задаются в момент  $t = 0$ , аналогично как для продольных колебаний, устанавливаются смещением и скоростью

$$z(x,0) = \varphi_1(x); \quad \dot{z}(x,0) = \varphi_2(x). \quad (4.25)$$

Частное решение уравнения (4.23) найдем в виде произведения двух функций

$$z(x, t) = T(t)X(x). \quad (4.26)$$

После подстановки имеем

$$\frac{T''(t)}{r^2 T(t)} = -\frac{X^{IV}(x)}{X(x)} = -a_z^4,$$

где  $a_z$  – постоянная для приведенных отношений.

Отсюда следует

$$T'' + \omega^2 T = 0, \quad (4.27)$$

$$X^{IV} - a_z^4 X = 0, \quad (4.28)$$

где  $\omega^2 = r^2 a_z^4$  или

$$\omega = \sqrt{\frac{EJ}{\rho_\gamma}} a_z^2. \quad (4.29)$$

Общее решение уравнения (4.27) аналогично, как и для продольных колебаний будет

$$T(t) = A_r \cos \omega t + B_r \sin \omega t = P_r \cos(\omega t - \varphi_r), \quad (4.30)$$

где  $A_r, B_r, P_r, \varphi_r$  – произвольные постоянные.

Для уравнения (4.28) решение будем искать в следующем виде  $X = e^{\psi x}$ .

Тогда, характеристическое запишем уравнение  $\psi^4 - a_z^4 = 0$ .

Корнями этого уравнения будут

$$\psi_1 = a_z; \psi_2 = -a_z; \psi_3 = ja_z; \psi_4 = -ja_z.$$

Отсюда следует общее решение уравнения (4.30)

$$X(x) = A_{r1}e^{a_z x} + A_{r2}e^{-a_z x} + A_{r3}e^{ja_z x} + A_{r4}e^{-ja_z x}.$$

Это решение можно представить как

$$X(x) = B_{r1} \cos a_z x + B_{r2} \sin a_z x + B_{r3} \cosh a_z x + B_{r4} \sinh a_z x. \quad (4.31)$$

Используя функции частот Крылова [3, 221, 256], уравнение (4.31) имеет вид

$$X(x) = 2c_{r1}S_z(a_z x) + 2d_{r1}T_z(a_z x) + 2e_{r1}U_z(a_z x) + 2f_{r1}V_z(a_z x), \quad (4.32)$$

где  $c_{r1}, d_{r1}, e_{r1}, f_{r1}$  – постоянные, определяемые граничными условиями;  $2S_z(a_z x), 2T_z(a_z x), 2U_z(a_z x), 2V_z(a_z x)$  – функции частот, равные

$$\left. \begin{aligned} 2S_z(a_z x) &= \cosh(a_z x) + \cos(a_z x); \\ 2T_z(a_z x) &= \sinh(a_z x) + \sin(a_z x); \\ 2U_z(a_z x) &= \cosh(a_z x) - \cos(a_z x); \\ 2V_z(a_z x) &= \sinh(a_z x) - \sin(a_z x). \end{aligned} \right\}$$

Постоянные, указанные в полученном решении (4.32), находятся аналогично, как и для продольных колебаний, из граничных условий с учетом закрепления концов отрезков монорельса.

#### 4.4. Колебания подвесного пути с подвижной нагрузкой

Подвеска монорельсового пути представляет собой упругую конструкцию, поэтому его математическая модель должна учитывать упругие деформации пути, происходящие во время движения экипажа. Если ввести силы взаимодействия и использовать принцип освобожденности к этой системе, то модель может быть представлена как периодическая структура с последовательными элементами на подвесных опорах (рис. 4.5).

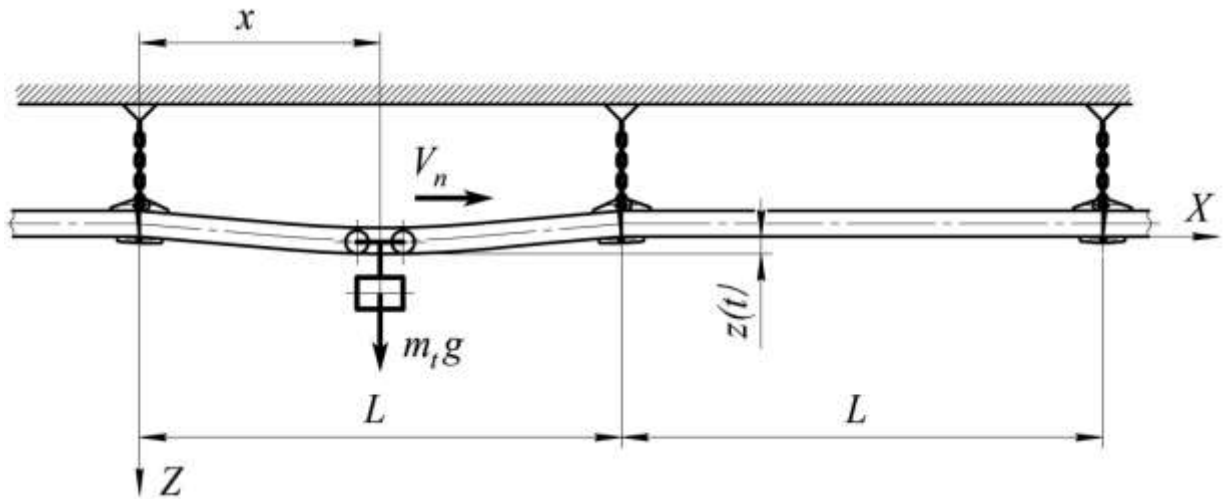


Рис. 4.4. Схема деформации монорельса под воздействием подвижной нагрузки

Рассмотрим движение одиночной тележки массы  $m_t$  по подвесному монорельсовому пути, секции которого шарнирно соединены между собой. Под действием этой массы продольная ось монорельсового пути изгибается, и поступательное ее движение сопровождается вертикальными смещениями, которые зависят не только от статической нагрузки, но и от вертикальной силы инерции.

При движении тележки с постоянной скоростью  $V_n$  возникает возмущающая нагрузка, вызванная действием массы. Если масса секции монорельсового пути достаточно велика по сравнению с массой тележки, то следует учитывать инерцию монорельса, а инерцию последней можно не учитывать.

На основании теории Бернулли-Эйлера для малых деформаций [254, 289, 296] уравнение изогнутой оси монорельса будет

$$\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} EJ + \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} m_t = F_\mu(x, t), \quad (4.33)$$

где  $F_\mu(x, t)$  – интенсивность воздействия нагрузки, возникающей с учетом разложения по главным формам под действием сосредоточенной силы  $m_t g$ , перемещаемой по координате  $x = V_n t$ .

Учитываем, что уравнение главных форм колебаний секции монорельса описывается функцией вида

$$z_n(x) = \sin \frac{n\pi x}{L_m},$$

где  $L_m$  – длина секции монорельса.

Представим, что

$$F_\mu(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t) m_t(x) z_n(x), \quad (4.34)$$

где  $F_n(t)$  – функция времени для разложения нагрузки в ряд;

$z_n(x)$  – главные формы колебаний секции монорельса.

Если умножить обе части выражения (4.34) на  $z_n(x) dx$  и произвести интегрирование по  $L_m$ , то получим

$$\int F_\mu(x, t) z_n(x) dx = \int z_n(x) \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t) m_t(x) z_n(x) dx.$$

Учитывая свойства ортогональности главных форм колебаний, когда все интегралы  $F_n(t) \int z_n(x) \sum_{n=1}^{\infty} m_t(x) z_n(x) dx$  равны нулю, кроме интеграла с одинаковыми индексами, имеем

$$F_n(t) = \frac{\int F_\mu(x, t) z_n(x) dx}{\int m_t(x) z_n^2(x) dx}.$$

Для элементарной сосредоточенной силы  $F_i(t)$  это выражение примет вид

$$F_n(t) = \frac{\sum F_i(t) z_n(x) dx}{\int m_t(x) z_n^2(x) dx}. \quad (4.35)$$

Используя уравнение главных форм колебаний секции монорельса и выражения (4.34) и (4.35) получим

$$F_\mu(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} m_t \sin \frac{n\pi x}{L_m} \frac{-m_t g \sin \frac{n\pi x}{L_m}}{\int_0^L m_t \sin^2 \frac{n\pi x}{L_m} dx} = -\sum_{n=1}^{\infty} \frac{2m_t g}{L_m} \sin \frac{n\pi V_n t}{L_m} \sin \frac{n\pi x}{L_m}.$$

Тогда дифференциальное уравнение (4.33), описывающее колебания секции монорельса под действием возмущающей нагрузки, вызванной перемещением массы  $m_t$ , будет

$$\frac{\partial^4 z}{dx^4} EJ + \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} m_t = -\frac{2m_t g}{L_m} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \omega_V t \sin \frac{n\pi x}{L_m}, \quad (4.36)$$

где

$$\omega_V = \frac{n\pi V_n}{L_m}.$$

Найдем решение уравнения (4.36) используя метод Фурье. Для этого представим

$$z(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} F_f(t) \sin \frac{n\pi x}{L_m}.$$

С учетом этого, имеем

$$EJ \sum_{n=1}^{\infty} F_f \frac{n^4 \pi^4}{L_m^4} \sin \frac{n\pi x}{L_m} + m_t \sum_{n=1}^{\infty} \ddot{F}_f(t) \sin \frac{n\pi x}{L_m} = -\frac{2m_t g}{L_m} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi x}{L_m} \sin \omega_V t.$$

Отсюда следует:

$$\ddot{F}_f(t) + \omega_f^2 F_f(t) = -\frac{2g}{L_m} \sin \omega_v t, \quad (4.37)$$

где

$$\omega_f = \frac{n^2 \pi^2}{L_m^2} \sqrt{\frac{EJ}{m_t}}.$$

Решением дифференциального уравнения (4.37) будет

$$F_f(t) = A_f \sin \omega_f t + B_f \cos \omega_f t - \frac{2g}{L_m \omega_f^2} \frac{\sin \omega_v t}{1 - \frac{\omega_v^2}{\omega_f^2}}.$$

При этом скорость колебаний равна

$$\dot{F}_f(t) = \omega_f (A_f \cos \omega_f t + B_f \sin \omega_f t) - \frac{2g}{L_m \omega_f^2} \frac{\omega_v \cos \omega_v t}{1 - \frac{\omega_v^2}{\omega_f^2}}.$$

Используя при  $t = 0$  граничные условия, когда  $z_n(0) = 0$  и  $\dot{z}_n(0) = 0$ , получим  $B_f = 0$ ,

$$A_f = \frac{\omega_v}{\omega_f} \frac{2g}{L_m \omega_f^2} \frac{1}{1 - \frac{\omega_v^2}{\omega_f^2}}.$$

На основании этого дифференциальное уравнение изогнутой оси монорельса будет

$$z(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{-2g}{L_m \omega_f^2 \left(1 - \frac{\omega_v^2}{\omega_f^2}\right)} \left(\sin \omega_v t - \frac{\omega_v}{\omega_f} \sin \omega_f t\right) \sin \frac{n\pi x}{L_m}.$$

Рассмотрим случай, когда перемещается тележка значительно большей массы, чем масса секции монорельса. При этом массой последней можно пренебречь, а возмущающее воздействие от перемещаемой массы составляет

$$F_d = m_t g - m_t \frac{d^2 z}{dt^2}$$

и учитывает инерцию движущейся тележки.

В этом выражении имеем

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dz}{dx} \frac{dx}{dt} = V_n \frac{dz}{dx},$$

тогда

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = V_n^2 \frac{d^2 z}{dx^2}.$$

Отсюда получим динамическое воздействие, учитывающее силу инерции тележки, перемещаемой по монорельсу (динамическую силу)

$$F_d = m_t \left( g - V_n^2 \frac{d^2 z}{dx^2} \right). \quad (4.38)$$

Используя уравнение изгиба балки

$$z(x) = \frac{F_d}{EJ} \frac{x^2 (L_m - x)^2}{3L_m},$$

получим уравнение колебаний тележки на монорельсе

$$z(x) = m_t \left( g - V_n^2 \frac{d^2 z}{dx^2} \right) \frac{x^2 (L_m - x)^2}{3EJL}.$$



Решение этого уравнения можно получить с учетом рекомендаций [232, 233, 255] когда считают, что изогнутая ось под действием динамической нагрузки такая же, как под действием постоянной условной силы  $F_u = m_u g$ , приводящей к аналогичной деформации, но при  $V_n = 0$ .

Тогда

$$z(x) = \frac{m_u g}{EJ} \frac{x^2 (L_m - x)^2}{3L_m}.$$

Подставляя значение производной этой функции в выражение (4.38) находим динамическую нагрузку

$$F_d = m_t g \left( 1 - \frac{V_n^2 m_u}{EJ} \frac{2L_m^2 - 12L_m x + 12x^2}{3L_m} \right).$$

Наибольшая нагрузка на секцию монорельса будет при  $x = L_m / 2$  и  $F_u = m_t g$

$$F_{\max} = m_t g \left( 1 + \frac{V_n^2 m_t L_m}{3EJ} \right).$$

Отсюда коэффициент динамичности будет

$$k_d = 1 + \frac{V_n^2 m_t L_m}{3EJ}.$$

В соответствии с этим изгиб секции монорельса под действием динамической нагрузки составляет

$$z_{\max} = \frac{m_t g L_m^3}{48EJ} \left( 1 + \frac{V_n^2 m_t L_m}{3EJ} \right).$$

Для современных подвесных монорельсовых дорог обычно применяют монорельс, изготовленный из стального усиленного двутавра высотой 155 или 160 мм и длиной секции до 3 м. Зависимость динамических нагрузок на такой монорельс  $F_d$  при перемещении по координате  $x = V_n t$  приведена на рис. 4.5,а.

Из этого рисунка видно, что динамическая нагрузка  $F_d$  увеличивается с повышением массы тележки  $m_t$ . Наибольшие значения  $F_d$  достигают когда  $x = L_m / 2$ . Для  $m_t = 4,5$  т  $F_d$  составляет 47,0 кН, а  $m_t = 2,0$  т – 20,0 кН, что соответствует статическим усилиям 44,1 кН и 19,6 кН, соответственно. Приведенные значения получены для монорельса, который имеет модуль упругости материала  $E = 20,6 \cdot 10^7$  кН/м<sup>2</sup> и  $J = 8,73 \cdot 10^{-6}$  м<sup>4</sup>.

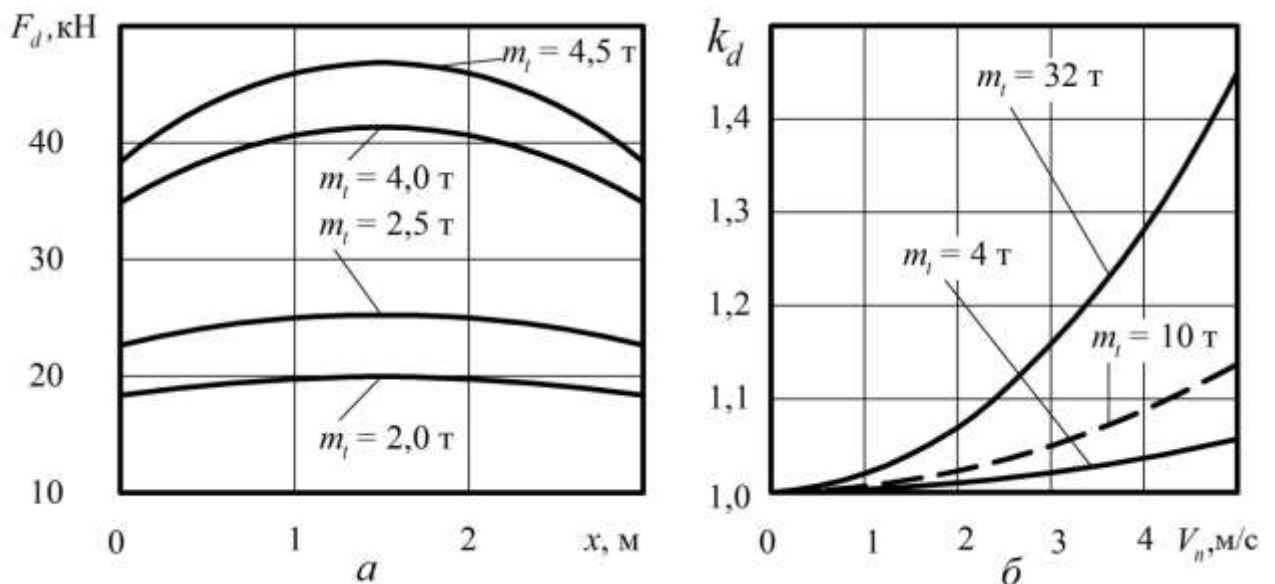


Рис. 4.5. Графики зависимости: а - динамических нагрузок при перемещении по координате  $x = V_n t$ ; б - коэффициента динамичности  $k_d$  от скорости движения монорельсовой тележки  $V_n$

Из рис. 4.5,б следует, что коэффициент динамичности  $k_d$  увеличивается с повышением скорости движения  $V_n$  и массы тележки  $m_t$ . При скорости движения  $V_n$  менее 0,5 м/с коэффициент динамичности  $k_d$  практически не

изменяется, а следовательно, динамические нагрузки  $F_d$  практически равны статическим. При дальнейшем росте скорости коэффициент динамичности увеличивается. Для тележек массой 32 т при  $V_n$  до 5 м/с этот коэффициент достигает значения 1,45. Расчеты показывают, что если при  $V_n = 0,5$  м/с динамическая нагрузка  $F_d$  составляет 315 кН, то при  $V_n = 5,0$  м/с - 455 кН.

Указанные возникающие динамические нагрузки дополнительно деформируют монорельсовый путь. График зависимости изгиба секции монорельса под действием динамической нагрузки, перемещаемой по координате  $x = V_n t$ , приведен на рис. 4.6,а. Из этого рисунка видно, что наибольшего значения 15 мм изгиб монорельса достигает, когда масса  $m_t = 4,5$  т. Для  $m_t = 2,0$  т изгиб составляет не более 7 мм. Установленные значения изгиба монорельса служат источником кинематических возмущений, приводящих к вынужденным колебаниям подвижного состава монорельсовой дороги во время ее движения с постоянной скоростью.

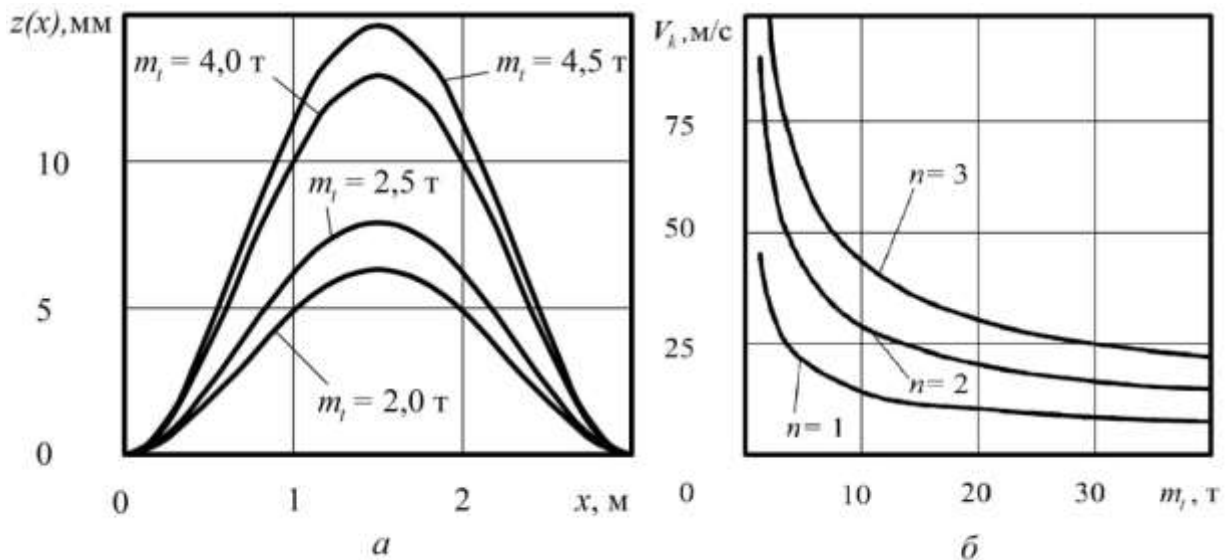


Рис. 4.6. Графические зависимости: а - изгиба продольной оси монорельсового пути при перемещении динамической нагрузки по координате  $x$ ; б - критической скорости движения от массы тележки

Критическая скорость может быть найдена из равенства частот  $\omega_v$  и  $\omega_f$ , когда

$$\frac{n\pi V}{L_m} = \frac{n^2 \pi^2}{L_m^2} \sqrt{\frac{EJ}{m_t}}.$$

На основании этого критическая скорость будет равна

$$V_k = \frac{n\pi}{L_m} \sqrt{\frac{EJ}{m_t}}.$$

График зависимости критической скорости от массы тележки приведен на рис. 4.6,б. Указанные кривые построены для первого, второго и третьего тонов колебаний, когда  $n = 1; 2$  и  $3$ . Для тележек массой  $m_t = 4,5$  т первая критическая скорость равна  $20,9$  м/с.

При дальнейшем увеличении  $m_t$  до  $32$  т критическая скорость снижается и составляет  $15,7$  м/с. Однако полученные значения критической скорости не превышают максимальные значения технической скорости для современных подвесных монорельсовых дорог.

#### 4.5. Выводы

1. С использованием теории Бернулли-Эйлера создана математическая модель подвесного пути монорельсовой дороги, учитывающая упругие деформации монорельса, происходящие во время движения тележки.

2. Принимая во внимание силу инерции тележки, перемещаемой по монорельсу, определены динамические воздействия и коэффициент динамичности, который достигает значения  $1,45$ . Указанное значение обусловлено скоростью движения и массой тележки, длиной и жесткостью секции монорельса на изгиб.

3. Установлены значения изгиба монорельса, которые служат источником кинематических возмущений, приводящих к вынужденным колебаниям тележек во время движения с постоянной скоростью. Для тележки массой 4,5 т наибольшее значение прогиба секции монорельса из двутавра высотой 160 мм и длиной 3 м достигает 15 мм.

4. Найдены критические скорости движения, которые зависят от ее массы, тона колебаний, длины секции монорельса и модуля упругости материала, из которого сделан монорельс. Для монорельсового пути современных подвесных дорог критическая скорость движения составляет 15,7 м/с и не превышает конструкционную скорость подвижного состава.

4. Дальнейшие исследования должны быть направлены на получение зависимостей для определения оптимальных параметров монорельсовых дорог с учетом изменчивости нагрузок, возникающих во время движения подвижного состава.

5. Основные результаты раздела опубликованы в статьях [56-58, 64, 71, 76, 78, 84, 273, 278, 279] и прошли апробацию на международных научно-практических конференциях [67, 275].

## РАЗДЕЛ 5

### ДИНАМИКА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ

#### 5.1. Вступительные замечания

В процессе эксплуатации шахтных подвесных монорельсовых дорог (ПМД) монорельсовый путь помимо статических нагрузок, испытывает и динамические нагрузки, которые возникают благодаря колебательным процессам, действующим в элементах конструкции дороги. Колебания вызываются различными нагрузками и воздействиями, появляющимися в результате взаимодействия подвижного состава (ПС) и подвесного монорельсового пути.

Постоянным фактором возбуждения колебаний ПС является подвижная нагрузка, которая зависит от:

- скорости движения, тягового и тормозного усилий ПМД;
- силы ударов ходовых и приводных колес на стыках и неровностях монорельса;
- деформаций и колебаний монорельсового пути;
- сил инерции элементов, совершающих дополнительные периодические движения.

Возникающие при движении ПМД колебания ПС приводят к дополнительным нагрузкам на крепь горной выработки, значительному износу колес и монорельса. Кроме того, значительные колебания плохо отражаются на самочувствии машиниста и пассажиров. Поэтому для нормальной эксплуатации необходимо, чтобы амплитуда колебаний не превышала допустимых норм.

Динамические перемещения, связанные с подвеской ПС, зависят от упругих прогибов монорельса под нагрузкой, вот почему последние ограни-

чивают. Согласно ПБ допустимый прогиб в вертикальной плоскости не должен превышать  $f_{\partial} \leq L/200$  [32]. Для однопролетной секции монорельса при  $L = 3$  м это значение составляет не более 15 мм, что соответствует тангенсу угла перелома профиля пути в месте подвески 0,005 рад. Допустимые динамические перемещения в горизонтальной плоскости следует нормировать не по прогибу монорельса, а по периоду горизонтальных колебаний монорельсового пути, что согласно рекомендациям СНиП 2.05.03, относящимся к мостам, должны составлять не более 1,5 с.

На практике влияние динамического воздействия подвижной нагрузки на монорельсовый путь, его подвеску и крепь горной выработки учитывается путем умножения значения нормативной нагрузки на динамический коэффициент. Его значение зависит от конструкции и динамических свойств ПС и монорельсового пути. Поэтому цель раздела заключается в установлении взаимосвязи между параметрами колебаний подвижного состава и монорельсового пути для определения дополнительных динамических нагрузок на подвеску ПМД и крепь горной выработки.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- исследовать вынужденные колебания ПС, возникающие во время движения по монорельсу;
- рассмотреть извилистое движение подвесных монорельсовых тележек;
- разработать математическую модель вертикальных колебаний ПС;
- изучить боковое раскачивание подвесной монорельсовой дороги;
- исследовать продольную динамику ПМД.

При исследовании колебаний ПС и монорельсового пути будем учитывать тот факт, что в местах крепления (подвески) монорельса происходят упругие перемещения, соответствующие воздействию нагрузкам. В этом случае исследования сводятся к рассмотрению многопролетной балки, подвешенной на упругих опорах и воспринимающей нагрузки от движущихся тележек.

## 5.2. Исследование колебаний подвижного состава, возникающих во время движения по подвесному монорельсу

Каждая единица ПС подвесной монорельсовой дороги имеет по две ходовые тележки и кузов для размещения грузов, который может быть заменен балкой или поддоном. Они образуют подвесную вагонетку и в общем случае представляют собой механическую систему тел, связанных между собой (см. рис. 2.2).

Рассмотрим первоначально динамическую систему подвесной вагонетки, каждая тележка которой с приведенной массой части монорельса имеет по две степени свободы и по две обобщенные координаты  $z_{t1}, z_{t2}, \varphi_{t1}, \varphi_{t2}$ , а кузов – пять степеней свободы и пять обобщенных координат  $z_k, y_k, \varphi_k, \psi_k, \theta_k$ , соответственно (рис. 5.1). Расстояния между осями крепления тележек к кузову обозначим как  $2l_k$ , между точками контакта ходовых колес тележек с монорельсом –  $2l_t$ , а высоту подвеса кузова –  $h$ . Считаем, что монорельс имеет относительно вертикальной стенки двутавра симметричные вертикальные неровности поверхностей качения  $\eta_1, \eta_2$  под колесами первой и  $\eta_3, \eta_4$  – второй по ходу движения тележек.

Найдем силы инерции кузова

$$P_{iky} = -m_k \frac{d^2 y_k}{dt^2}; \quad P_{ikz} = -m_k \frac{d^2 z_k}{dt^2},$$

где  $m_k$  – приведенная масса кузова подвесной вагонетки.

Определим моменты сил инерции кузова

$$M_{ikx} = -J_{kx} \frac{d^2 \theta_k}{dt^2}; \quad M_{iky} = -J_{ky} \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2}; \quad M_{ikz} = -J_{kz} \frac{d^2 \psi_k}{dt^2},$$

где  $J_{kx}, J_{ky}, J_{kz}$  – моменты инерции кузова подвесной вагонетки относительно осей  $X, Y, Z$ , соответственно.



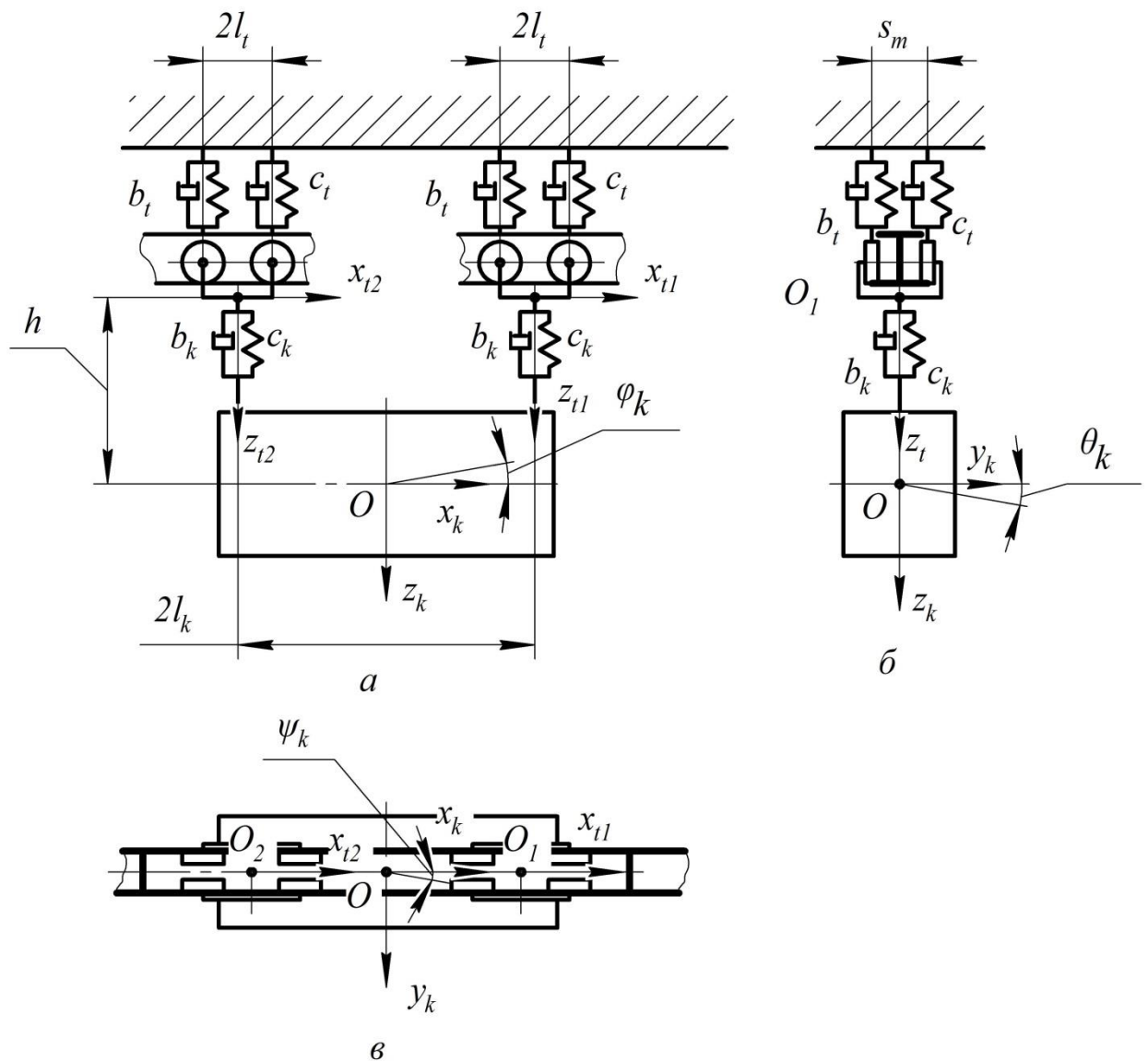


Рис. 5.1. Расчетная схема колебаний подвесного экипажа:  
*a* – вид сбоку монорельса; *б* – поперечный вид; *в* – вид сверху (здесь подвеска и верхняя полка монорельса условно не показаны)

Аналогично найдем силы инерции и моменты сил инерции тележек

$$P_{it1z} = -m_{t1} \frac{d^2 z_{t1}}{dt^2}; \quad P_{it2z} = -m_{t2} \frac{d^2 z_{t2}}{dt^2},$$

$$M_{it1y} = -J_{t1} \frac{d^2 \varphi_{t1}}{dt^2}; \quad M_{it2y} = -J_{t2} \frac{d^2 \varphi_{t2}}{dt^2},$$

где  $m_{t1}, m_{t2}$  – приведенная масса первой и второй по ходу движения тележек;

$J_{t1y}, J_{t2y}$  – моменты инерции первой и второй по ходу движения тележек относительно оси  $y$ , соответственно.

Установим вертикальные составляющие сил, которые обусловлены действием реакций связей кузова с тележками, имеющими коэффициенты жесткости  $c_{ky}, c_{kz}$  и коэффициенты вязкого сопротивления  $b_{ky}, b_{kz}$

$$P_1 = -c_{kz}(z_k - l_k \varphi_k - z_{t1}) - b_{kz} \frac{d}{dt}(z_k - l_k \varphi_k - z_{t1});$$

$$P_2 = -c_{kz}(z_k + l_k \varphi_k - z_{t2}) - b_{kz} \frac{d}{dt}(z_k + l_k \varphi_k - z_{t2}).$$

Аналогично найдем горизонтальные составляющие сил реакций связей кузова с тележками

$$T_{t1} = -c_{ky}(y_k + l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t1}) - b_{ky} \frac{d}{dt}(y_k + l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t1});$$

$$T_{t2} = -c_{ky}(y_k - l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t2}) - b_{ky} \frac{d}{dt}(y_k - l_k \psi_k - h \theta_k - y_{t2}).$$

Определим силы, действующие в месте взаимодействия колес тележек с нижней полкой монорельса, находящихся с одной его стороны

$$P_{m1p} = -c_{tz}(z_{t1} - l_t \varphi_{t1} - \eta_1) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t1} - l_t \varphi_{t1} - \eta_1);$$

$$P_{m2p} = -c_{tz}(z_{t1} + l_t \varphi_{t1} - \eta_1) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t1} + l_t \varphi_{t1} - \eta_2);$$

$$P_{m3p} = -c_{tz}(z_{t2} - l_t \varphi_{t2} - \eta_2) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t2} - l_t \varphi_{t2} - \eta_3);$$

$$P_{m4p} = -c_{tz}(z_{t2} + l_t \varphi_{t2} - \eta_2) - b_{tz} \frac{d}{dt}(z_{t1} + l_t \varphi_{t1} - \eta_4),$$

где  $c_{tz}$  – коэффициент жесткости подвески монорельса;

$b_{tz}$  – коэффициент вязкого сопротивления подвески монорельса.

Для колес, расположенных с другой стороны монорельса, силы в месте контакта будут равны:

$$P_{m1l} = P_{m1p}; P_{m2l} = P_{m2p}; P_{m3l} = P_{m3p}; P_{m4l} = P_{m4p}.$$

Составим уравнения равновесия для кузова

$$\sum Y = 0; T_{t1} + T_{t2} + P_{iky} = 0;$$

$$\sum Z = 0; P_1 + P_2 + P_{ikz} = 0;$$

$$\sum M_x = 0; -h(T_{t1} + T_{t2}) + M_{ikx} = 0;$$

$$\sum M_y = 0; l_k(P_2 - P_1) + M_{iky} = 0;$$

$$\sum M_z = 0; l_k(T_{t1} - T_{t2}) + M_{ikz} = 0.$$

Аналогично составим уравнения равновесия для первой по ходу движения тележки

$$\sum Z = 0; P_{m1p} + P_{m1l} + P_{m2p} + P_{m2l} - P_1 + P_{it1z} = 0;$$

$$\sum M_y = 0; M_{it1y} - l_t(P_{m1p} + P_{m1l} - P_{m2p} - P_{m2l}) = 0$$

и второй по ходу движения тележки

$$\sum Z = 0; P_{m3p} + P_{m3l} + P_{m4p} + P_{m4l} - P_2 + P_{it2z} = 0;$$

$$\sum M_y = 0; M_{it2y} - l_t(P_{m3p} + P_{m3l} - P_{m4p} - P_{m4l}) = 0.$$

Объединим координаты кузова и тележек в один общий вектор  $\vec{z}$ , имеющий согласно принятым девяти обобщенным координатам столько же компонент.

С учетом транспонирования этот вектор можно записать

$$\vec{z}^T = \{z_{t1}; z_{t2}; z_k; y_k; \varphi_{t1}; \varphi_{t2}; \varphi_k; \theta_k; \psi_k\}.$$



$$\begin{aligned}
b_{11} &= 4b_{kz}; \quad b_{16} = -2b_{kz}; \quad b_{18} = -2b_{kz}; \quad b_{22} = 4b_{ky}; \quad b_{23} = -4b_{ky}h; \\
b_{32} &= -4b_{ky}h; \quad b_{33} = 4(b_{kz}b^2 + b_{ky}h^2); \quad b_{44} = 4b_{kz}l_k^2; \quad b_{46} = -2b_{kz}l_k; \\
b_{48} &= -2b_{kz}l_k; \quad b_{55} = 4b_{ky}l_k^2; \quad b_{61} = -2b_{kz}; \quad b_{64} = 2b_{kz}l_k; \\
b_{66} &= 2(2b_{tz} + b_{kz}); \quad b_{77} = 4b_{tz}l_t^2; \quad b_{81} = -2b_{kz}; \quad b_{84} = -2b_{kz}l_k; \\
b_{88} &= 2(2b_{tz} + b_{kz}); \quad b_{99} = 4b_{tz}l_t^2;
\end{aligned}$$

$[b_\eta], [c_\eta]$  – матрицы, полученные в результате преобразования вектора внешнего возмущения;

$$[b_\eta] = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \bar{b}_{61} & \bar{b}_{62} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{b}_{71} & \bar{b}_{72} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{b}_{83} & \bar{b}_{84} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\bar{b}_{93} & \bar{b}_{94} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\bar{b}_{61} = \bar{b}_{62} = \bar{b}_{83} = \bar{b}_{84} = 2b_{mz}; \quad \bar{b}_{71} = \bar{b}_{72} = \bar{b}_{93} = \bar{b}_{94} = 2b_{mz}l_m;$$

$[\eta^T]$  – матрица вектора внешнего возмущения  $\eta^T = \{\eta_1; \eta_2; \eta_3; \eta_4; 0; 0; 0; 0; 0\}$ .

Матрицы  $[c]$  имеют аналогичный вид, как и матрицы  $[b]$ , но только с учетом значений соответствующих коэффициентов вязкого сопротивления, где вместо коэффициентов  $b_{ij}$  принимается  $c_{ij}$ .

На основании (5.1) система уравнений, описывающих колебания системы в скалярной форме может быть представлена в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}\ddot{z}_k + b_{11}\dot{z}_k + b_{16}\dot{z}_{t1} + b_{18}\dot{z}_{t2} + c_{11}z_k + c_{16}z_{t1} + c_{18}z_{t2} = 0; \\ a_{22}\ddot{y}_k + b_{22}\dot{y}_k + b_{23}\dot{\theta}_k + c_{22}y_k + c_{23}\theta_k = 0; \\ a_{33}\ddot{\theta}_k + b_{32}\dot{y}_k + b_{33}\dot{\theta}_k + c_{32}y_k + c_{33}\theta_k = 0; \\ a_{44}\ddot{\phi}_k + b_{44}\dot{\phi}_k + b_{46}\dot{z}_{t1} + b_{48}\dot{z}_{t2} + c_{44}\phi_k + c_{46}z_{t1} + c_{48}z_{t2} = 0; \\ a_{55}\ddot{\psi}_k + b_{55}\dot{\psi}_k + c_{55}\psi_k = 0; \\ a_{66}\ddot{z}_{t1} + b_{61}\dot{z}_k + b_{64}\dot{\phi}_k + b_{66}\dot{z}_{t1} + c_{61}z_k + c_{64}\phi_k + c_{66}z_{t1} = \bar{b}_{61}\dot{\eta}_1 + \\ + \bar{b}_{62}\dot{\eta}_2 + \bar{c}_{61}\eta_1 + \bar{c}_{62}\eta_2; \\ a_{77}\ddot{\phi}_{t1} + b_{77}\dot{\phi}_{t1} + c_{77}\phi_{t1} = -\bar{b}_{71}\dot{\eta}_1 + \bar{b}_{72}\dot{\eta}_2 - \bar{c}_{71}\eta_1 + \bar{c}_{72}\eta_2; \\ a_{88}\ddot{z}_{t2} + b_{81}\dot{z}_k + b_{84}\dot{\phi}_k + b_{88}\dot{z}_{t2} + c_{81}z_k + c_{84}\phi_k + c_{88}z_{t2} = \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \\ + \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \bar{c}_{83}\eta_3 + \bar{c}_{84}\eta_4; \\ a_{99}\ddot{\phi}_{t2} + b_{99}\dot{\phi}_{t1} + c_{99}\phi_{t2} = -\bar{b}_{93}\dot{\eta}_3 + \bar{b}_{94}\dot{\eta}_4 - \bar{c}_{93}\eta_3 + \bar{c}_{94}\eta_4. \end{array} \right. \quad (5.2)$$

Для подробного аналитического изучения колебаний, используя принцип суперпозиции, из полученных выражений выделим группы дифференциальных уравнений, описывающих отдельно вертикальные и боковые колебания тележек и кузова. Полученные результаты уточним на общей модели, учитывающей пространственные колебания и экспериментально в шахтных условиях.

### 5.3. Колебания подвесного экипажа в вертикальной плоскости

Для исследований колебаний ПС рассмотрим вертикальные колебания кузова и тележек в продольной вертикальной плоскости симметрии (рис. 5.2). Считаем, что они имеют по две степени свободы, а вся модель – шесть. Кузов и тележки связаны между собой упругими и диссипативными связями. Колеса тележек перемещаются по монорельсовому пути без отрыва от поверхностей качения на нижних полках. Неровности монорельса в местах контакта колес с левой и правой стороны примем равными. Эти неровности, являющиеся причинами внешних возмущений системы со стороны монорельса, устанавливаются предельными отклонениями его размеров от номинальных, а также прогибами, возникающими во время поступательного движения кузова с тележками.

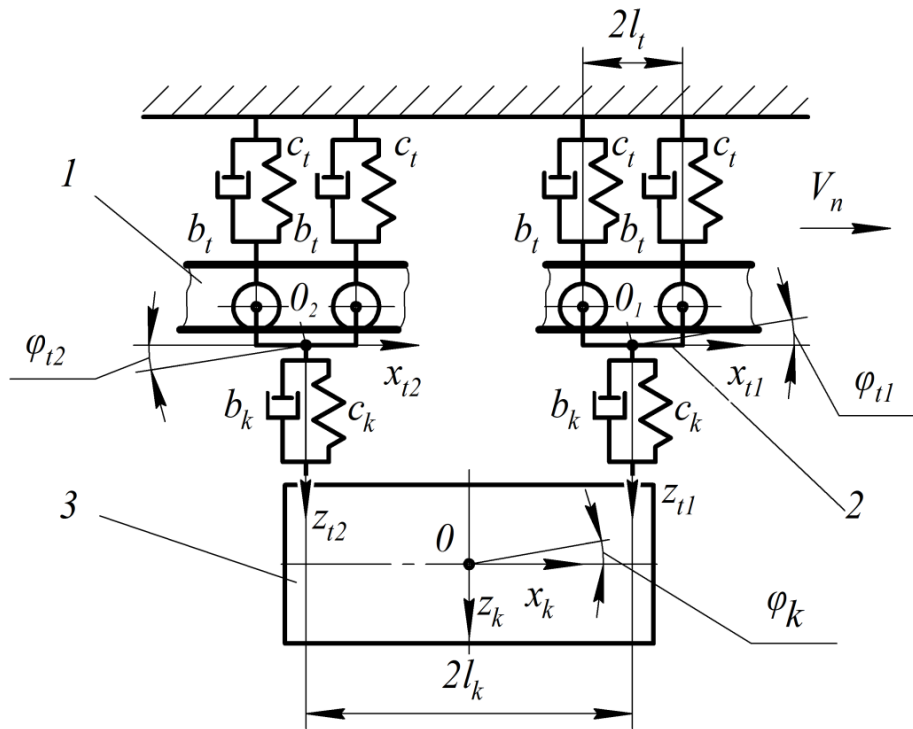


Рис. 5.2. Расчетная схема вертикальных колебаний экипажа:

1 – подвесной монорельс; 2 – тележка; 3 – кузов

На основании исследований [26, 152, 230, 252], относящихся к железнодорожному и шахтному транспорту, обычно неровности рельсовых нитей аппроксимируют непрерывной синусно-косинусной периодической функцией, например,

$$\eta_1(t) = \eta_0 \sin \omega_\tau t, \quad (5.3)$$

где  $\eta_0$  – амплитуда неровности рельса;

$\omega_\tau$  – частота возмущения от неровностей рельса с длиной волны  $L_\tau$ , равная  $\omega_\tau = 2\pi V_n / L_\tau$ . Для монорельсового пути длина неровности волны  $L_\tau$  соответствует длине секции монорельса  $L_m$ .

Однако аппроксимация (5.3) может быть использована для упрощенных вычислений, поскольку не учитывает наличие стыков и изгиб монорельса.

Неровности монорельсового пути для горных предприятий, который подвешен в месте стыков, могут быть аппроксимированы (рис. 5.3)

$$\eta(t) = \frac{1}{2} \eta_0 \left( \left| \sin \omega_\tau t + k_{om} \frac{\delta_m}{L_m} \right| + \left| \sin \omega_\tau t - k_{om} \frac{\delta_m}{L_m} \right| - 2k_{om} \frac{\delta_m}{L_m} \right) + \eta_m |\sin \omega_\tau t|,$$

где  $\eta_0$  – наибольший прогиб секции монорельса;

$\delta_m$  – длина проушин для соединения секций монорельса;

$k_{om}$  – коэффициент, учитывающий расположение проушин на секции монорельса;  $k_{om} = 3$  – при длине секции монорельса  $L_m = 3,0$  м;  $k_{om} = 2,4$  – при  $L_m = 2,4$  м;  $k_{om} = 2$  – при  $L_m = 2,0$  м;

$\eta_m$  – высота неровности стыка соседних секций монорельсового пути.

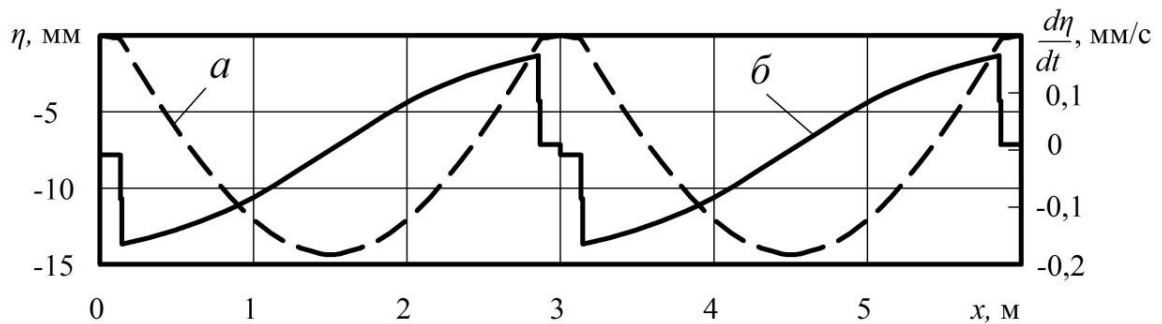


Рис. 5.3. Вертикальные возмущения подвешеного монорельсового пути (при  $L = 3$  м;  $\eta_0 = -15$  мм,  $\eta_m = -1,5$  мм,  $\delta_m = 0,1$  м): *а* – вертикальные возмущения; *б* – производная от вертикальных возмущений

Указанная аппроксимация неровностей подвешеного монорельсового пути в виде непрерывной функции, представляющей собой сумму полувольтинусоид, ограниченных по модулю, впервые позволяет учитывать для математического моделирования превышения в стыках монорельса, а также его изгиб между подвесами.

Если неровности монорельсового пути в месте контакта первой по ходу движения колесной пары  $\eta_1(t) = \eta(t)$ , то в месте контакта второй по ходу



движения колесной пары этой тележки, установленной на расстоянии  $2l_t$ , перемещение с учетом запаздывания будет

$$\eta_2(t) = \eta_1 \sin \omega_\tau \left( t - \frac{2l_t}{V_n} \right).$$

Аналогично для второй по ходу движения тележки, расположенной на расстоянии  $2l_k$ :

$$\eta_3(t) = \eta_1 \sin \omega_\tau \left( t - \frac{2l_k}{V_n} \right); \quad \eta_4(t) = \eta_1 \sin \omega_\tau \left( t - \frac{2(l_t + l_k)}{V_n} \right).$$

Система дифференциальных уравнений, описывающая эти колебания, может быть представлена

$$\left\{ \begin{array}{l} m_k \ddot{z}_k + 2b_k \dot{z}_k - b_k \dot{z}_{t1} - b_k \dot{z}_{t2} + 2c_k z_k - c_k z_{t1} - c_k z_{t2} = 0; \\ J_k \ddot{\phi}_k + 2b_k l_k^2 \dot{\phi}_k - b_k l_k \dot{z}_{t1} + b_k l_k \dot{z}_{t2} + 2c_k l_k^2 \phi_k - c_k l_k z_{t1} + c_k l_k z_{t2} = 0; \\ m_t \ddot{z}_{t1} - b_k \dot{z}_k + b_k \dot{z}_{t1} + b_k l_k \dot{\phi}_k - c_k z_k + c_k z_{t1} + c_k l_k \phi_k + 2b_t \dot{z}_{t1} + \\ + 2c_t z_{t1} = b_t \dot{\eta}_1(t) + b_t \dot{\eta}_2(t) + c_t \eta_1(t) + c_t \eta_2(t); \\ J_t \ddot{\phi}_{t1} + 2b_t l_t^2 \dot{\phi}_{t1} + 2c_t l_t^2 \phi_{t1} = b_t l_t \dot{\eta}_1(t) - b_t l_t \dot{\eta}_2(t) + \\ + c_t l_t \eta_1(t) - c_t l_t \eta_2(t); \\ m_t \ddot{z}_{t2} - b_k \dot{z}_k + b_k \dot{z}_{t2} - b_k l_k \dot{\phi}_k - c_k z_k + c_k z_{t2} - c_k l_k \phi_k + 2b_t \dot{z}_{t2} + \\ + 2c_t z_{t2} = b_t \dot{\eta}_3(t) + b_t \dot{\eta}_4(t) + c_t \eta_3(t) + c_t \eta_4(t); \\ J_t \ddot{\phi}_{t2} + 2b_t l_t^2 \dot{\phi}_{t2} + 2c_t l_t^2 \phi_{t2} = b_t l_t \dot{\eta}_3(t) - b_t l_t \dot{\eta}_4(t) + c_t l_t \eta_3(t) - c_t l_t \eta_4(t). \end{array} \right. \quad (5.4)$$

Первое и второе уравнения из системы (5.4) относятся к колебаниям кузова, третье и четвертое – колебаниям первой по ходу движения тележки, а пятое и шестое – второй по ходу движения тележки. Эти колебания являются параметрическими, поскольку во время движения тележек вдоль пролета монорельса жесткость периодически изменяется. Главным образом на стыках жесткость монорельса определяется жесткостью подвески, а между стыками – изгибной жесткостью балки, из которой изготовлен монорельс. Жесткость подвески зависит от параметров применяемой круглозвенной цепи и ее способа крепления в горной выработке.

С учетом этого изменение коэффициента жесткости  $c_m$  по длине пролета подвешенного монорельса может быть представлено в виде периодической функции, период повторения которой соответствует длине секции

$$c_m = c_m \left( 1 - \frac{1}{2} k_{m1} \left( \left| \sin \omega_\tau t + k_{om} \frac{\delta_m}{L_m} \right| + \left| \sin \omega_\tau t - k_{om} \frac{\delta_m}{L_m} \right| - 2k_{om} \frac{\delta_m}{L_m} \right) - k_{m2} |\sin \omega_\tau t| \right),$$

где  $c_m$  – коэффициент жесткости подвески монорельсового пути;

$k_{m1}, k_{m2}$  – коэффициенты, учитывающие изменение жесткости монорельса в середине пролета секции и в зоне стыка, соответственно.

Указанная аппроксимация впервые позволяет учитывать изменение жесткости монорельсового пути для исследования динамики ПМД. Значение коэффициента  $k_{m1}$  определяется отношением жесткости балки в середине пролета к жесткости подвески, а  $k_{m2}$  – отношением жесткости стыка к жесткости подвески.

На рис. 5.4 показано, как изменяется жесткость монорельса с увеличением длины пройденного пути по пролету секции. Указанная зависимость получена для следующих значений параметров  $c_m = 2,06 \cdot 10^7$  Н/м;  $\delta_m = 0,1$  м;  $k_{m1} = 0,5$  и  $k_{m2} = 0,1$ .

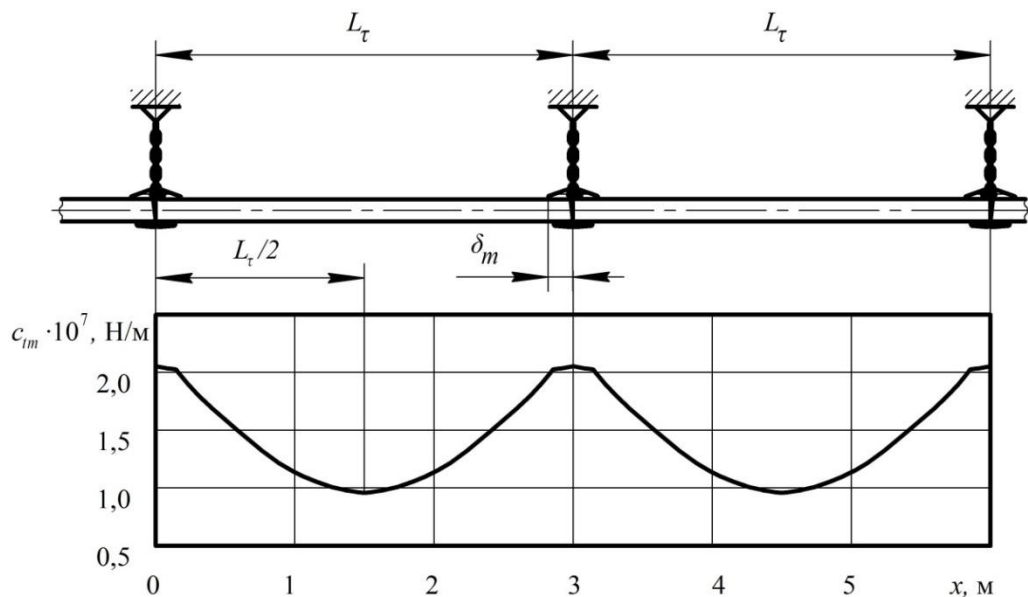


Рис. 5.4. Изменение жесткости монорельсового пути вдоль его пролета

Решение системы (5.4) с учетом периодических возмущений и изменения жесткости монорельсового пути получено с применением пакета прикладных программ Mathcad. Для решения принят метод Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага, использующий функцию Rkadapt. Данный метод позволяет находить решения дифференциальных уравнений, содержащих плавные и быстро меняющиеся области.

Зависимости вертикальных колебаний кузова  $z_k$ , первой  $z_{t1}$  и второй  $z_{t2}$  по ходу движения тележек приведены на рис. 5.5. Здесь также показаны углы поворота кузова  $\varphi_k$ , первой  $\varphi_{t1}$  и второй  $\varphi_{t2}$  тележек.

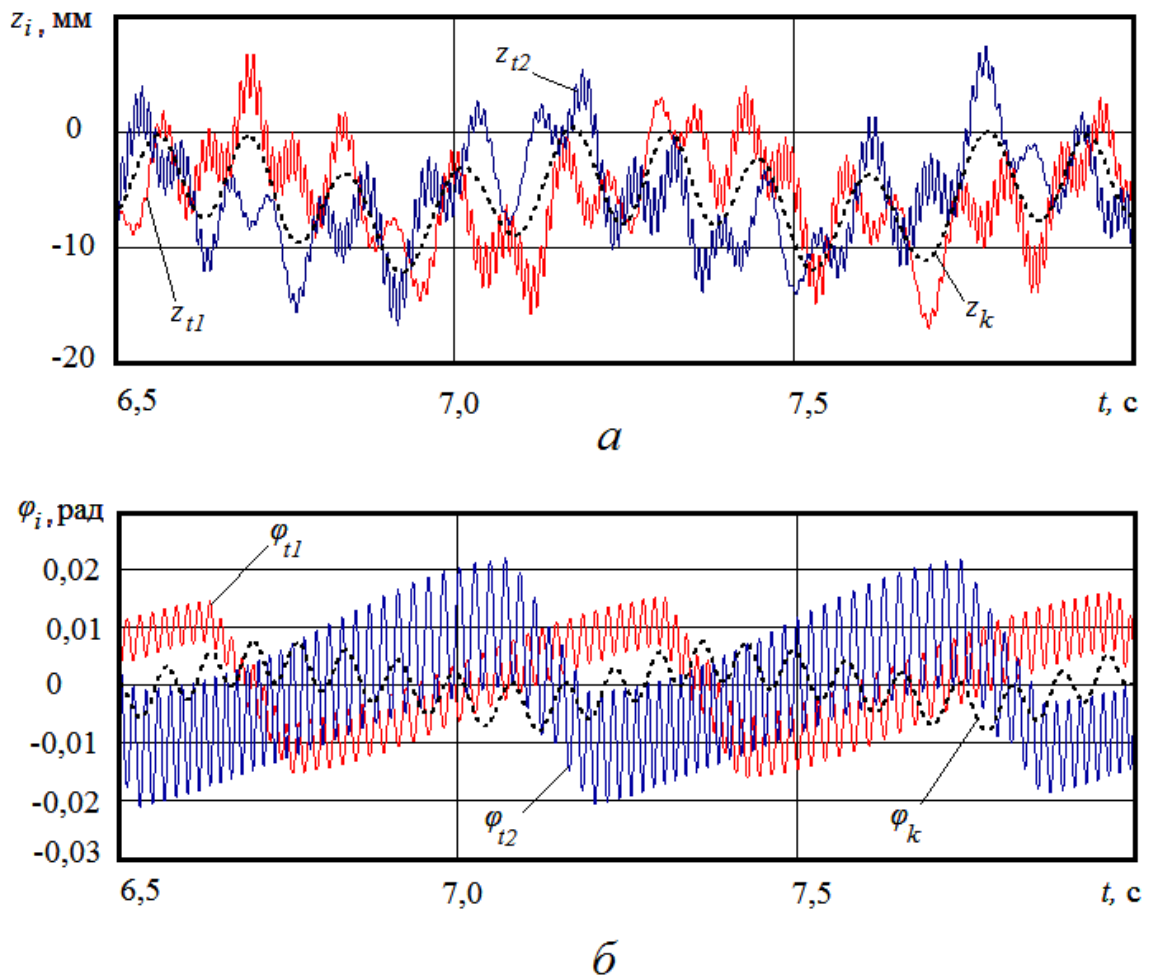


Рис. 5.5. Зависимости вертикальных колебаний во времени: *а* – линейные перемещения кузова и тележек; *б* – повороты кузова и тележек

Из этого рисунка видны признаки наложений на колебания низкой частоты с большой амплитудой колебаний высокой частоты с малыми амплитудами. Анализ показывает, что высокочастотные гармоники колебаний являются следствием наложения колебаний тележек на монорельсе на колебания кузова.

Результаты решения приведены в виде фазовых диаграмм (рис. 5.6), представляющих зависимость скорости парциальных масс тележек и кузова от их соответствующих линейных перемещений. Полученные решения показывают, что после переходного процесса устанавливаются колебания постоянной амплитуды с частотой возмущения.

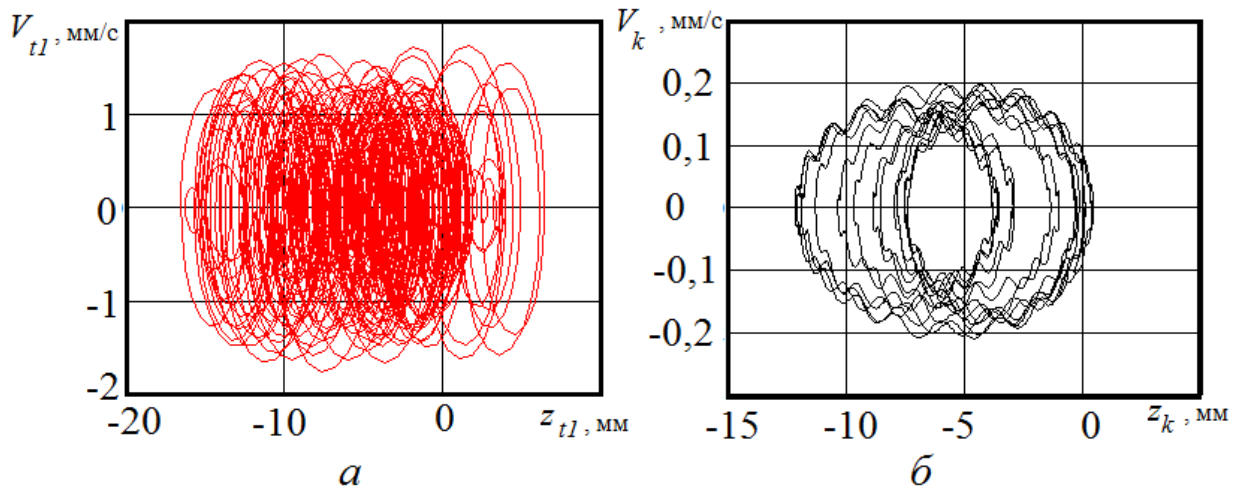


Рис. 5.6. Фазовые диаграммы вертикальных колебаний: *a* – зависимость скорости тележки  $V_{tl}$  от линейного перемещения  $z_{tl}$ ; *б* – зависимость скорости кузова  $V_k$  от линейного перемещения  $z_k$

Следует отметить, что парциальная частота вертикальных колебаний тележки равна

$$\omega_t = \sqrt{c_t / m_t} .$$

Для тележки, если  $m_t = 0,1$  т и  $c_t = 0,67 \cdot 10^7$  Н/м, то ее парциальная частота колебания  $\omega_t = 259$  с<sup>-1</sup>.

Если не учитывать массу тележек и монорельса, то парциальная частота колебаний кузова будет

$$\omega_k = \sqrt{\frac{2c_t c_k}{m_k (c_t + c_k)}}$$

Для кузова с параметрами  $m_k = 8$  т и  $c_m = 3,0 \cdot 10^7$  Н/м парциальная частота  $\omega_k = 37$  с<sup>-1</sup>.

Значения линейных и угловых смещений во время колебаний тележек и кузова в зависимости от скорости движения вагонетки приведены в табл. 5.1. Здесь данные, указанные в числителе, получены для  $m_k = 1$  т, а в знаменателе –  $m_k = 8$  т. При выполнении расчетов скорость движения варьировалась от 1,0 до 5,0 м/с. Первоначально коэффициенты вязкого сопротивления принимались равными нулю и демпфирование в системе первоначально не учитывалось.

Таблица 5.1 – Значения линейных и угловых смещений во время колебаний тележек и кузова для различных скоростей движения

Параметр, размерность	Скорость движения, м/с				
	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
$z_{t1}$ , мм	<u>23,8</u>	<u>23,8</u>	<u>24,2</u>	<u>23,2</u>	<u>23,2</u>
	23,7	20,0	22,4	24,0	25,1
$z_{t2}$ , мм	<u>25,1</u>	<u>20,8</u>	<u>23,7</u>	<u>24,9</u>	<u>24,4</u>
	24,2	22,5	22,1	23,1	24,6
$z_k$ , мм	<u>13,1</u>	<u>12,5</u>	<u>13,6</u>	<u>13,3</u>	<u>13,1</u>
	13,0	12,6	12,6	11,8	13,9
$\varphi_{t1} \cdot 10^{-3}$ , рад	<u>32,0</u>	<u>32,0</u>	<u>37,0</u>	<u>36,0</u>	<u>32,0</u>
	32,0	32,0	37,0	36,0	32,0
$\varphi_{t2} \cdot 10^{-3}$ , рад	<u>38,0</u>	<u>38,0</u>	<u>38,0</u>	<u>43,0</u>	<u>41,0</u>
	38,0	38,0	38,0	43,0	41,0
$\varphi_k \cdot 10^{-3}$ , рад	<u>15,9</u>	<u>15,0</u>	<u>15,8</u>	<u>15,8</u>	<u>16,6</u>
	15,3	15,1	15,1	15,1	15,8

Из табл. 5.1 видно, что в рассматриваемом диапазоне скоростей движения амплитуды колебаний принимают довольно высокие значения. Для экипажа с массой кузова 1 т линейные перемещения  $z_{t1}$  изменяются от 23,2 до 24,2 мм,  $z_{t2}$  – от 20,8 до 25,1 мм,  $z_k$  – от 12,5 до 13,6 мм. Угловые перемещения  $\varphi_{t1}$  варьируются от 0,032 до 0,037 рад,  $\varphi_{t2}$  – от 0,038 до 0,043 рад и  $\varphi_k$  – от 0,015 до 0,017 рад. Увеличение массы кузова до 8 т практически не приводит к существенному изменению угловых перемещений.

В табл. 5.2 показаны значения амплитуд линейных и угловых смещений во время колебаний тележек и кузова с учетом демпфирования. Масса кузова принималась равной 8 т, а скорость движения – 2,0 м/с.

Таблица 5.2 – Значения линейных и угловых смещений во время колебаний тележек и кузова для различных значений коэффициентов вязкого сопротивления подвески монорельса

Параметр, размерность	Коэффициенты вязкого сопротивления $b_t, b_k, \text{кН} \cdot \text{с} / \text{м}$				
	0	0,05	0,2	1,0	2,0
$z_{t1}, \text{мм}$	20,0	$\frac{18,2}{18,7}$	$\frac{15,8}{17,7}$	$\frac{15,0}{16,4}$	$\frac{14,2}{16,1}$
$z_{t2}, \text{мм}$	22,5	$\frac{20,8}{22,5}$	$\frac{18,9}{21,6}$	$\frac{16,9}{19,1}$	$\frac{15,6}{19,0}$
$z_k, \text{мм}$	12,6	$\frac{12,5}{12,6}$	$\frac{12,4}{12,6}$	$\frac{11,9}{12,7}$	$\frac{11,6}{12,5}$
$\varphi_{t1} \cdot 10^{-3}, \text{рад}$	32,0	$\frac{29,0}{32,0}$	$\frac{25,0}{32,0}$	$\frac{23,0}{32,0}$	$\frac{22,0}{32,0}$
$\varphi_{t2} \cdot 10^{-3}, \text{рад}$	38,0	$\frac{31,0}{38,0}$	$\frac{26,0}{38,0}$	$\frac{24,0}{38,0}$	$\frac{23,0}{38,0}$
$\varphi_k \cdot 10^{-3}, \text{рад}$	15,1	$\frac{15,0}{15,1}$	$\frac{14,6}{15,1}$	$\frac{13,1}{15,1}$	$\frac{12,0}{14,9}$

Указанные в числителе амплитуды получены для  $b_t = 0,05 \dots 2,0$ ;  $b_k = 0$ , а в знаменателе –  $b_t = 0$ ;  $b_k = 0,05 \dots 2,0$ . Первый случай соответствует упруго-демпфирующей подвеске монорельса (с ВЗУ) и жесткой подвеске кузова

(без подрессоривания и демпфирования), а второй – жесткой подвеске монорельса и подрессориванию кузова с ВЗУ.

Анализ табл. 5.2 показывает, что увеличение коэффициентов вязкого сопротивления приводит к снижению амплитуд колебаний. Однако их влияние неравнозначно. Для первого случая, когда  $b_t$  принимает значения от 0 до 2,0 кН·с/м, амплитуды линейных перемещений уменьшаются на 9...31%, а угловые – на 21...40%. Для второго случая происходит снижение амплитуд линейных перемещений на 1...16%, а угловые перемещения остаются практически без изменений.

Решение системы (5.4), учитывающей периодические возмущения и изменения жесткости монорельсового пути, позволило установить вертикальные динамические нагрузки, возникающие во время движения ходовых тележек по монорельсу. Графические зависимости изменения функций этих сил во времени показано на рис. 5.7. Здесь силы, действующие на первую по ходу движения тележки, обозначены как  $F_{z1}$ , а на вторую по ходу движения тележку –  $F_{z2}$ .

На рис. 5.7,*а* приведены зависимости сил  $F_{z1}$  и  $F_{z2}$  от времени при  $c_t = 0,67 \cdot 10^7$  Н/м,  $c_k = 3,0 \cdot 10^7$  Н/м, а на рис. 5.7,*б* – при  $c_t = c_k = 3,0 \cdot 10^7$  Н/м. Сравнивая эти зависимости видно, что в первом случае, когда коэффициенты жесткости  $c_t$  и  $c_k$  отличаются, силы  $F_{z1}$  и  $F_{z2}$  имеют более широкий диапазон изменения амплитуд периодических колебаний, чем во втором случае, когда указанные коэффициенты жесткости равны. При этом действующие силы на тележку и монорельс в первом случае превышают значения этих сил более чем в 1,7 раза по сравнению со вторым случаем.

Следует отметить, что приведенные выше зависимости, получены для ходовых тележек, движущихся со скоростью  $V_n$ , равной 4,5 м/с. Выполненные расчеты для других скоростей  $V_n$ , не превышающих указанное значение, показывают, что уменьшая разницу между значениями коэффициентов

жесткости  $c_t$  и  $c_k$ , можно влиять на значения сил  $F_{z1}$  и  $F_{z2}$ , и тем самым, снижать их действие на монорельс, подвеску и крепь горной выработки.

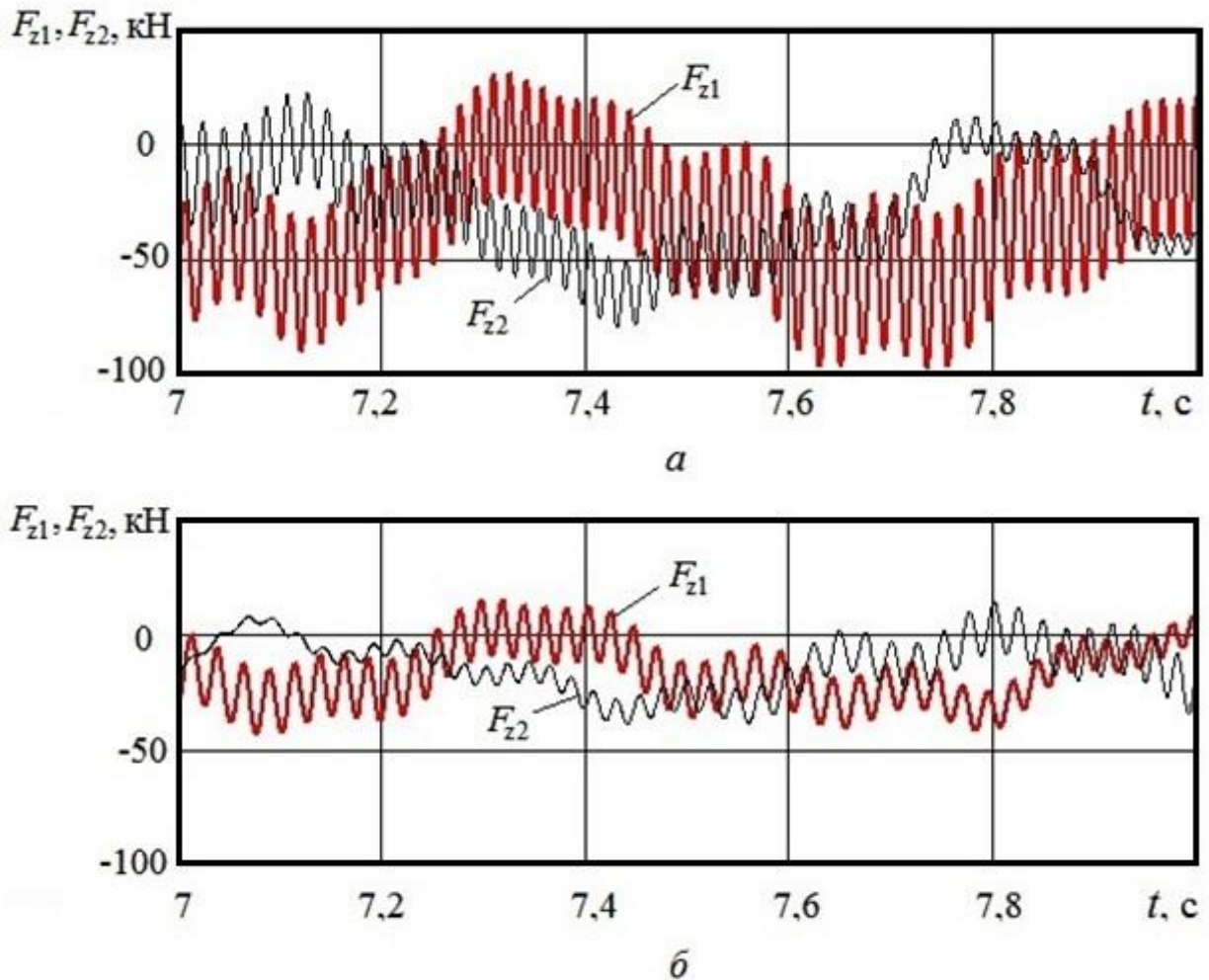


Рис. 5.7. Графические зависимости изменения во времени функций вертикальных сил, возникающих во время движения ходовых тележек по монорельсу: *a* – при  $c_t = 0,67 \cdot 10^7$  Н/м,  $c_k = 3,0 \cdot 10^7$  Н/м; *б* – при  $c_t = c_k = 3,0 \cdot 10^7$  Н/м

Указанное положение может быть достигнуто за счет применения специальных вязкоупругих устройств, устанавливаемых в подвеску монорельсового пути и позволяющих изменять значения коэффициентов жесткости, а также коэффициентов вязкого сопротивления без изменения конструкции подвижного состава, что особенно важно для модернизации суще-



ствующих ПМД, находящихся в эксплуатации в подземных условиях. Разработка подобных устройств и обоснование их параметров приведены далее в разделах 6 и 7.

#### 5.4. Боковые колебания экипажа подвесной монорельсовой дороги

Во время движения ПМД по монорельсу, ее ходовые тележки (рис. 5.8) описывают сложную волнообразную траекторию. Наряду с прямолинейным движением вдоль монорельса они смещаются поперек продольной оси и поворачиваются вокруг вертикальной оси. При этом возникают силы инерции и моменты сил инерции, вызывающие боковое раскачивание подвижного состава монорельсовой дороги, что приводит к необходимости ограничивать скорость движения или увеличивать поперечные сечения и проходы в горных выработках.

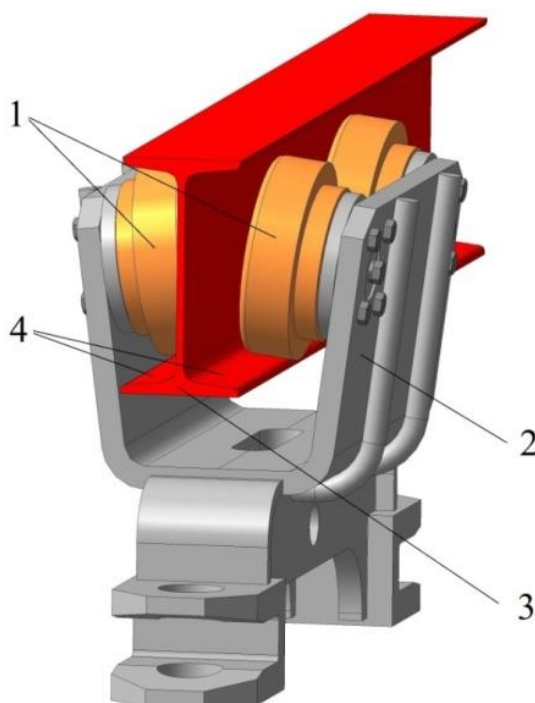


Рис. 5.8. Общий вид расположения ходовой тележки на монорельсе:  
1 – колесная пара (ось разрезная); 2 – корпус тележки; 3 – отрезок монорельса; 4 – направляющие поверхности для качения колесной пары

Подвесной монорельсовый путь кроме прямолинейных участков имеет криволинейные участки. Поэтому сначала рассмотрим движение тележки на прямолинейном участке для двухосной тележки и для экипажа с двумя тележками, а затем особенности их движения по закруглениям.

В общем случае считаем, что тележки имеют одинаковые ходовые колеса. Гироскопические явления, проявляющиеся на скоростях движения более 5 м/с, не учитываем. Исключены из рассмотрения влияние на процесс движения жесткости тележки и монорельса.

Следует отметить, что в линейных системах [26, 152, 252, 290], описывающих движение тележки, дифференциальные уравнения поступательного движения не зависят от уравнений, описывающих виляние и, поэтому, продольное движение возможно не учитывать. При этом уравнения для извилистого движения являются дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами, равными нулю во время движения тележки по прямолинейному монорельсу. Общее решение соответствующих однородных уравнений описывает колебательное движение тележки, а частное решение определяет ее основное движение.

Для двухосной тележки характерно 14 степеней свободы, 7 из которых определяют поступательное перемещение, а оставшиеся – боковые перемещения обеих колесных пар и тележки. Для экипажа, имеющего кузов и две двухосные тележки, характерно 34 степени свободы, где 17 координат определяют боковые перемещения колесных пар, тележек и кузова, углы их виляния, а также бокового раскачивания тележек и кузова.

Рассмотрим сначала движение одиночной колесной пары, катящейся по прямолинейному монорельсу (рис. 5.9). При этом она имеет четыре степени свободы. Две из четырех координат определяют поступательное перемещение, а две другие – боковое перемещение и виляние.

Колесная пара тележек подвижного состава шахтных подвесных монорельсовых дорог имеет разрезную ось. Во время ее движения по прямо-

линейному монорельсу без проскальзывания оба колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью  $\omega_0$ .

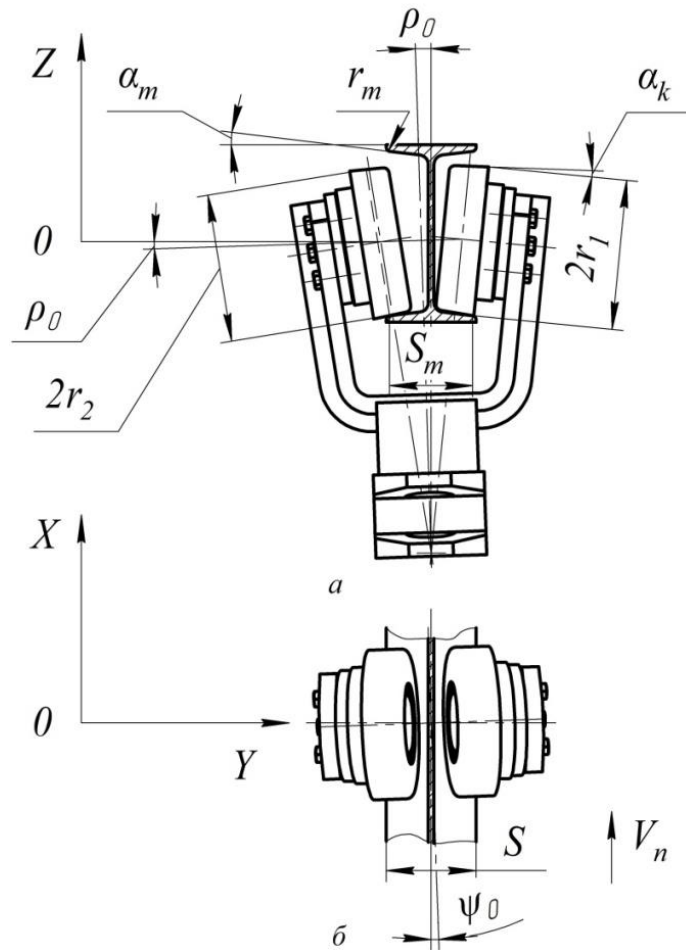


Рис. 5.9. Схема качения колесной пары по монорельсу без проскальзывания: *a* – в плоскости  $ZOY$ ; *б* – в плоскости  $XOY$

В случае неравенства радиусов качения по направляющим полкам монорельса левого и правого колес линейные скорости будут отличаться. На основании этого, ось колесной пары в горизонтальной плоскости будет перемещаться поступательно со скоростью  $V_n$ , поворачиваясь вокруг вертикальной оси на угол  $\psi_0$ . Найдем взаимосвязь между этими параметрами с использованием [26]. При этом

$$d\psi_0 = \frac{r_1 - r_2}{S_m} \omega_0 dx, \quad (5.5)$$

где  $r_1, r_2$  – радиусы качения правого и левого колес, соответственно;

$s_m$  – наименьшее расстояние между окружностями качения с радиусами  $r_1, r_2$ , которое для ходовых тележек, имеющих ширину колес, выступающих за нижнюю полку монорельса и компенсирующих игру колесной колеи (см. рис. 5.9), равно

$$s_m = s - 2r_m(1 - \sin(\alpha_m + \alpha_k));$$

$s$  – ширина нижней полки монорельса;

$r_m$  – радиус сопряжения образующих поверхностей качения и боковых граней нижней полки монорельса;

$\alpha_m$  – угол наклона образующих поверхностей качения монорельса относительно горизонтальной плоскости;

$\alpha_k$  – угол наклона образующих поверхностей качения ходовых колес относительно их оси вращения.

Если ходовые колеса устанавливаются относительно монорельса без компенсации игры колесной колеи, что на практике встречается довольно редко, то параметр  $s_m$  определяется конструкцией тележки. Это объясняется стремлением обеспечить постоянное удельное давление ходовых колес на поверхности качения монорельса при боковом смещении тележки относительно его нижних полок.

В общем случае средний радиус качения колес равен

$$r_c = \frac{1}{2}(r_1 + r_2).$$

Если обозначить  $\Delta r = r_1 - r_2$ , то выражение (5.5) будет

$$\frac{d\psi_0}{dx} = \frac{\Delta r}{s_m r_c} = \frac{1}{R_0},$$

где  $R_0$  – радиус кривизны траектории перемещения центра колесной пары.

Поскольку при проектировании колесной пары и тележки угол  $\psi_0$  допускается небольшой, то можно считать, что

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{1}{R_0}.$$

Отсюда

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\Delta r}{s_m r_c} = 0.$$

Для ходовых конических колес, имеющих ось вращения под углом  $\alpha_m$ , расположенную в вертикальной плоскости, можно считать  $\Delta r = 2\alpha_0 y$ ,

где

$$\alpha_0 = \frac{\sin \alpha_k}{\cos(\alpha_m + \alpha_k)}.$$

Тогда имеем

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{2\alpha_0 y}{s_m r_c} = 0. \quad (5.6)$$

Выражение (5.6) представляет собой линейное однородное уравнение с постоянными коэффициентами. Решение этого уравнения имеет вид

$$y = A \sin \omega_v x + B \cos \omega_v x,$$

где

$$\omega_v = \sqrt{\frac{2\alpha_0}{s_m r_c}}.$$

Учитывая начальные условия, когда при  $x=0$ ,  $y = y_0$  и  $\frac{dy}{dz} = 0$ , найдем траекторию движения колесной пары по прямолинейному монорельсу

$$y = y_0 \cos \omega_v x, \quad (5.7)$$

где  $y_0$  – наибольшее отклонение центра колесной пары от продольной оси монорельса.

Отсюда видно, что траектория движения описывается синусоидальной функцией с длиной волны

$$\lambda_0 = 2\pi / \omega_v.$$

На основании этого получим

$$\lambda_0 = 2\pi \sqrt{\frac{s_m r_c}{2\alpha_0}}. \quad (5.8)$$

Как указывалось выше, во время извилистого движения колесной пары по монорельсу возникают силы инерции. При этом их поперечная составляющая равна центробежной силе

$$H_c = \frac{m_{kp} V_n^2}{R_o} = \frac{2m_{kp} V_n^2}{s_m r_c} \alpha_0 y, \quad (5.9)$$

где  $m_{kp}$  – масса колесной пары.

Следует отметить, что приведенные зависимости (5.6), (5.7) и (5.8) получены для монорельса и колесной пары без отклонений от идеальной формы. Однако на практике часто встречаются различные отклонения геометрических параметров, которые дополнительно влияют на характер движения. Если продольная ось монорельсового пути на прямолинейных участках

имеет отклонения в горизонтальной плоскости  $\delta_y$ , то уравнение (5.6) принимает вид

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{2\alpha_o y}{s_m r_c} = \frac{2\alpha_o \delta_y}{s_m r_c}. \quad (5.10)$$

Решение уравнения (5.10) зависит от собственных колебаний, возникающих во время движения по прямолинейному монорельсу без отклонений от идеальной формы, и вынужденных колебаний, обусловленных действием возмущений в виде отклонений в горизонтальной плоскости. Если отклонения  $\delta_y$  представить как синусоидальную кривую, то имеем

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{2\alpha_o y}{s_m r_c} = \frac{2\alpha_o A_\delta \sin \omega_\delta t}{s_m r_c}, \quad (5.11)$$

где  $A_\delta$  – амплитуда неровности монорельса;

$\omega_\delta$  – частота возмущения.

Отсюда следует, что при определенных соотношениях длины волны извилистого движения колесной пары и длины волны неровности монорельса могут появляться резонансные явления, которые будут сопровождаться резким увеличением амплитуд и снижением плавности хода.

Для тележки, которая имеет две колесные пары, расположенные симметрично относительно середины ее рамы на расстоянии  $l_t$ , длина волны извилистого движения будет описываться выражением

$$\lambda_{0t} = \lambda_0 \sqrt{1 + \frac{4l_t^2}{s_m^2 \alpha_0}}. \quad (5.11)$$

Из выражения (5.11) видно, что повышение  $l_t$  приводит к увеличению длины волны извилистого движения тележки по монорельсу, а повышение  $s_m$  и  $\alpha_0$  – ее снижению.

Рассмотрим движение двухосной тележки по круговым кривым монорельсового пути. Если колесная пара движется по круговой кривой монорельса с радиусом  $R_y$  на небольшой протяженности пути, то  $\delta_y$  можно представить как квадратную параболу

$$\delta_y = \frac{x^2}{2R_y}. \quad (5.12)$$

Подставив выражение (5.12) в уравнение (5.10) получим

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{2\alpha_o y}{s_m r_c} = \frac{\alpha_o x^2}{s_m r_c R_y}.$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$y = A \sin \omega_v x + B \cos \omega_v x + \frac{x^2}{2R_y} - \frac{s_m r_c}{2R_y} \alpha_o. \quad (5.13)$$

Отсюда видно, что движение колесной пары по закруглению происходит с синусоидальными отклонениями. Такое движение приводит к появлению сил инерции в горизонтальной плоскости. Кроме того, в месте контакта колесной пары с монорельсом возникают силы трения и проскальзывание колес относительно поверхностей их качения.

Для расчетной схемы, учитывающей боковые смещения  $y_{t1}, y_{t2}$  и углы виляния тележек  $\psi_{t1}, \psi_{t2}$ , система уравнений будет

$$a_{11} \ddot{z}_k + b_{11} \dot{z}_k + b_{16} \dot{z}_{t1} + b_{18} \dot{z}_{t2} + c_{11} z_k + c_{16} z_{t1} + c_{18} z_{t2} = 0;$$

$$a_{22} \ddot{y}_k + b_{22} \dot{y}_k + b_{23} \dot{\theta}_k + b_{24} (\dot{y}_{t1} + \dot{y}_{t2}) + c_{22} y_k + c_{23} \theta_k + c_{24} (y_{t1} + y_{t2}) = 0;$$

$$a_{33} \ddot{\theta}_k + b_{32} \dot{y}_k + b_{33} \dot{\theta}_k + b_{38} (\dot{y}_{t1} + \dot{y}_{t2}) + c_{32} y_k + c_{33} \theta_k + c_{38} (y_{t1} + y_{t2}) = 0;$$

$$a_{44} \ddot{\phi}_k + b_{44} \dot{\phi}_k + b_{46} \dot{z}_{t1} + b_{48} \dot{z}_{t2} + c_{44} \phi_k + c_{46} z_{t1} + c_{48} z_{t2} = 0;$$



$$\begin{aligned}
& a_{55}\ddot{\psi}_k + b_{55}\dot{\psi}_k + b_{56}(\dot{y}_{t1} - \dot{y}_{t2}) + c_{55}\psi_k + c_{56}(y_{t1} - y_{t2}) = 0; \\
& a_{66}\ddot{z}_{t1} + b_{61}\dot{z}_k + b_{64}\dot{\phi}_k + b_{66}\dot{z}_{t1} + c_{61}z_k + c_{64}\phi_k + c_{66}z_{t1} = \bar{b}_{61}\dot{\eta}_1 + \\
& + \bar{b}_{62}\dot{\eta}_2 + \bar{c}_{61}\eta_1 + \bar{c}_{62}\eta_2; \\
& a_{77}\ddot{\phi}_{t1} + b_{77}\dot{\phi}_{t1} + c_{77}\phi_{t1} = -\bar{b}_{71}\dot{\eta}_1 + \bar{b}_{72}\dot{\eta}_2 - \bar{c}_{71}\eta_1 + \bar{c}_{72}\eta_2; \\
& a_{88}\ddot{z}_{t2} + b_{81}\dot{z}_k + b_{84}\dot{\phi}_k + b_{88}\dot{z}_{t2} + c_{81}z_k + c_{84}\phi_k + c_{88}z_{t2} = \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \\
& + \bar{b}_{83}\dot{\eta}_3 + \bar{c}_{83}\eta_3 + \bar{c}_{84}\eta_4; \\
& a_{99}\ddot{\phi}_{t2} + b_{99}\dot{\phi}_{t1} + c_{99}\phi_{t2} = -\bar{b}_{93}\dot{\eta}_3 + \bar{b}_{94}\dot{\eta}_4 - \bar{c}_{93}\eta_3 + \bar{c}_{94}\eta_4. \\
& a_{101}\ddot{y}_{t1} + b_{101}\dot{y}_{t1} + c_{101}y_{t1} + d_{101}\psi_{t1} + b_{102}\dot{y}_k + c_{102}y_k + b_{103}\dot{\theta}_k + c_{103}\theta_k + \\
& + b_{104}\dot{\psi}_k + c_{104}\psi_k = 0; \\
& a_{111}\ddot{y}_{t2} + b_{111}\dot{y}_{t2} + c_{111}y_{t2} + d_{111}\psi_{t2} + b_{112}\dot{y}_k + c_{112}y_k + b_{113}\dot{\theta}_k + \\
& + c_{113}\theta_k + b_{114}\dot{\psi}_k + c_{114}\psi_k = 0; \\
& a_{121}\ddot{\psi}_{t1} + b_{121}\dot{\psi}_{t1} + c_{121}\psi_{t1} = 0; \\
& a_{131}\ddot{\psi}_{t2} + b_{131}\dot{\psi}_{t2} + c_{131}\psi_{t2} = 0.
\end{aligned}$$

где  $b_{24} = -2b_{ky}$ ;  $b_{38} = 2hb_{ky}$ ;  $b_{56} = l_k b_{ky}$ ;  $c_{24} = -2c_{ky}$ ;

$$c_{38} = 2hc_{ky}; c_{56} = l_k c_{ky};$$

$$a_{101} = a_{111} = m_{t1,2}; a_{121} = a_{131} = J_{tz}; b_{101} = b_{111} = 2\left(\frac{2k_{kr}}{V_n} + b_{ky}\right);$$

$$b_{104} = b_{114} = 2l_k b_{ky}; b_{121} = b_{131} = 4\frac{k_{kr}}{V_n}\left(l_t^2 + \frac{s_m^2}{4}\right);$$

$$c_{101} = c_{102} = c_{111} = c_{112} = 2c_{ky}; c_{103} = c_{113} = -2c_{ky}h;$$

$$c_{104} = c_{114} = 2l_k c_{ky}; c_{121} = c_{131} = 2k_{kr}\frac{\alpha_0 s_m}{r_c}; d_{101} = d_{111} = -4k_{kr};$$

$k_{kr}$  – коэффициент крипа, который для стальных колес радиусом  $r_c$  согласно рекомендациям [26] равен  $k_{kr} = (60\dots 80)\sqrt{F_\mu r_c}$ ;

$F_\mu$  – усилие прижатия колеса к поверхности качения.

Рассмотрим процесс бокового раскачивания ПС, используя двухмассовую модель ПМД, представленную на рис. 5.10. Для этой модели примем следующие обозначения:  $m_1$ — приведенная масса монорельса;  $m_2$ — приведенная масса подвижного состава;  $l_1$ — длина подвески монорельса;  $l_2$ — расстояние от оси подвески монорельса до центра тяжести подвижного состава. Для снижения амплитуды бокового раскачивания подвижного состава к монорельсу на расстоянии от точек подвеса  $h_p$  прикреплены дополнительные упругие связи (растяжки), имеющие коэффициент жесткости  $c_p$  и коэффициент вязкого сопротивления  $b_\delta$ .

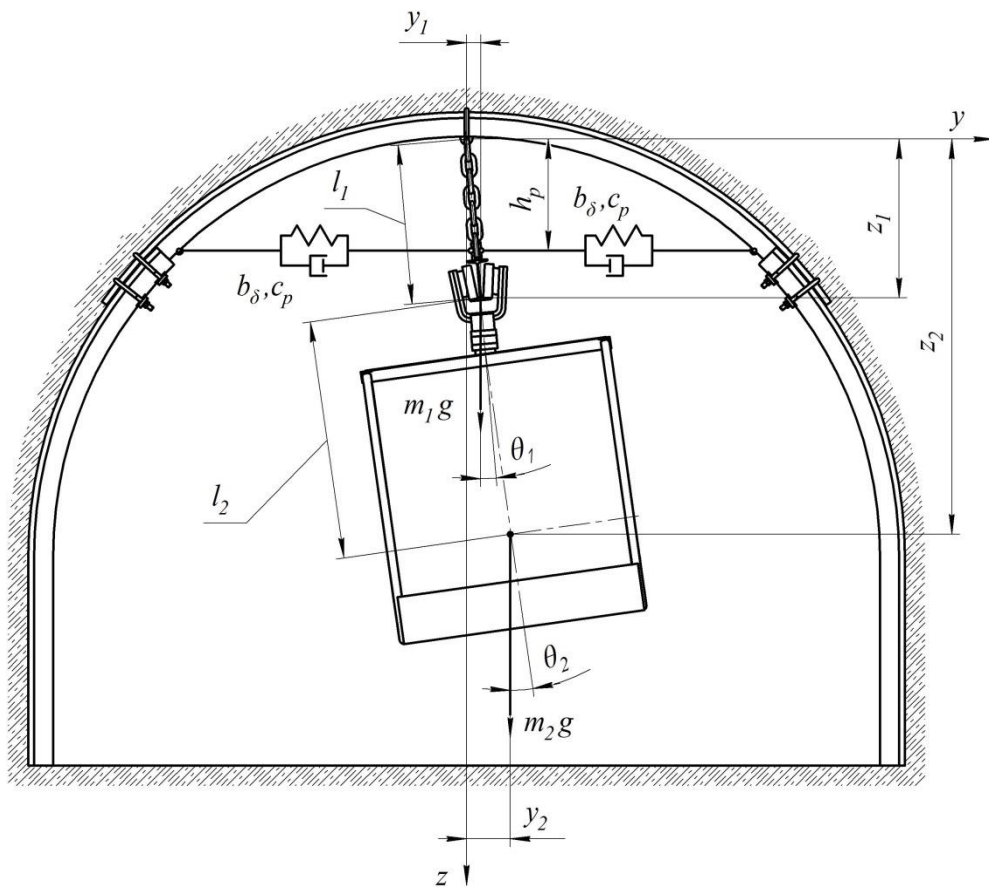


Рис. 5.10. Схема бокового раскачивания подвижного состава в горной выработке

Выберем в качестве обобщенных координат углы отклонения монорельса и кузова подвижного состава от вертикали  $\theta_1$  и  $\theta_2$ , соответственно.

Тогда координаты  $y_1$  и  $z_1$  можно представить

$$\begin{aligned} y_1 &= l_1 \sin \theta_1; \quad z_1 = l_1 \cos \theta_1; \\ \dot{y}_1 &= l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1; \quad \dot{z}_1 = -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1. \end{aligned}$$

Кинетическая энергия монорельса  $m_1$  равна

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 (\dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2);$$

Отсюда для массы  $m_1$ , имеем:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 l_1^2 \dot{\theta}_1^2.$$

Аналогично для кинетической энергии подвижного состава

$$T_2 = \frac{1}{2} m_2 (\dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2);$$

где

$$y_2 = l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2, \quad z_2 = l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2.$$

Тогда

$$T_2 = \frac{1}{2} m_2 (l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)).$$

Кинетическая энергия рассматриваемой механической системы будет

$$\begin{aligned} T &= T_1 + T_2 = \\ &= \frac{1}{2} (m_1 l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + m_2 (l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2))). \end{aligned} \quad (5.14)$$

Установим потенциальную энергию механической системы при ее отклонении на малый угол как сумму потенциальной энергии  $U_m$ , соответствующей силам тяжести масс  $m_1$  и  $m_2$ , а также потенциальной энергии  $U_p$ , соответствующей силам упругости растяжек.

Для монорельса имеем

$$U_1 = -m_1 g z_1 = -m_1 g l_1 \cos \theta_1.$$

Аналогично для ПС

$$U_2 = -m_2 g z_2 = -m_2 g (l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2).$$

Отсюда

$$U_m = U_1 + U_2 = -g(m_1 l_1 \cos \theta_1 + m_2 (l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2)).$$

При повороте системы на угол  $\theta_1$  одна из растяжек удлиняется, а другая укорачивается на длину  $\delta_\theta$ , которая с точностью до величин первого порядка малости будет  $\delta_\theta = h_p \theta_1$ .

Поэтому потенциальная энергия  $U_p$  может быть определена как работа суммарной реакции сил, возникающих при деформации двух растяжек, установленных по обе стороны монорельса

$$U_p = 2 \frac{c_p \delta_\theta^2}{2} = c_p h_p^2 \sin^2 \theta_1.$$

Суммарная потенциальная энергия рассматриваемой механической системы

$$U = U_m + U_p = -g(m_1 l_1 \cos \theta_1 + m_2 (l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2)) + c_p h_p^2 \sin^2 \theta_1. \quad (5.15)$$

Кроме того, при повороте системы возникают моменты сил сопротивлений, соответствующие обобщенным координатам  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  и деформации  $\delta_\theta$ .

Момент сил сопротивлений в точке подвеса монорельсового пути считаем пропорциональным скорости  $\dot{\theta}_1$  и равным

$$M_{\theta_1} = -b_{\theta_1} \dot{\theta}_1,$$

где  $b_{\theta_1}$  – коэффициент, определяющий момент сил сопротивления в точке подвеса.

Аналогично момент сопротивления в точке подвеса кузова будет

$$M_{\theta_2} = -b_{\theta_2} \dot{\theta}_2.$$

Момент сил сопротивлений, соответствующий деформации растяжек, составляет

$$M_\delta = -b_\delta h_p \dot{\theta}_1.$$

Окончательно для функции Лагранжа данной системы имеем:

$$L = T - U = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}m_2 l_2^2 \dot{\theta}_2^2 + m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + (m_1 + m_2)gl_1 \cos\theta_1 + m_2 gl_2 \cos\theta_2 - c_p h_p^2 \sin^2 \theta_1.$$

Используя уравнения Лагранжа, получим нелинейные уравнения колебаний механической системы

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)l_1^2 \ddot{\theta}_1 + m_2 l_1 l_2 \ddot{\theta}_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + \\ + (m_1 + m_2)l_1 g \sin \theta_1 - 2c_p h_p^2 \cos \theta_1 = -b_{\theta_1} \dot{\theta}_1 - b_\delta h_p \dot{\theta}_1; \\ m_2 l_1 l_2 \ddot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) + m_2 l_2^2 \ddot{\theta}_2 - m_2 l_1 l_2 \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + \\ + m_2 l_2 g \sin \theta_2 = -b_{\theta_2} \dot{\theta}_2. \end{cases} \quad (5.16)$$

Для малых колебаний уравнения (5.16) можно упростить:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)l_1^2\ddot{\theta}_1 + m_2l_1l_2\ddot{\theta}_2 + (m_1 + m_2)l_1g\theta_1 - 2c_p h_p^2\theta_1 = -b_{\theta_1}\dot{\theta}_1 - b_{\delta}h_p\dot{\theta}_1; \\ m_2l_1l_2\ddot{\theta}_1 + m_2l_2^2\ddot{\theta}_2 + m_2l_2g\theta_2 = -b_{\theta_2}\dot{\theta}_2. \end{cases}$$

Для рассматриваемой системы малых колебаний без учета демпфирования уравнение частот имеет следующий вид:

$$\begin{vmatrix} c_{11} - a_{11}\omega_{\theta}^2 & c_{12} - a_{12}\omega_{\theta}^2 \\ c_{21} - a_{21}\omega_{\theta}^2 & c_{22} - a_{22}\omega_{\theta}^2 \end{vmatrix} = 0,$$

где  $a_{ij}$  – коэффициенты квадратичной формы при  $i, j = 1, 2$ , связанные с кинетической энергией системы  $T$ , описываемой выражением (5.14);

$c_{ij}$  – коэффициенты квадратичной формы, связанные с потенциальной энергией системы  $U$ , описываемой выражением (5.15);

$\omega_{\theta}$  – частота боковых колебаний системы.

Для малых колебаний из (5.14), (5.15) имеем:

$$\begin{aligned} a_{11} &= (m_1 + m_2)l_1^2; & a_{12} &= m_2l_1l_2; & a_{22} &= m_2l_2^2; \\ c_{11} &= (m_1 + m_2)l_1g - 2c_ph_p^2; & c_{12} &= 0; & c_{22} &= m_2l_2g. \end{aligned}$$

Отсюда уравнение частот будет

$$(a_{11}a_{22} - a_{12}^2)\omega_{\theta}^4 - (a_{11}c_{22} + a_{22}c_{11} - 2a_{12}c_{12})\omega_{\theta}^2 + c_{11}c_{22} - c_{12}^2 = 0$$

или

$$\begin{aligned} m_1l_1^2l_2\omega_{\theta}^4 - \left[ (m_1 + m_2)l_1^2g + l_2 \left( (m_1 + m_2)l_1g - 2c_ph_p^2 \right) \right] \omega_{\theta}^2 + \\ + \left[ (m_1 + m_2)l_1g - 2c_ph_p^2 \right] g = 0. \end{aligned}$$

Полученное выражение является биквадратным уравнением частот.

Корнями этого уравнения являются

$$\omega_{\theta 1} = \sqrt{\frac{1}{2(1-\mu_{\theta}^2)}(n_{\theta 1}^2 + n_{\theta 2}^2) - \sqrt{(n_{\theta 1}^2 + n_{\theta 2}^2)^2 - 4n_{\theta 1}^2 n_{\theta 2}^2 (1-\mu_{\theta}^2)}};$$

$$\omega_{\theta 2} = \sqrt{\frac{1}{2(1-\mu_{\theta}^2)}(n_{\theta 1}^2 + n_{\theta 2}^2) + \sqrt{(n_{\theta 1}^2 + n_{\theta 2}^2)^2 - 4n_{\theta 1}^2 n_{\theta 2}^2 (1-\mu_{\theta}^2)}},$$

где

$$n_{\theta 1}^2 = \frac{(m_1 + m_2)l_1 g + 2c_p h_p}{(m_1 + m_2)l_1^2}; \quad n_{\theta 2}^2 = \frac{g}{l_2}; \quad \mu_{\theta}^2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2}.$$

Полученные выражения учитывают влияние действия растяжек для закрепления монорельсового пути. В случае отсутствия растяжек, что характерно для его протяженных прямолинейных участков, необходимо принимать

$$n_{\theta 1}^2 = \frac{(m_1 + m_2)g}{(m_1 + m_2)l_1}.$$

Введем обозначения коэффициентов, характеризующих соотношения масс и длин элементов системы колебаний

$$\mu_m = \frac{m_2}{m_1} \text{ и } \mu_l = \frac{l_2}{l_1}.$$

На рис. 5.11 приведены графики зависимости частот  $\omega_{\theta 1} = f(\mu_l)$  и  $\omega_{\theta 2} = f(\mu_l)$  для различных значений длины подвеса монорельсового пути  $l_1$  и коэффициентов  $\mu_m$ . Из этих графиков видим, что с увеличением длины подвеса от 0,1 м до 0,4 м первая и вторая частоты колебаний уменьшаются более чем в 2 раза. С ростом значений  $\mu_l$  от 0 до 4 наблюдается снижение

частоты  $\omega_{\theta 1}$ , а с дальнейшим повышением  $\mu_l$  эта частота практически не изменяется.

Аналогичный процесс происходит с частотой  $\omega_{\theta 2}$  – при увеличении значений  $\mu_m$  в диапазоне от 0,1 до 100,0 частоты снижаются. Однако для первой частоты снижение составляет не более 10%, а для второй – более чем в 2 раза.

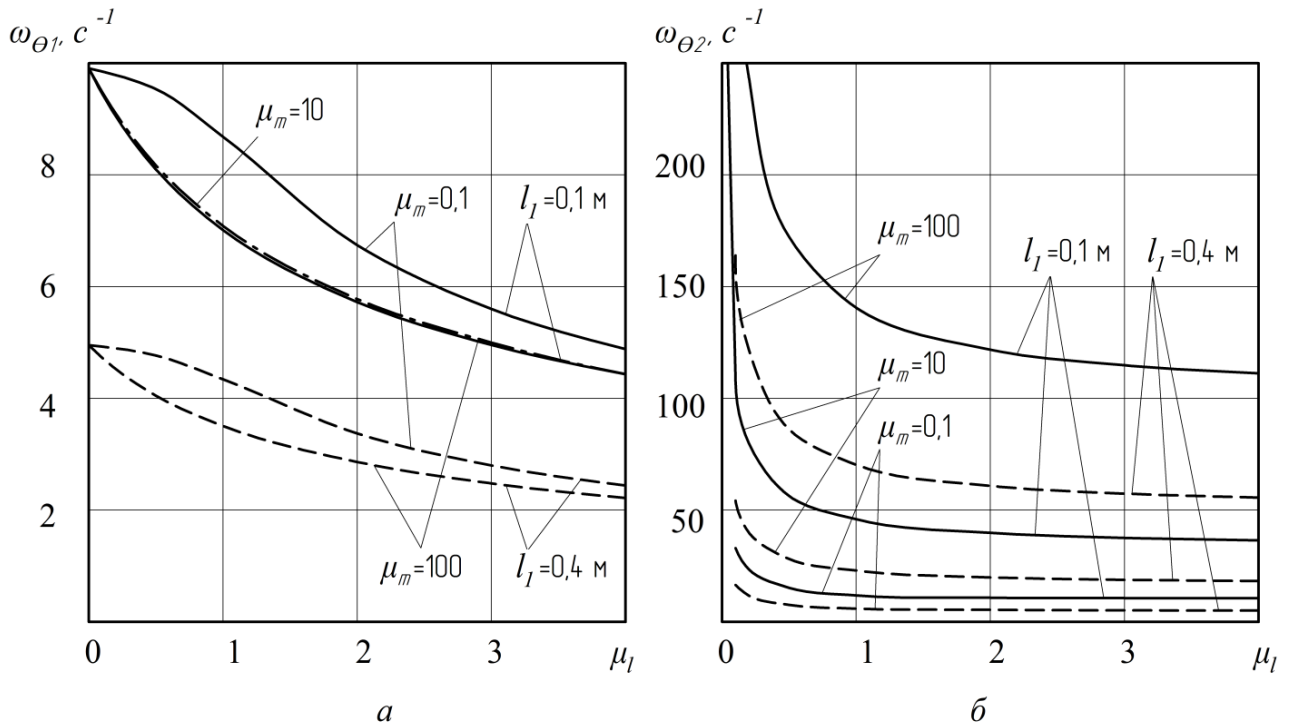


Рис. 5.11. Графические зависимости:  $a - \omega_{\theta 1} = f(\mu_l)$  и  $b - \omega_{\theta 2} = f(\mu_l)$

Зависимости  $\omega_{\theta 1} = f(\mu_m)$  и  $\omega_{\theta 2} = f(\mu_m)$  при различных значениях длины подвеса монорельсового пути  $l_1$  приведены на рис. 5.11. Из графиков следует, что длина  $l_1$  существенно влияет на частоты. Для  $l_1 = 0,1$  м первые частоты при  $\mu_m$  равном не более 100 изменяются от 9,9 до 7,0  $\text{с}^{-1}$ , для  $l_1 = 0,4$  м – от 4,2 до 3,6  $\text{с}^{-1}$ , а для  $l_1 = 1,0$  м – от 2,8 до 2,2  $\text{с}^{-1}$ .

На рис. 5.12 видно, что для первых частот с увеличением коэффициента  $\mu_m$  наблюдается снижение  $\omega_{\theta 1}$ , а для вторых – увеличение  $\omega_{\theta 2}$ . Так с



увеличением коэффициента  $\mu_m$  в диапазоне от 0,1 до 10,0 первые частоты снижаются и с дальнейшим ростом  $\mu_m$  практически не изменяются. Вторые частоты наоборот увеличиваются и достигают своего предела при  $\mu_m$  равном более 100.

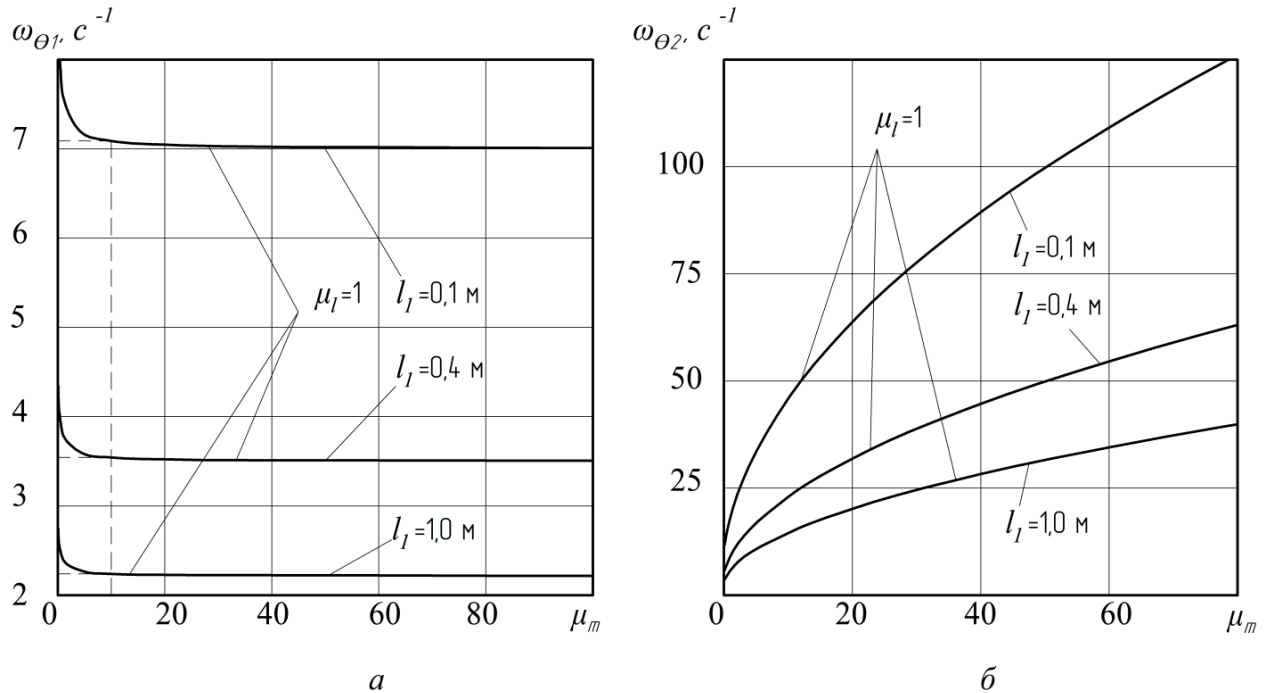


Рис. 5.12. Графические зависимости:  $a - \omega_{\theta_1} = f(\mu_m)$  и  $b - \omega_{\theta_2} = f(\mu_m)$

Для исследования бокового раскачивания во время движения экипажа по подвесному монорельсу воспользуемся методом численного решения Рунге-Кутты четвертого порядка точности с применением пакета прикладных программ Mathcad.

На рис. 5.13,  $a, b$  приведены графики колебаний подвесного монорельсового пути и экипажа при  $m_1 = 1,0$  т;  $m_2 = 1$  т;  $l_1 = 0,4$  м;  $l_2 = 0,8$  м;  $h_p = 0,35$  м и для начальных условий  $\theta_1(t=0) = 0$ ;  $\theta_2(t=0) = 0,1$  рад;  $\dot{\theta}_1(t=0) = 0$ ;  $\dot{\theta}_2(t=0) = 0$ . Коэффициенты вязкого сопротивления, определяющие моменты сил сопротивления в опорах подвески монорельса, принимались равными  $b_{\theta_1} = b_{\theta_2} = 0,025$  Н·м·с.

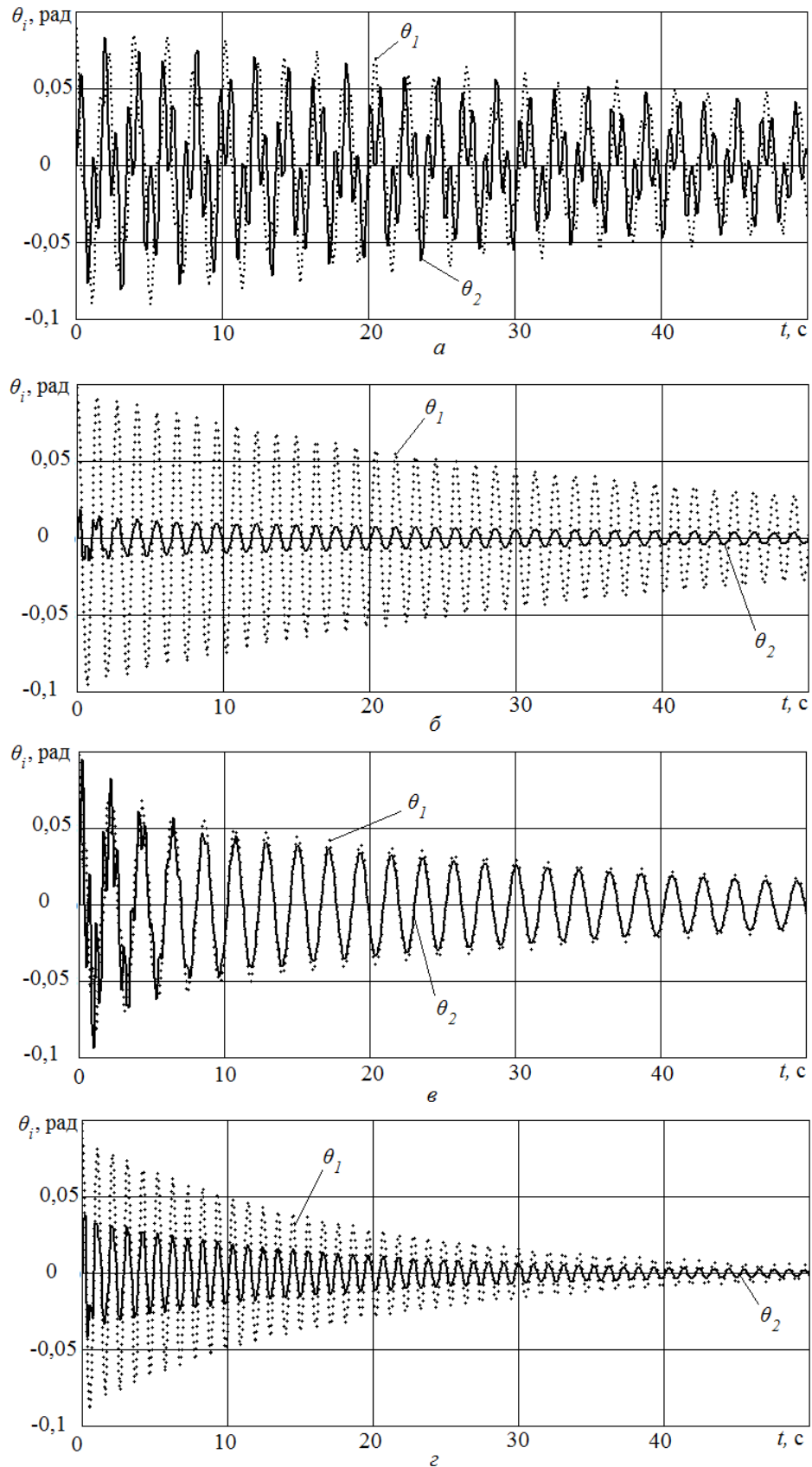


Рис. 5.13. Графики изменения амплитуд бокового раскачивания моно-рельса и экипажа во времени: *a*, *в* – закрепление без растяжек; *б*, *г* – для закрепления с растяжками (при  $c_p = 500$  кН/м)

Из этих рисунков видно, что использование растяжек позволяет более чем в 3 раза уменьшить амплитуду бокового раскачивания монорельса и снизить период затухания не менее чем в 2 раза. Зависимости, указанные на рис. 5.13, в, г, получены при тех же входящих параметрах, но масса экипажа  $m_2$  принималась равной 4,0 т. В этом случае колебания затухают более интенсивно, но в начальный период амплитуда колебания монорельса  $\theta_2$  принимает более высокие значения, в 1,5 раза выше, чем при  $m_2 = 1$  т.

В результате моделирования установлено, что в системе происходят биения, связанные с циклическим переходом энергии от раскачивающегося экипажа к подвесному монорельсовому пути. Существуют ситуации, когда во время прекращения бокового раскачивания экипажа амплитуда бокового колебания подвесного пути начинает увеличиваться до своего максимума, после чего она начинает затухать, но при этом начинает нарастать амплитуда колебаний экипажа. Низкочастотные колебания экипажа вызывают высокочастотные колебания монорельсового пути.

Следует отметить, что ПМД могут иметь жесткое крепление монорельсового пути непосредственно к верхнякам крепи горной выработки. Однако при жесткой фиксации монорельсового пути возможно боковое смещение тележек относительно поперечной оси. Рассмотрим подобную модель подвесного состава и тележки (рис. 5.14), которая представляет собой двухмассовую механическую систему, свободные колебания которой описываются двумя обобщенными координатами  $y$  – поперечное смещение тележки относительно монорельса по горизонтали и  $\varphi$  – угол отклонения продольной оси кузова подвижного состава от вертикали. Обозначим приведенную массу тележки  $m_t$ , приведенную массу кузова  $m_k$  и расстояние от точек подвеса до центра масс кузова  $l$ .

Составим уравнения, описывающие колебательные процессы тележки и кузова, возникающие во время бокового раскачивания подвижного состава.

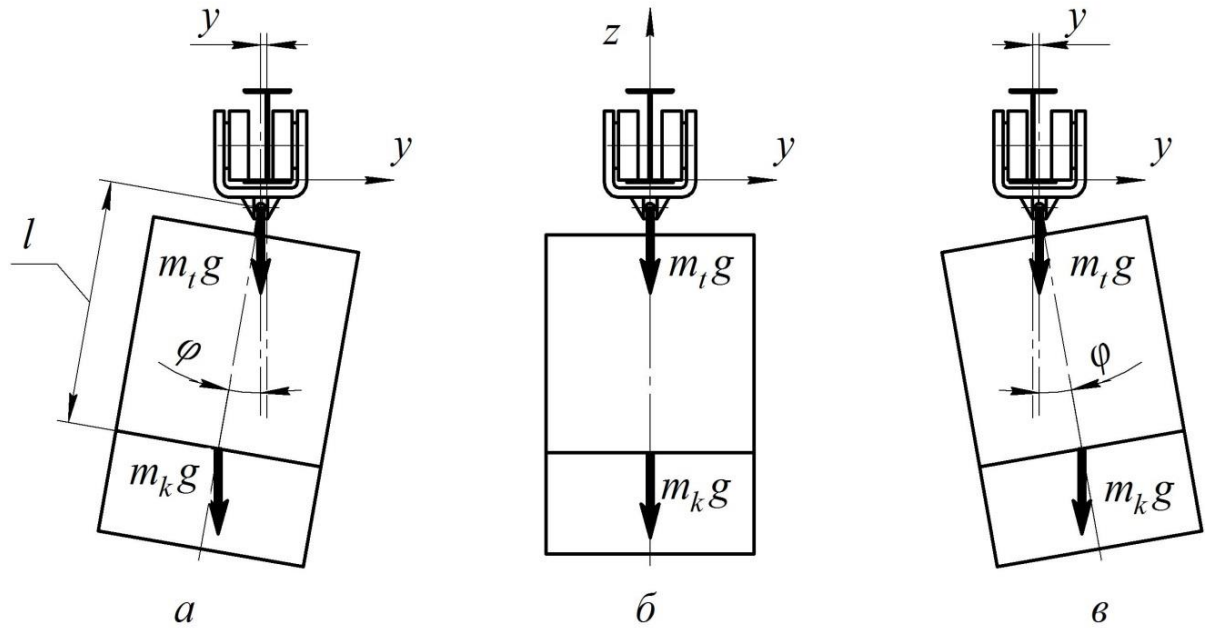


Рис. 5.14. Расчетная схема расположения подвесного состава и тележки на монорельсе: *а, в* – во время движения; *б* – в покое

Кинетическая энергия этой системы равна  $T = T_t + T_k$  где  $T_t$  – кинетическая энергия тележки,  $T_k$  – кинетическая энергия кузова.

Поскольку тележка во время движения может смещаться вдоль оси  $Y$ , то для нее

$$T_t = \frac{1}{2} m_t \dot{x}^2. \quad (5.19)$$

Кузов совершает поступательное движение вдоль оси  $X$  и поворачивается относительно тележки на угол  $\varphi$ . Поэтому его скорость определяется  $\vec{v}_k = \vec{v}_t + \vec{v}_{kw}$ , где  $\vec{v}_t$  – скорость смещения тележки, модуль которой равен  $\dot{y}$  ;  
 $\vec{v}_{kw}$  – скорость вращательного движения кузова относительно тележки, соответственно модуль которой  $v_{kw} = l \cdot \dot{\varphi}$ .

Используя теорему косинусов

$$v_k^2 = v_t^2 + v_{kw}^2 - 2v_k \cdot v_{kw} \cos(\pi - \varphi) = \dot{y}^2 + l^2 \dot{\varphi}^2 + 2\dot{y} \cdot \dot{\varphi} \cdot l \cos \varphi.$$

Тогда

$$T_k = \frac{1}{2} m_k v_k^2 = \frac{1}{2} m_k (\dot{y}^2 + l^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + 2\dot{y} \cdot \dot{\varphi} \cdot l \cos \varphi). \quad (5.20)$$

С учетом (5.19) и (5.20) кинетическая энергия всей системы будет

$$T = \frac{m_t \dot{y}^2}{2} + \frac{m_k}{2} (\dot{y}^2 + l^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + 2\dot{y} \cdot \dot{\varphi} \cdot l \cos \varphi).$$

Работа сил тяжести на виртуальном перемещении  $\delta \vec{y}$ , оставляя неизменной обобщенную координату  $\varphi$ , составляет

$$\delta A_x = m_t \vec{g} \cdot \delta \vec{y} + m_k \vec{g} \cdot \delta \vec{y}.$$

Поскольку угол между  $\vec{g}$  и  $\delta \vec{y}$  прямой, то  $\delta A_x = 0$ . Следовательно, обобщенная сила  $Q_y$ , совершающая эту работу, равна нулю.

Соответственно работа сил тяжести на виртуальном перемещении  $\varphi$ , оставляя неизменной обобщенную координату  $\delta \vec{y}$ , будет

$$\delta A_\varphi = m_k \vec{g} \cdot \delta \vec{r}_k = m_k g \cdot \delta r_k \cos(\pi/2 + \varphi),$$

где  $\delta r_k = l \cdot \delta \varphi$ .

Тогда

$$\delta A_\varphi = m_k g l \cdot \sin(\varphi) \cdot \delta \varphi.$$

Обобщенная сила, соответствующая этой координате, равна

$$Q_\varphi = -m_k g l \sin \varphi.$$

Составим уравнения Лагранжа в виде

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y;$$

$$\frac{d}{dt}[(m_t + m_k)\dot{y} + m_k l \dot{\varphi} \cos \varphi] = 0; \quad (5.21)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi;$$

$$\frac{d}{dt} (m_k l^2 \dot{\varphi} + m_k l \dot{y} \cos \varphi) - (-m_k l \dot{y} \dot{\varphi} \sin \varphi) = -m_k g l \sin \varphi.$$

Полученные уравнения (5.21) приведем к системе

$$\begin{cases} (m_t + m_k)\ddot{y} + m_k l \cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} = m_k l \dot{\varphi}^2 \sin \varphi; \\ m_k \cos \varphi \ddot{y} + m_k l \ddot{\varphi} = -m_k g \sin \varphi. \end{cases} \quad (5.22)$$

На рис. 5.15 представлено решение системы уравнений (5.22) для следующих значений параметров:  $m_t = 5000$  кг,  $m_k = 1342$  кг,  $l = 0,4$  м при начальных условиях  $\varphi_0 = 0,026$ ;  $y_0 = 0$ ;  $\dot{\varphi}_0 = 0$  и  $\dot{y}_0 = 0$ .

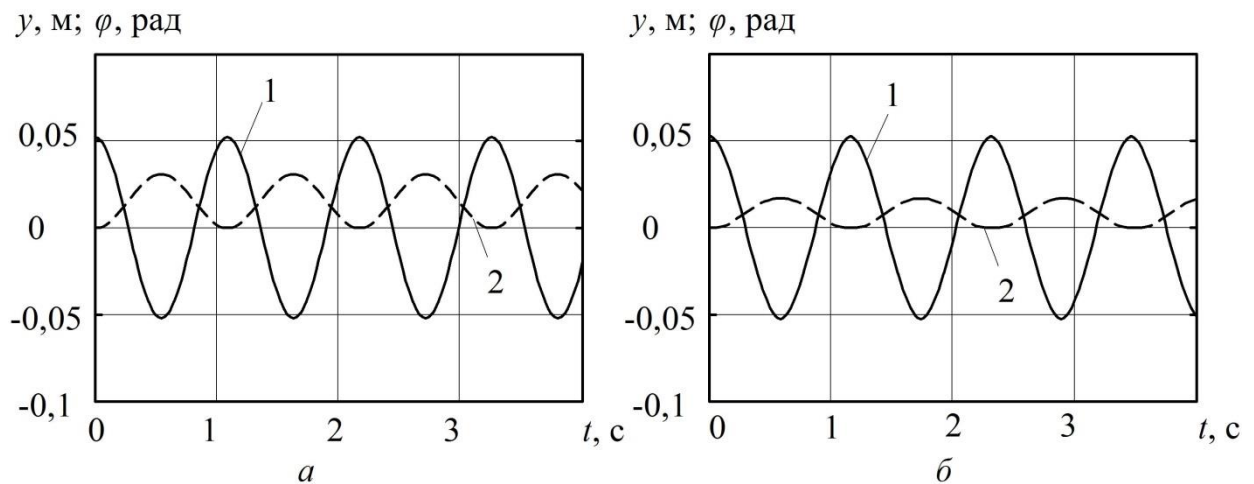


Рис. 5.15. Графики функций 1 –  $\varphi = f(t)$ ; 2 –  $y = f(t)$ : а – при  $m_k = 1340$  кг;  
б –  $m_k = 340$  кг

Из графиков, приведенных на рис. 5.15 видно, что отклонение кузова на угол 0,05 рад приводит к максимальному смещению тележки на 25 мм для  $m_k = 1342$  кг, а для  $m_k = 342$  кг – 14 мм. Расчеты показывают, что с увеличе-

нием длины подвеса кузова  $l$  с 0,4 до 1,0 м смещения тележки составляют 75 и 40 мм, соответственно. При этом примерно в 1,5 раза увеличивается период колебаний тележки и кузова.

Следует отметить, что для уменьшения бокового раскачивания ПС целесообразно применение специальных устройств на ходовых тележках, ограничивающих игру колеи ПМД, обоснование параметров и конструкция которых приведено далее в разд. 7.

### 5.5. Продольная динамика подвесной монорельсовой дороги

Во время движения ПС в режиме тяги и торможения возникают как растягивающие, так и сжимающие силы, направленные вдоль монорельса и приводящие к продольным колебаниям ПМД. Возникающие при этом динамические нагрузки передаются на монорельсовый путь через тележки и сцепки, позволяющие удерживать подвесные экипажи на определенном расстоянии друг от друга. Кроме этого продольные нагрузки воспринимают элементы экипажа и перевозимый груз. Через подвеску монорельсового пути эти нагрузки передаются и на крепь горной выработки.

Расчетная схема ПМД как системы тел, связанных между собой упругими связями, приведена на рис. 5.16.

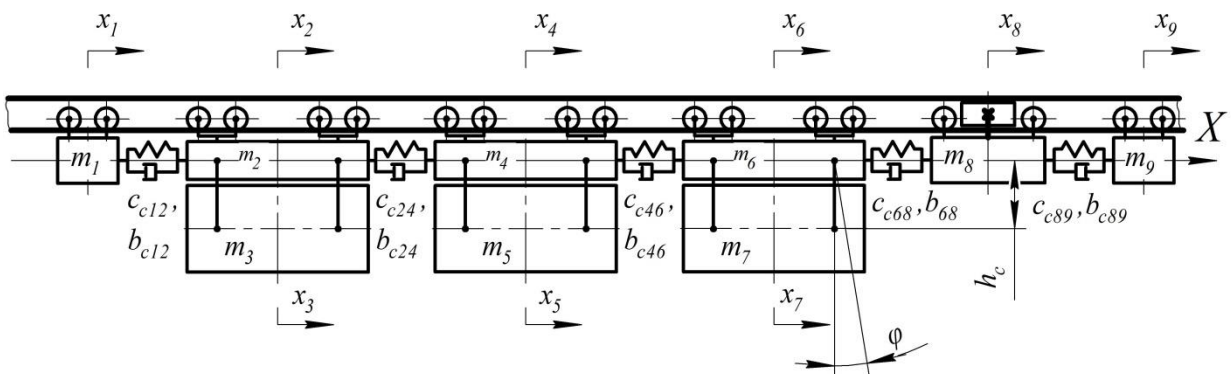


Рис. 5.16. Расчетная схема продольных колебаний ПС

На этой схеме обозначено:

$m_1, m_9$  – приведенные массы тормозных тележек;

$m_2, m_4, m_6$  – массы ходовых тележек с приведенной массой частью сцепки;

$m_3, m_5, m_7$  – приведенные массы подвесных элементов экипажа с учетом массы груза;

$m_8$  – приведенная масса тягового устройства;

$h_c$  – расстояние между центрами масс тележек и подвесных элементов экипажа;

$c_{c12}, b_{c12}$  – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления сцепки, установленной между массами  $m_1$  и  $m_2$ ;

$c_{c24}, b_{c24}$  – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления сцепки между массами  $m_2$  и  $m_4$ ;

$c_{c46}, b_{c46}$  – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления сцепки, установленной между массами  $m_4$  и  $m_6$ ;

$c_{c68}, b_{c68}$  – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления сцепки, установленной между массами  $m_6$  и  $m_8$ ;

$c_{c89}, b_{c89}$  – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления сцепки, установленной между массами  $m_8$  и  $m_9$ , соответственно.

Первоначально рассмотрим колебания ПС в продольной плоскости, когда монорельсовый путь жестко зафиксирован. Моменты инерции вращающихся колес ходовых тележек и тягового устройства не учитываем ввиду их малости. Зазоры в соединениях подвесных экипажей считаем равными нулю. Диссипативные силы, действующие в сцепках, полагаем равными пропорционально скорости их деформации.

Используя принцип Даламбера, уравнения движения рассматриваемой системы в момент торможения будут



$$\left\{ \begin{array}{l}
m_1 \ddot{x}_1 + T_{q1}(t) + c_{c12}(x_1 - x_2) + b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\
m_2 \ddot{x}_2 - c_{c12}(x_1 - x_2) - b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{c24}(x_2 - x_4) + b_{c24}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + \\
+ \frac{m_3 g}{h_c}(x_2 - x_3) = 0; \\
\ddot{x}_3 - \frac{g}{h_c}(x_2 - x_3) = 0; \\
m_4 \ddot{x}_4 - c_{c24}(x_2 - x_4) - b_{c24}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4) + c_{c46}(x_4 - x_6) + b_{c46}(\dot{x}_4 - \dot{x}_6) + \\
+ \frac{m_5 g}{h_c}(x_4 - x_5) = 0; \\
\ddot{x}_5 - \frac{g}{h_c}(x_4 - x_5) = 0; \\
m_6 \ddot{x}_6 - c_{c46}(x_4 - x_6) - b_{c46}(\dot{x}_4 - \dot{x}_6) + c_{c68}(x_6 - x_8) + b_{c68}(\dot{x}_6 - \dot{x}_8) + \\
+ \frac{m_7 g}{h_c}(x_6 - x_7) = 0; \\
\ddot{x}_7 - \frac{g}{h_c}(x_6 - x_7) = 0; \\
m_8 \ddot{x}_8 - c_{c68}(x_6 - x_8) - b_{c68}(\dot{x}_6 - \dot{x}_8) + c_{c89}(x_8 - x_9) + b_{c89}(\dot{x}_8 - \dot{x}_9) + \\
+ F_q(t) = 0; \\
m_9 \ddot{x}_9 - c_{c89}(x_8 - x_9) - b_{c89}(\dot{x}_8 - \dot{x}_9) + T_{q2}(t) = 0,
\end{array} \right. \quad (5.25)$$

где  $x_1, x_2, \dots, x_9$  – продольные перемещения соответствующих приведенных масс ПМД;

$F_q(t), T_{q1}(t), T_{q2}(t)$  – тормозные силы, создаваемые тяговым устройством и тормозными тележками, соответственно.

Уравнения колебаний, возникающих в момент пуска подвесной моно-рельсовой дороги, имеют аналогичный вид, но при этом необходимо тормозное усилие тормозных тележек считать равным нулю, а вместо тормозной силы тягового устройства требуется учитывать его тяговое усилие, но с обратным знаком. Требуемые значения указанных усилий и количество устройств, необходимых для их реализации, устанавливается функциональными возможностями шахтной подвесной монорельсовой дороги и ее тяговыми расчетами [82, 193].

Реализуемые значения тормозных усилий зависят от конструкции тормозных устройств и не являются постоянными величинами, а изменяются во времени  $t$ . Согласно [152, 193] тормозное усилие, развиваемое  $i$ -м устройством монорельсовой дороги во время торможения, можно записать  $T_{qi}(t) = T_{\max} (1 - e^{-\varepsilon t})$ , где  $T_{\max}$  – максимальное усилие, развиваемое тормозным устройством, пропорциональное коэффициенту трения, усилию прижатия тормозных колодок к монорельсу, а также коэффициенту трения между колодками и монорельсом;  $\varepsilon$  – коэффициент, обратный постоянной времени тормозной системы, учитывающей ее быстрдействие. Указанная постоянная времени согласно «Правилам безопасности...» ограничивается временем нарастания тормозного усилия, которое должно быть не более 0,4 с. Отсюда следует, что  $\varepsilon = 2,5$ .

После остановки, когда скорость движения монорельсовой дороги принимает нулевое значение, возникающие продольные усилия в сцепках уравновешиваются тормозными усилиями. В общем случае для тормозной тележки должно быть

$$T_{q1}(t) \geq c_{12}(x_2 - x_1) + b_{c12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1).$$

Если для каждого тормозного устройства это условие выполняется, то после окончания торможения возможны продольные затухающие колебания, обусловленные силами упругости сцепок. Если условие не выполняется, то во время торможения возможны кратковременные остановки и дальнейшее движение.

Численное решение системы (5.25) во время торможения получено с использованием метода Рунге-Кутты и приведено на рис. 5.17. Указанные графические зависимости построены для одинаковых сцепок, имеющих значения коэффициентов  $c_c = 3,0$  кН/м и  $b_c = 0,3$  кН·с/м при  $m_1 = m_6 = m_9 = 0,2$  т;  $m_2 = 2,0$  т;  $m_3 = m_5 = m_8 = 8,0$  т;  $m_4 = 1,0$  т;  $m_7 = 1,0$  т;  $c_c = 800$  кН/м;  $b_c = 5$  кН·с/м;  $h_c = 1$  м и начальной скорости движения ПС, равной 4 м/с.

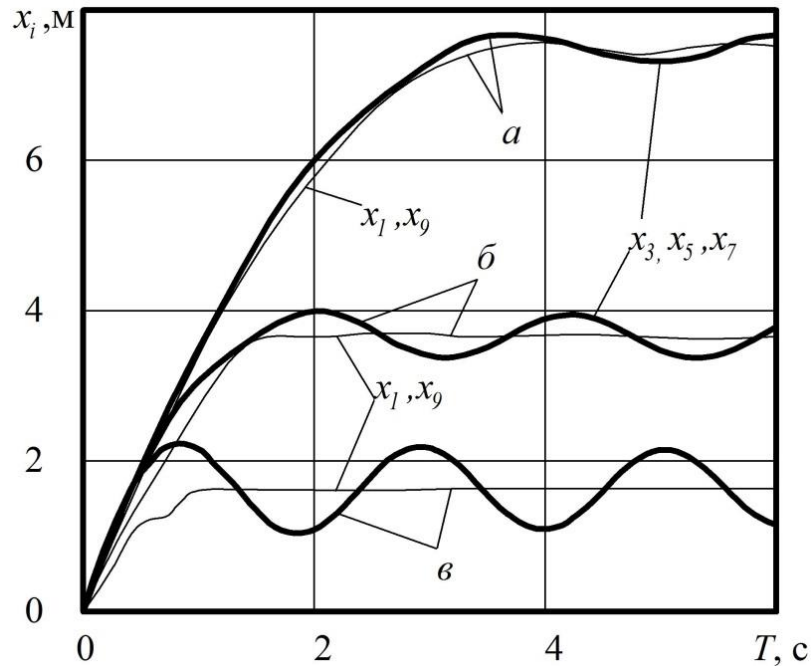


Рис. 5.17. Графические зависимости движения ПМД во времени: *a* –  $T_{q1}(t) = 30$  кН,  $T_{q9}(t) = 0$ ; *б* –  $T_{q1}(t) = T_{q9}(t) = 30$  кН; *в* –  $T_{q1}(t) = T_{q9}(t) = F_{q2}(t) = F_{q8}(t) = 30$  кН

Результаты численного решения показывают, что во время торможения ПМД, приведенные массы тележек  $m_1, m_2, m_4, m_6, m_8$  и  $m_9$  имеют практически одинаковые мгновенные значения тормозного пути. Аналогично приведенные массы подвесных элементов подвижного состава  $m_3, m_5$  и  $m_7$  принимают довольно близкие мгновенные значения  $x_3, x_5$  и  $x_7$ .

Однако массы тележек и подвесных элементов ПС за равные промежутки времени проходят разные отрезки тормозного пути. Причем, с увеличением тормозного усилия эта разница становится ощутимее. Для случая, когда тормозит одна тележка с усилием  $T_{\max} = 30$  кН, разница составляет до 0,17 м. При этом место расположения тормозной тележки в начале или конце подвижного состава практически не влияет на указанное отклонение и тормозной путь. Если в торможении участвуют две тележки, каждая из которых располагается в начале и конце ПС, то разница достигает 0,37 м. Для

случая, когда в торможении участвуют четыре тележки, установленные парно в начале и конце ПС, отклонение составляет до 0,65 м.

На рис. 5.18 приведены зависимости изменения скорости движения во время двумя тормозными тележками с усилиями  $T_{q1}(t) = T_{q9}(t) = 30$  кН.

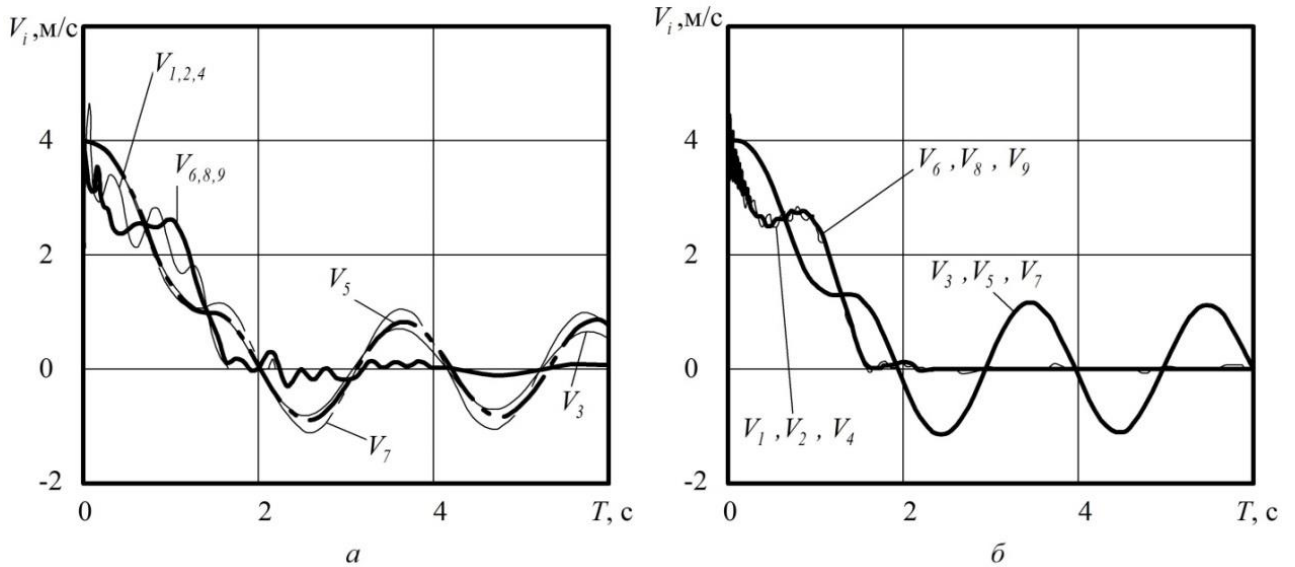


Рис. 5.18. Зависимости изменения скорости движения подвесной мосторельсовой дороги во время торможения при:  $a - c_c = 800$  кН/м;

$b - c_c = 8000$  кН/м

Из рис. 5.18, $a$  видно, что движение разных частей подвижного состава носит колебательный характер, происходит с разными мгновенными скоростями и после остановки тележек проекции векторов скорости могут периодически менять знак и принимать отрицательные значения. Причем максимумы значений амплитуд колебаний скоростей  $V_3, V_5$  и  $V_7$  принимают разные значения. При увеличении коэффициента жесткости сцепки до  $c_c = 8000$  кН/м и более (рис. 5.18, $b$ ) эти максимумы совпадают, и снижение скоростей движения происходит более равномерно. Однако при этом сохраняется колебательный характер их изменения.

Как показывают расчеты, существенное влияние на колебания скорости в начальный момент торможения оказывает коэффициент сил вязкого

сопротивления сцепок. Повышение коэффициента до  $b_c = 50$  кН·с/м приводит к снижению амплитуды колебаний скоростей. Для уменьшения колебаний составных частей подвесной монорельсовой дороги, достаточно увеличивать значение  $b_c$  только сцепок тормозных тележек, что позволяет практически не усложнять конструкцию ПС.

Приведенные выше зависимости изменения скорости движения ПМД во время торможения получены для  $h_c = 1$  м. Указанное расстояние является предельным по условию вписывания ПС в габаритные размеры по высоте горной выработки.

Расчеты, проведенные для разного количества единиц ПС показывают, что для групп, имеющих близкие приведенные массы, а также коэффициенты  $c_c$  и  $b_c$ , характер колебаний определяется, главным образом, усилиями  $F_q(t)$ ,  $T_q(t)$  и жесткостью сцепок устройств, реализующих эти усилия. Поэтому для ПМД, имеющих однородные единицы ПС и сцепки, расчетная схема продольных колебаний может быть представлена в упрощенном виде (рис. 5.19). Подобный случай имеет место, когда монорельсовой дорогой перевозится крупногабаритный груз, например – секция механизированной крепи массой до 32 т.

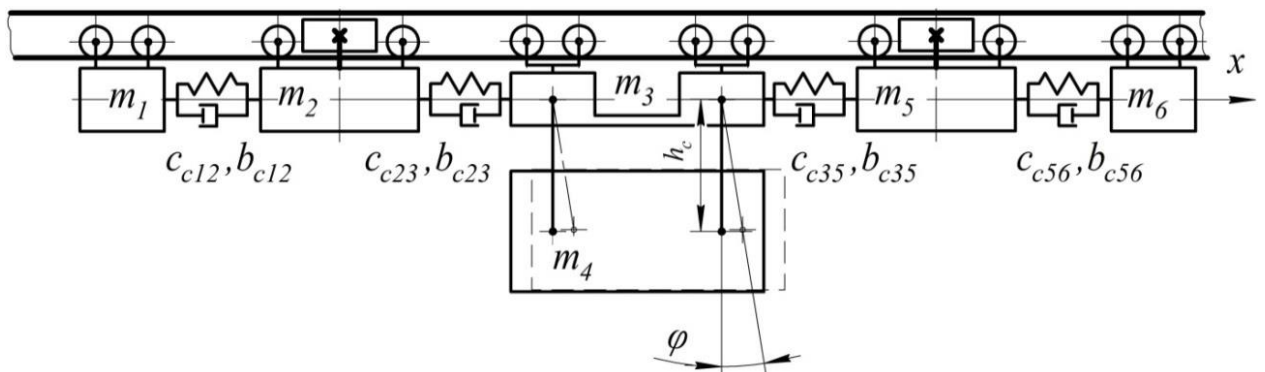


Рис. 5.19. Расчетная схема продольных колебаний крупногабаритного груза, перевозимого ПМД

На этой схеме принято, что в состав ПМД входит два тяговых устройства и обозначено:  $m_1, m_6$  – приведенные массы тормозных тележек;  $m_2, m_5$  – приведенные массы тяговых устройств;  $m_3$  – приведенная масса ходовых тележек (грузоподъемной балки);  $m_4$  – приведенная масса груза, подвешенная под грузоподъемной балкой. Остальные обозначения приняты аналогично схеме, приведенной на рис. 5.16.

Тогда уравнения движения продольных колебаний крупногабаритного груза, перевозимого ПМД, будут

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + T_{q1}(t) + c_{c12}(x_1 - x_2) + b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{c12}(x_1 - x_2) - b_{c12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_{c23}(x_2 - x_3) + b_{c23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \\ + F_q(t) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_{c23}(x_2 - x_3) - b_{c23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_{c35}(x_3 - x_5) + b_{c35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + \\ + \frac{m_4 g}{h_c}(x_3 - x_4) = 0; \\ \ddot{x}_4 - \frac{g}{h_c}(x_3 - x_4) = 0; \\ m_5 \ddot{x}_5 - c_{c35}(x_3 - x_5) - b_{c35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + c_{c56}(x_5 - x_6) + b_{c56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + \\ + F_q(t) = 0; \\ m_6 \ddot{x}_6 - c_{c56}(x_5 - x_6) - b_{c56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6) + T_{q6}(t) = 0. \end{cases} \quad (5.26)$$

При составлении дифференциальных уравнений (5.26) учтено, что каждое тяговое устройство располагается между тормозной и ходовой тележками. Для случая, когда тяговые устройства располагаются рядом, уравнения имеют аналогичный вид, но включают дополнительные слагаемые, учитывающие реализацию тяговых или тормозных усилий.

Численное решение уравнений (5.26) получено с использованием пакета прикладных программ Mathcad и приведено на рис. 5.20. Здесь приняты следующие значения входящих параметров:  $m_1 = m_6 = 0,2$  т;  $m_2 = m_5 = 2,0$  т;  $m_3 = 3,0$  т;  $F_q(t) = 10$  кН;  $T_q(t) = 30$  кН;  $h_c = 1$  м;  $c_c = 300$  кН/м;  $b_c = 0,3$  кН·с/м и  $V = 4$  м/с.

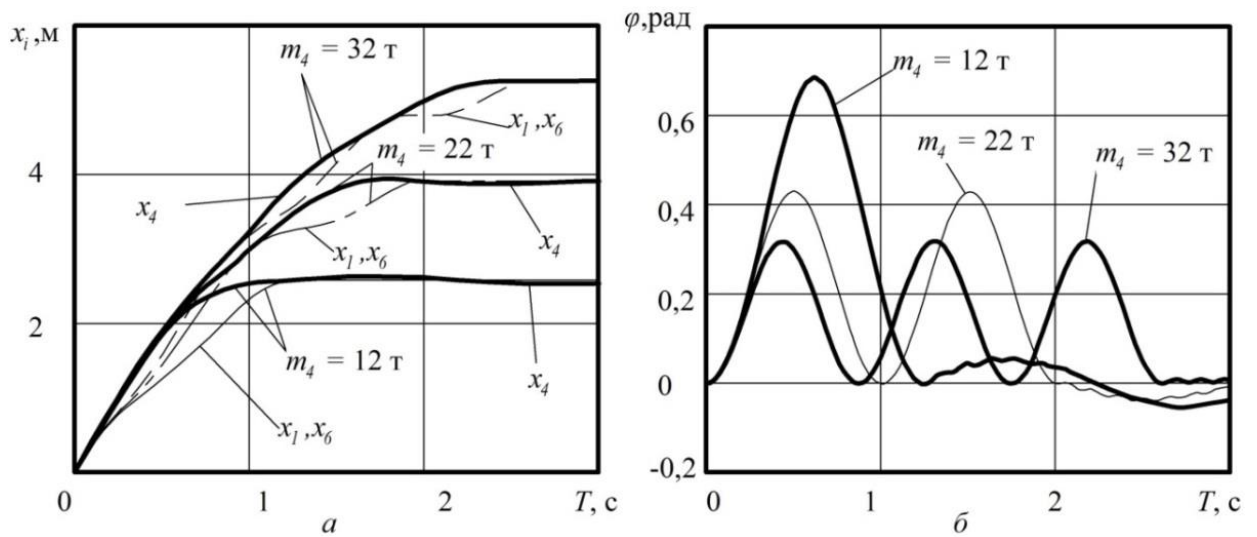


Рис. 5.20. Зависимости изменения координат составных частей подвесной монорельсовой дороги во время торможения:  $a - x_i = f(t)$ ;  $b - \varphi = f(t)$

Приведенные на рис. 5.20,  $a$  графические зависимости построены для подвижного состава, перевозящего грузы массой  $m_4$  от 12 до 32 т. Эти графики указывают на неравномерный характер перемещения составных частей подвижного состава вдоль продольной оси монорельса во время торможения. Если массы  $m_1, m_2, m_3, m_5, m_6$ , относящиеся к тележкам, имеют одинаковые соответствующие мгновенные значения  $x_1, x_2, x_3, x_5, x_6$ , то мгновенные значения  $x_4$  подвешенной массы  $m_4$  отличаются от них. После остановки состава масса  $m_4$  может совершать затухающие колебания, раскачиваясь вокруг точек подвеса относительно вертикали на угол  $\varphi$  (рис. 5.20,  $b$ ), изменяясь от -0,05 до 0,65 рад. С увеличением массы  $m_4$  амплитуда этих колебаний снижается. Так при  $m_4 = 22$  т наибольший угол  $\varphi$  составляет 0,42 рад, а при  $m_4 = 12$  т – не более 0,32 рад.

Неравномерность перемещений составных частей ПМД приводит к продольным деформациям сцепок. В зависимости режима работы и от зна-

чения масс ПС они испытывают напряжения растяжения или сжатия. Функции продольных динамических сил, которые возникают в результате деформации сцепок, запишем в следующем виде

$$F_{p12}(t) = c_{c12}(x_2 - x_1) + b_{c12}(x_2 - x_1);$$

$$F_{p23}(t) = c_{c23}(x_3 - x_2) + b_{c23}(x_3 - x_2);$$

$$F_{p35}(t) = c_{c35}(x_5 - x_3) + b_{c35}(x_5 - x_3);$$

$$F_{p56}(t) = c_{c56}(x_6 - x_5) + b_{c56}(x_6 - x_5).$$

При обозначении функций продольных сил приняты индексы, в соответствии с индексами масс, соединенных между собой сцепками.

Графики изменения этих сил во время торможения состава с массой перевозимого груза 32 т и одинаковыми сцепками приведены на рис. 5.21.

Из рис. 5.21,а видно, что наибольшего значения 49,7 кН достигают продольные силы  $F_{p23}(t)$  и  $F_{p35}(t)$ . Первая возникает в сцепке между тележками с массами  $m_2$  и  $m_3$ , а вторая – в сцепке между тележками с массами  $m_3$  и  $m_5$ . При этом действующие силы в сцепках превышают значение прикладываемого тормозного усилия тормозных тележек в 1,6 раза. С увеличением коэффициентов сил вязкого сопротивления до 50 кН·с/м (рис. 5.21,б) действующие наибольшие продольные силы составляют 41,3 кН, что в 1,4 раза больше тормозного усилия.

Действие сил  $F_{p12}(t)$  и  $F_{p23}(t)$  приводит к деформации растяжения сцепок, а  $F_{p35}(t)$  и  $F_{p56}(t)$  – к их сжатию. Поскольку рассматриваемая подвесная монорельсовая дорога имеет одинаковые тормозные тележки и тяговые устройства, расположенные в начале и конце состава, то соответствующие продольные силы принимают равные по модулю мгновенные значения, но с различными знаками.



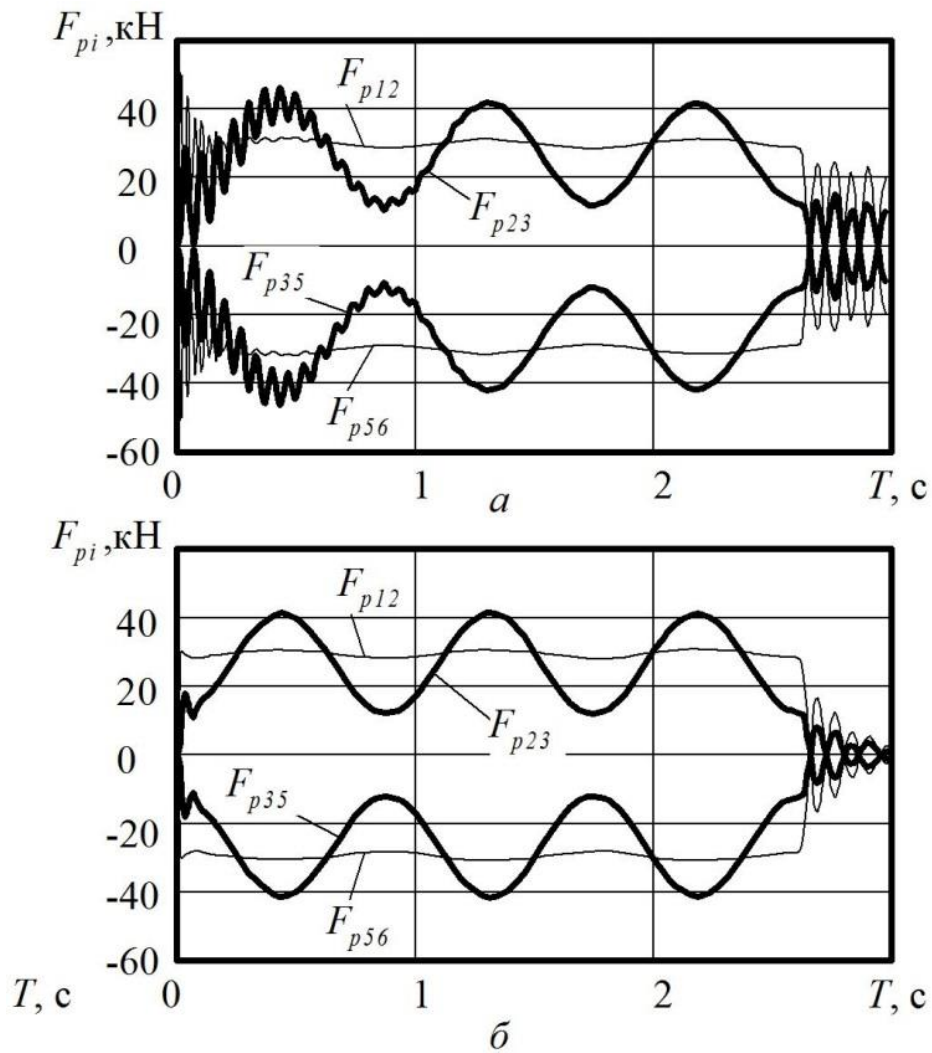


Рис. 5.21. Графические зависимости изменения функций продольных сил, действующих в сцепках во время торможения:  $a - b_c = 0,3 \text{ кН}\cdot\text{с}/\text{м}$ ;  $b - b_c = 50 \text{ кН}\cdot\text{с}/\text{м}$

Полученные зависимости колебаний ПС продольной плоскости относятся к случаю, когда монорельсовый путь жестко зафиксирован. Рассмотрим случай, когда монорельсовый путь свободно подвешен к верхнякам арочной крепи горной выработки (рис. 5.22) и во время торможения на своих подвесках длиной  $l_c$  может смещаться в продольной плоскости. При этом оси подвесок отклоняются от вертикали на угол  $\vartheta_\varphi$ .

Поскольку во время торможения ПС приведенные массы тележек имеют одинаковые мгновенные значения перемещений, а их собственная масса значительно меньше массы монорельса, то расчетная схема ПМД мо-

жет быть представлена в виде системы с двумя степенями свободы, где  $m_1$  – приведенная масса монорельса с приведенной к нему массой тележек;  $m_2$  – приведенная масса подвесной части состава. Углы  $\vartheta_\varphi$  и  $\varphi$  являются обобщенными координатами рассматриваемой системы.

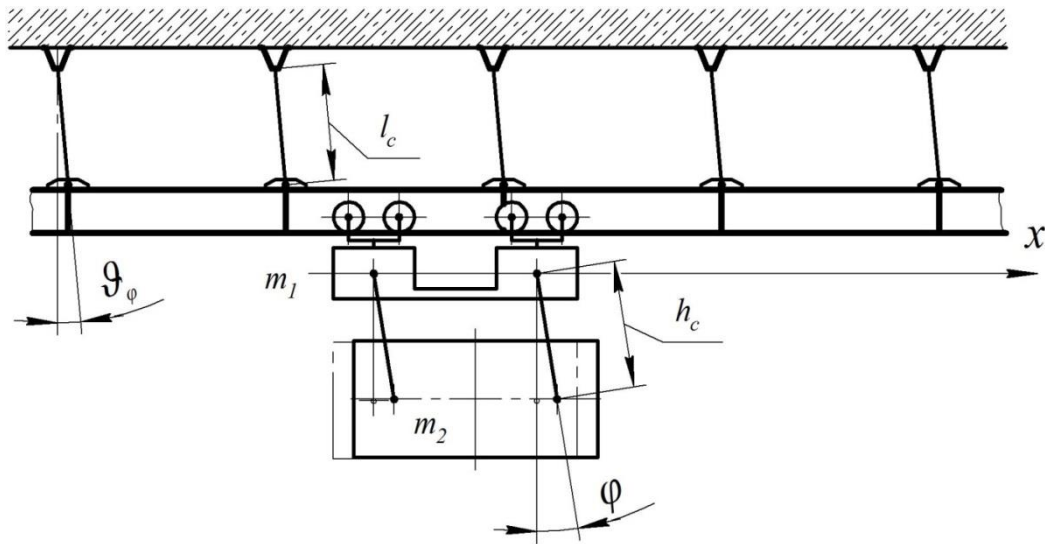


Рис. 5.22. Схема продольных колебаний монорельсового пути и подвесной части подвижного состава

Уравнение частот главных колебаний будет

$$\begin{vmatrix} c_{11} - a_{11}\omega_\varphi^2 & c_{12} - a_{12}\omega_\varphi^2 \\ c_{21} - a_{21}\omega_\varphi^2 & c_{22} - a_{22}\omega_\varphi^2 \end{vmatrix} = 0,$$

где  $\omega_\varphi$  – частота продольных колебаний;

$a_{ij}$  – коэффициенты квадратичной формы (при  $i, j = 1, 2$ ), соответствующие кинетической энергии рассматриваемой системы, равной

$$T = \frac{1}{2} (c_{11}\dot{q}_1^2 + 2a_{12}q_1q_2 + c_{22}\dot{q}_2^2);$$

$\dot{q}_i$  – обобщенная скорость системы ( $i = 1, 2$ );

$c_{ij}$  – коэффициенты квадратичной формы (при  $i, j = 1, 2$ ), соответствующие потенциальной энергии системы, которая

$$U = \frac{1}{2}(c_{11}q_1^2 + 2c_{12}q_1q_2 + c_{22}q_2^2);$$

$q_i$  – обобщенная координата системы ( $i = 1, 2$ ).

Частоты главных колебаний рассматриваемой системы во время торможения будут иметь вид, аналогичный частотам бокового раскачивания подвижного состава, найденным в разд. 5.3.

Тогда частоты главных колебаний монорельсового пути и подвесной части подвижного состава во время торможения будут

$$\omega_{\varphi 1} = \sqrt{\frac{n_{\varphi 1}^2 + n_{\varphi 2}^2 - \sqrt{(n_{\varphi 1}^2 + n_{\varphi 2}^2)^2 - 4n_{\varphi 1}^2 n_{\varphi 2}^2 (1 - \mu_{\varphi}^2)}}{2(1 - \mu_{\varphi}^2)}};$$

$$\omega_{\varphi 2} = \sqrt{\frac{n_{\varphi 1}^2 + n_{\varphi 2}^2 + \sqrt{(n_{\varphi 1}^2 + n_{\varphi 2}^2)^2 - 4n_{\varphi 1}^2 n_{\varphi 2}^2 (1 - \mu_{\varphi}^2)}}{2(1 - \mu_{\varphi}^2)}}.$$

где

$$n_{\varphi 1}^2 = \frac{g}{l_c}; \quad n_{\varphi 2}^2 = \frac{g}{h_c}; \quad \mu_{\varphi}^2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2}.$$

Графическая зависимость главных частот колебаний системы  $\omega_{\varphi 1}$ ,  $\omega_{\varphi 2}$  от расстояния  $h_c$  при различной высоте подвески монорельсового пути изображена на рис. 5.23,а. Указанные зависимости приведены для случая, когда  $m_1 = 0,5$  т;  $m_2 = 8,0$  т.

Графики показывают, что с увеличением  $h_c$  первая и вторая частоты снижаются, достигая своих наименьших значений, когда  $h_c \geq 1$  м. При  $l_c = 0,1$  м наименьшее значение частоты  $\omega_{\varphi 1}$  составляет около  $28 \text{ с}^{-1}$ ,  $\omega_{\varphi 2} - 32 \text{ с}^{-1}$  и разница между ними составляет не более 15 %. При  $l_c = 1,0$  м наименьшее

значение частоты  $\omega_{\varphi 1}$  приближается к  $14 \text{ с}^{-1}$ , а  $\omega_{\varphi 2} - 12 \text{ с}^{-1}$ . В этом случае разница между указанными значениями первых и вторых частот также не превышает 15%.

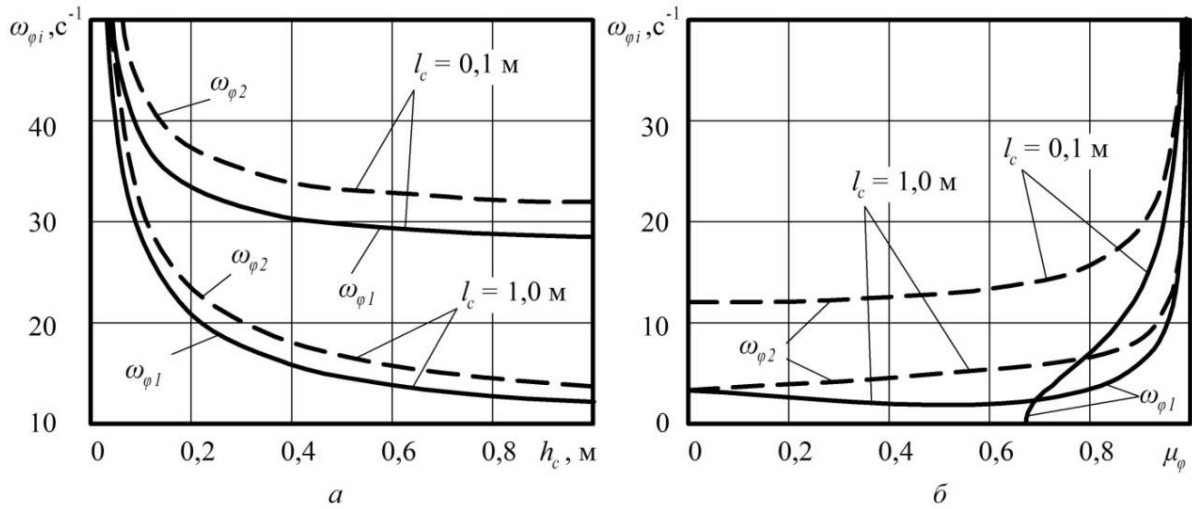


Рис. 5.23. Зависимости изменения главных частот колебаний системы:

$$a - \omega_{\varphi i} = f(h_c); \quad б - \omega_{\varphi i} = f(\mu_{\varphi})$$

На рис. 5.23,б показаны зависимости изменения главных частот колебаний от коэффициента  $\mu_{\varphi}$ , полученные для подвижного состава, имеющего  $h_c = 1 \text{ м}$ . Из графиков видно, что с повышением  $\mu_{\varphi}$  первая и вторая частоты колебаний системы увеличиваются, стремясь к своему максимуму при  $\mu_{\varphi} = 1$ .

Графические зависимости изменения главных частот колебаний системы от массы подвесной части подвижного состава приведены на рис. 5.24.

Из этих рисунков видно, что для малых масс  $m_1 = 0,8 \text{ т}$  при  $h_c = 0,1 \text{ м}$  с повышением  $m_2$  первая и вторая частоты довольно интенсивно увеличиваются. При  $h_c = 1,0 \text{ м}$  с повышением  $m_2$  первая и вторая частоты вначале интенсивно уменьшаются, а затем при  $m_2 \geq 2,0$  – стабилизируются. Для  $m_1 = 32,0 \text{ т}$ , когда  $h_c = 0,1 \text{ м}$ , с увеличением  $m_2$  главные частоты  $\omega_{\varphi 1}$  и  $\omega_{\varphi 2}$

практически не изменяются, но при  $h_c = 1,0$  м происходит их резкое снижение.

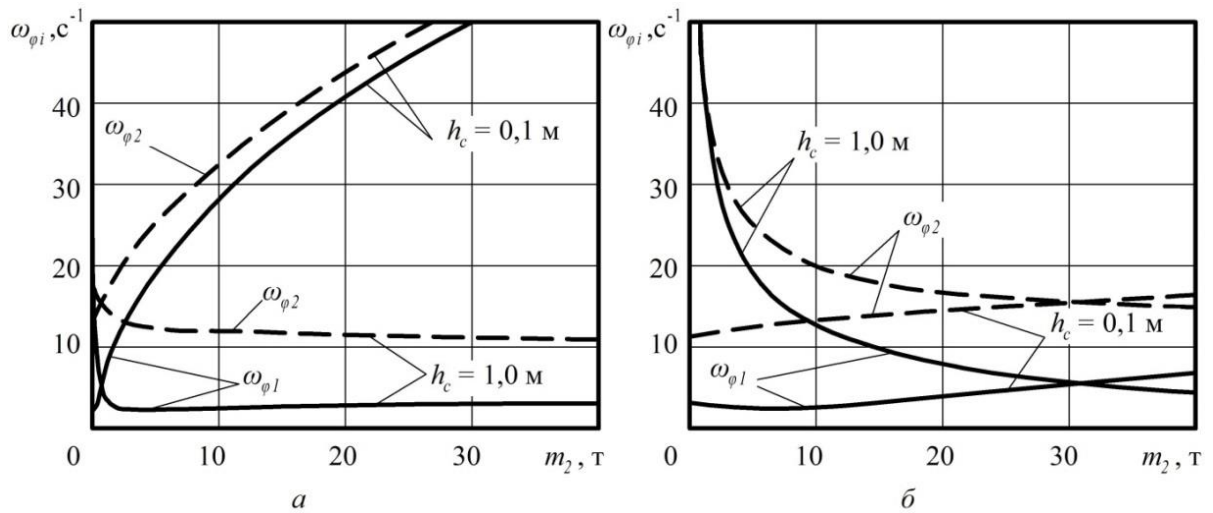


Рис. 5.24. Зависимости изменения главных частот колебаний системы от массы подвесной части подвижного состава: *a* – для  $m_1 = 0,8$  т; *б* – для  $m_1 = 32,0$  т

Следует отметить, что возникающие во время торможения колебания передаются на подвеску монорельса и дополнительно нагружают крепь горной выработки. Для этого случая определим составляющие реакции опор в точке крепления подвеса. Расчетная схема сил, действующих во время торможения на одиночный подвес, показана на рис. 5.25.

Здесь учтено, что в момент остановки монорельс и подвесной состав совместно отклоняются на угол  $\vartheta_\varphi$ , поворачиваясь вокруг точки подвеса  $O_\varphi$  в вертикальной плоскости. Рассмотрим наиболее представительный случай, когда подвижной состав загружен. При этом массу монорельса приведем к массе груза, расположенного под ним и обозначим как  $m_g$ , а момент инерции груза относительно оси, проходящей центр масс перпендикулярно плоскости колебаний как  $J_g$ . В этом случае расстояние от оси подвеса до центра тяжести масс, расположенного в точке *A* будет  $l_g$ .

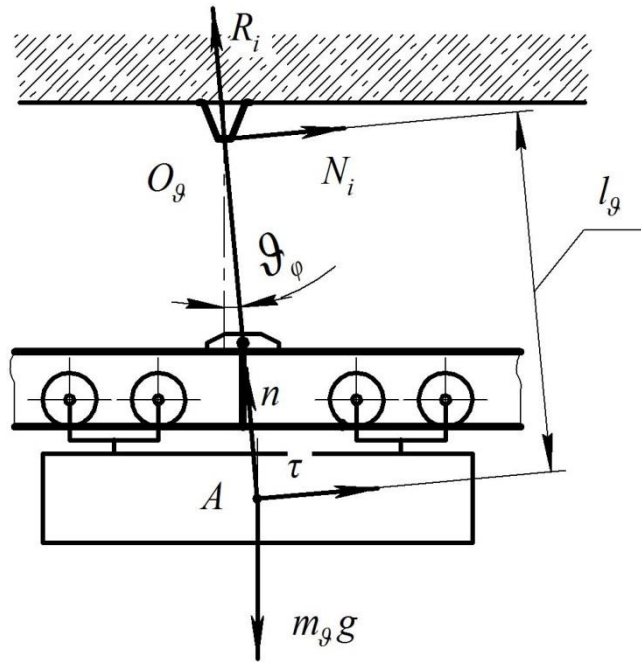


Рис. 5.25. Расчетная схема сил, действующих во время торможения на одиночный подвес

Используем теорему о движении центра масс в проекции на нормальную и касательную оси к траектории точки  $A$ :

$$\begin{cases} m_{\varphi} a_A^{\tau} = \sum_k F_{k\tau}^{(c)}; \\ m_{\varphi} a_A^n = \sum_k F_{kn}^{(c)}, \end{cases}$$

где  $a_A^{\tau}, a_A^n$  – тангенциальное и нормальное ускорения движения точки  $A$ , равные  $a_A^{\tau} = \dot{V}_g l_g, a_A^n = V_g^2 / l_g$ ;

$V_g$  – линейная скорость движения центра тяжести кузова, которая составляет  $V_g = \dot{\mathcal{G}} l_g$ ;

$$\sum_k F_{k\tau}^{(c)} = N_i - m_g g \sin \mathcal{G}_{\varphi};$$

$$\sum_k F_{kn}^{(c)} = R_i - m_g g \cos \mathcal{G}_{\varphi};$$

$N_i, R_i$  – составляющие реакции сил, возникающих в точке  $O_g$ , расположенные вдоль направления, проходящего через точку подвеса и центр масс груза, и перпендикулярно ему.

Отсюда получим

$$\begin{cases} m_\varphi \dot{V}_g = N_i - m_g g \sin \vartheta_\varphi; \\ m_\varphi \frac{V_g^2}{l_g} = R_i - m_g g \cos \vartheta_\varphi. \end{cases}$$

Тогда составляющие реакции сил будут

$$\begin{aligned} N_i &= m_g (g \sin \vartheta_\varphi + l_g \ddot{\vartheta}_\varphi); \\ R_i &= m_g (g \cos \vartheta_\varphi + l_g \dot{\vartheta}_\varphi^2). \end{aligned}$$

На основании теоремы об изменении кинетического момента относительно неподвижной оси вращения имеем

$$J_{Og} \ddot{\vartheta}_\varphi = -m_g g l_g \sin \vartheta_\varphi,$$

где  $J_{Og}$  — момент инерции относительно неподвижной оси вращения, проходящей через точку подвеса  $O_g$  и перпендикулярной плоскости колебаний груза во время торможения подвижного состава.

Для определения этого момента инерции воспользуемся теоремой Гюйгенса-Штейнера:

$$J_{Og} = J_g + m_g l_g^2.$$

Считаем, что

$$J_g = m_g \rho_g^2,$$

где  $\rho_g^2$  — квадрат радиуса инерции груза относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости, где происходят колебания, возникающие во время торможения подвижного состава.

В итоге получим:

$$\ddot{\mathcal{G}}_{\varphi} = -\frac{gl_g \sin \mathcal{G}_{\varphi}}{\rho_g^2 + l_g^2}.$$

Проинтегрируем это выражение и получим

$$\dot{\mathcal{G}}_g^2 = 2 \left( \frac{gl_g \cos \mathcal{G}_{\varphi}}{\rho_g^2 + l_g^2} + C_{1\varphi} \right),$$

где  $C_{1\varphi}$  – постоянная интегрирования, которая для начальных условий при  $t_0 = 0$ , принимающих вид  $\mathcal{G}_{\varphi}(0) = \mathcal{G}_{\varphi 0}$ ,  $\dot{\mathcal{G}}_{\varphi}(0) = 0$ , равна

$$C_{1\varphi} = -\frac{gl_g \cos \mathcal{G}_{\varphi 0}}{\rho_g^2 + l_g^2}.$$

Отсюда составляющие реакции сил будут

$$N_i = m_g g \frac{\rho_g^2 \sin \mathcal{G}_{\varphi}}{\rho_g^2 + l_g^2};$$

$$R_i = m_g g \left( \cos \mathcal{G}_{\varphi} + \frac{2l_g^2 (\cos \mathcal{G}_{\varphi} - \cos \mathcal{G}_{\varphi 0})}{\rho_g^2 + l_g^2} \right).$$

Зависимости составляющих реакций сил для разных углов отклонений монорельса приведены на рис. 5.26. При построении графиков длина подвеса принималась  $l_g = 1$  м. Указанное значение является предельным для большинства современных ПМД.

Из этих рисунков видно, что во время торможения и при смещении монорельса, когда ось подвеса отклоняется на угол  $\mathcal{G}_{\varphi}$ , возникают дополни-



тельные силы  $N_i$ , которые воздействуя на крепь, стремятся сместить ее вдоль выработки.

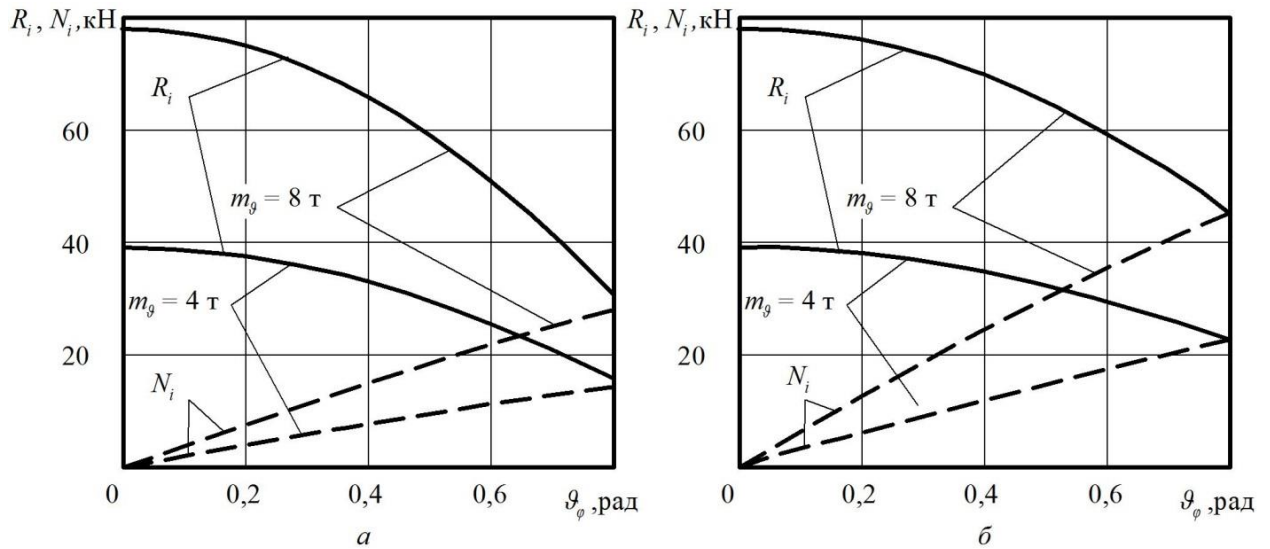


Рис. 5.26. Графики сил  $N_i$ ,  $R_i$  в зависимости от угла  $\varphi_\phi$  при:  $a - \rho_\phi = 1$  м;

$$b - \rho_\phi = 2 \text{ м}$$

Так, при углах  $\varphi_\phi$  менее 0,2 рад, указанные силы не превышают 15 кН, но при отклонениях  $\varphi_\phi$  более 0,6 рад – их значение составляет более 45 кН. Это необходимо учитывать и в местах торможения ПС целесообразно устанавливать дополнительное крепление арочной крепи, предотвращающее ее смещение вдоль выработки.

## 5.8. Выводы

В разделе 5 исследованы динамические процессы, происходящие во время движения подвижного экипажа по подвесному монорельсу. Определены пределы изменения координат и скоростей движения составных частей шахтной подвесной монорельсовой дороги. Найдено влияние упруго-диссипативных связей на параметры движения подвесного состава. Исследовано движение подвесных экипажей, перевозящих по монорельсовому

пути крупногабаритный груз. Приведенные в этом разделе результаты опубликованы в работах [54, 55, 59, 60, 62, 65, 66, 68-70, 83, 86, 277] и докладывались на международных научно-практических конференциях [89, 274].

Получены следующие результаты исследований.

1. Во время движения шахтной подвесной монорельсовой дороги возникают колебания подвижного состава и подвесного монорельсового пути, протекающие в вертикальной, поперечной и продольной плоскостях. Разработанная математическая модель, представленная системой дифференциальных уравнений, имеет группы выражений, описывающих отдельно вертикальные и боковые колебания подвижного состава. Это позволяет использовать принцип суперпозиции независимых движений, что дает возможность в этом разделе подробно исследовать вертикальные и боковые колебания отдельно, а в дальнейшем полученные результаты проверить на более сложной модели и экспериментально.

2. Для математического моделирования колебательных процессов необходимо учитывать стыки монорельса, которые имеют проушины, увеличивающие его поперечное сечение и превышения поверхностей для качения колес. С учетом высоты неровностей стыка и изгиба подвесного монорельса неровности пути впервые предложено аппроксимировать непрерывной функцией, представляющей собой сумму полуволн синусоид, ограниченных по модулю.

3. Вертикальные колебания подвижного состава, возникающие во время движения по подвесному монорельсу, являются параметрическими, поскольку его жесткость вдоль пролета периодически изменяется. На стыках она определяется жесткостью подвески, а между стыками – изгибной жесткостью балки, из которой изготовлен монорельс. Изменение коэффициента жесткости монорельсового пути по длине пролета впервые представлено в виде периодической функции, период повторения которой соответствует длине секции монорельса.

4. Усовершенствована математическая модель вертикальных колебаний шахтной подвесной монорельсовой дороги, являющихся следствием взаимодействия подвижного состава с монорельсом переменной жесткостью по длине, которая позволяет установить влияние скорости движения подвесного экипажа, его массы и коэффициента вязкого сопротивления подвески монорельса на значения амплитуды колебаний тележек и кузова. В результате установлено, что подбирая жесткость подвески, возможно снизить действующие вертикальные динамические нагрузки на ходовую тележку и монорельс более, чем в 1,7 раза.

5. Впервые разработана математическая модель извилистого движения ходовых тележек по монорельсу. Во время движения шахтной подвесной монорельсовой дороги по прямолинейным участкам монорельса, ходовые тележки описывают сложную волнообразную траекторию. Наряду с прямолинейным движением вдоль монорельса они смещаются поперек продольной оси и поворачиваются вокруг вертикальной оси. При этом возникают силы инерции и моменты сил инерции, вызывающие боковое раскачивание подвижного состава монорельсовой дороги, что приводит к необходимости ограничивать скорость движения. На основании исследований установлено, что движение колесной пары по закруглению происходит с синусоидальными отклонениями. Такое движение приводит к появлению сил инерции, действующих на ходовые тележки в горизонтальной плоскости, что необходимо учитывать при проектировании подвесной монорельсовой дороги.

6. Дальнейшее развитие получила математическая модель бокового раскачивания подвесной монорельсовой дороги, которая позволяет исследовать взаимосвязь между параметрами подвески монорельса и подвижного состава для снижения амплитуды бокового раскачивания шахтной подвесной монорельсовой дороги. Выявлено, что использование дополнительных упругих связей, расположенных в поперечной плоскости относительно продольной оси монорельса, позволяет более, чем в 3 раза уменьшить амплитуду его бокового раскачивания, а период затухания - не менее чем в 2 раза.

7. Впервые разработаны математические модели продольных колебаний подвижного состава во время движения по монорельсу как системы упругих тел, связанных между собой. При жесткости сцепок более 8000 кН/м математическая модель продольных колебаний может быть представлена в виде системы, где массы тележек заменены одной приведенной массой, совершающей движение вдоль монорельса и приведенными массами подвешенной части подвижного состава, раскачивающихся вокруг точек подвеса относительно вертикали. В результате вычислений получено, что продольные динамические силы более чем 1,6 раза могут превышать значение прикладываемых тормозных усилий. Для уменьшения продольных колебаний составных частей подвесной монорельсовой дороги во время торможения, достаточно увеличивать значение коэффициента вязкого сопротивления только сцепок тормозных тележек, что позволяет существенно не усложнять конструкцию подвижного состава. Кроме того, возникающие во время торможения перевозимого груза отклонения относительно вертикали периодически изменяются в пределах от 0,05 до 0,67 рад. Эти отклонения приводят к динамическим нагрузкам, стремящимся сместить арочную крепь вдоль выработки с усилием более 45 кН. Исходя из этого, в местах торможения подвижного состава целесообразно устанавливать дополнительное крепление верхняка крепи, предотвращающее ее смещение вдоль выработки.

Полученные результаты необходимы для синтеза и оптимизации параметров подвижного состава шахтных подвесных монорельсовых дорог, а также разработки способов и средств снижения динамических нагрузок на крепь горной выработки, проведенных в разд. 6 и 7.

## РАЗДЕЛ 6

### СИНТЕЗ ШАХТНОЙ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ С ОПТИМАЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

#### 6.1. Вступительные замечания

Для синтеза шахтной подвесной монорельсовой дороги (ПМД) необходимо учитывать особенности взаимодействий в ее многофункциональной системе. Наиболее полно это возможно учесть на основе обобщенной модели, соответствующей единой функционально-аналитической формулировке. Кроме того, решение задач синтеза связано с обеспечением функциональных возможностей по пропускной способности, надежности, качеству и минимизации затрат.

Цель раздела заключается в установлении с помощью синтеза ПМД оптимального сочетания параметров подвески монорельсового пути для снижения динамических нагрузок на крепь горной выработки.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- установить критерии для оптимизации параметров ПМД;
- провести анализ возможных ограничений, обусловленных действием динамических процессов;
- выполнить синтез подвески монорельса с оптимальными передаточными функциями;
- провести синтез подвесной монорельсовой дороги с учетом действия случайных и ударных нагрузок.

При этом будем исходить из представления, что синтез ПМД заключается в построении или проектировании системы с динамическими свойствами, позволяющими наилучшим образом удовлетворять поставленным требованиям без нарушения заданных ограничений.

## 6.2. Критерии оптимизации для проведения синтеза шахтной подвесной монорельсовой дороги

Синтез ПМД является многокритериальной задачей. На основании проведенных в предыдущих разделах исследований в качестве критериев (функций цели) оптимальности следует принять динамические нагрузки в подвеске монорельсового пути, а также вертикальные перемещения, которые возникают во время движения подвижного состава (ПС). Обозначим соответствующие этим критериям функционалы:  $\Phi_p$  – оценивающий указанные динамические нагрузки и  $\Phi_\delta$  – относящийся к вертикальным перемещениям, возникающим в подвеске.

В общем случае эти функционалы можно представить

$$\Phi_{p(i)} \{F_1(t), F_2(t), \dots, F_j(t)\}, \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

$$\Phi_{\delta(i)} \{\delta_1(t), \delta_2(t), \dots, \delta_j(t)\}, \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

где  $\Phi_{p(i)}$ ,  $\Phi_{\delta(i)}$  – функционалы, форма которых устанавливается видом соответствующих динамических воздействий;

$F_j(t)$  – силы, действующие в  $i$ -й точке подвески монорельса;

$\delta_j(t)$  – перемещения, возникающие в  $i$ -й точке подвески монорельса;

$n$  – количество подвесок монорельсового пути.

Указанные функционалы связаны между собой. При этом возможны случаи когда:

- функционал  $\Phi_p$  не должен превышать допустимых значений, а функционал  $\Phi_\delta$  должен стремиться к своему минимуму:

$$\Phi_p \leq \Phi_{po}, \quad \Phi_\delta = \min; \quad (6.1)$$

- функционал  $\Phi_{\delta}$  не должен превышать допустимых значений, а функционал  $\Phi_p$ , аналогично, должен стремиться к минимуму:

$$\Phi_{\delta} \leq \Phi_{\delta_0}, \quad \Phi_p = \min. \quad (6.2)$$

Однако, если  $\Phi_p \rightarrow 0$ , то  $\Phi_{\delta} \rightarrow 0$ . При  $\Phi_{\delta} \rightarrow 0$  возможно  $\Phi_p \rightarrow \infty$ , когда критерий  $\Phi_p$  может принимать значения, превышающие допустимые. Таким образом, снижение коэффициента жесткости подвески или ее собственной частоты, связанное с уменьшением функционала  $\Phi_p$ , ограничивается допустимым значением функционала  $\Phi_{\delta}$ . Нахождение условного экстремума между рассматриваемыми функционалами является задачей оптимизации в синтезе ПМД.

Известно [30], что алгоритм решения задачи нахождения условного экстремума сводится к поиску безусловного экстремума с использованием обобщенного критерия. Если в качестве ограничения выступает функционал  $\Phi_{\delta}$  и  $\Phi_p \leq \Phi_{p_0}$ , то обобщенный критерий можно представить в виде

$$K_{\delta} = \Phi_{\delta} + \rho_c \Phi_p, \quad (6.3)$$

где  $\rho_c$  – весовой множитель, соответствующий множителю метода Лагранжа.

Когда в качестве ограничения выступает функционал  $\Phi_p$  и  $\Phi_{\delta} \leq \Phi_{\delta_0}$ , тогда  $K_p = \Phi_p + \rho_c \Phi_{\delta}$ .

Для определения оптимальных значений функционалов  $\Phi_{pp}$  и  $\Phi_{\delta\delta}$ , необходимо с помощью условного экстремума найти соответствующие значения  $\Phi_p$  и  $\Phi_{\delta}$  при ограничениях  $\Phi_p \leq \Phi_{pp}$  и  $\Phi_{\delta} \leq \Phi_{\delta\delta}$ .

При исследовании детерминированных воздействий в виде ударов или единичных неровностей монорельсового пути целесообразно использовать

квадратичные функционалы, которые представляют в интегральной форме [30]:

$$\Phi_p = \int_0^{\infty} F^2(t) dt. \quad (6.4)$$

Аналогично для кинематических возмущений и относительных перемещений

$$\Phi_\delta = \int_0^{\infty} \delta^2(t) dt. \quad (6.5)$$

Указанные интегральные функционалы по своему смыслу однотипны с минимаксными функционалами. При этом требуя, чтобы функционалы (6.4), (6.5) принимали минимальные значения, ограничиваем колебания и время протекания переходных процессов. Таким образом, задача оптимизации сводится к учету критерия (6.3), включающего функционалы (6.4) и (6.5).

Для исследования воздействия случайных возмущений на колебательные процессы в подвеске монорельсового пути в качестве функционалов следует применять дисперсии [33, 144]:  $\Phi_p = \sigma_p^2$ ;  $\Phi_\omega = \sigma_\omega^2$  и  $\Phi_\delta = \sigma_\delta^2$ .

Случайный характер процессов обусловлен тем, что подвесной монорельсовый путь представляет собой волнообразную линию с незакономерно (случайно) изменяющимися неровностями поверхностей для качения ходовых колес и амплитудами волн, значения которых невозможно точно предсказать. В зависимости от длины нити монорельсового пути или времени движения ПС неровности пути являются случайными величинами. Как показывают результаты экспериментальных исследований железнодорожного и монорельсового транспорта [26, 252, 253], записанные для разных участков неровности пути, являются случайными функциями.

Необходимо отметить, что во время движения ШПМ, когда происходят боковые раскачивания кузова ПС, всегда существует вероятность выхода отклонений за пределы норм на боковые зазоры в проходах горных разрабо-



ток. При этом необходимо отклонение  $\sigma_\delta$  связать с вероятностью выхода за пределы нормы с помощью закона распределения плотности случайной величины  $\delta(t)$ . Если использовать нормальный закон распределения, то вероятность выхода случайной величины за пределы  $|\delta|$  будет

$$p_s = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-a_\delta}^{a_\delta} \frac{d\delta}{\sigma_\delta} \exp\left(-\frac{a_\delta^2}{2}\right),$$

где  $a_\delta = \delta / \sigma_\delta$ .

В случае одновременного совместного воздействия случайных и детерминированных воздействий на ПМД, согласно [144], для стационарных случайных воздействий используем функционалы  $\Phi_p$ , а для детерминированных –  $\Phi_\delta$ .

Учитывая пространственную структуру ПМД и применяя минимизацию согласно принципу Парето [18, 166], единый комбинированный критерий возможно представить как

$$K_u = \sum_{n=1}^j h_n \Phi_{\delta(n)} + \sum_{n=1}^i \rho_n \Phi_{p(n)},$$

где  $h_n, \rho_n$  – весовые множители.

При действии кинематических возмущений на ПС единый комбинированный критерий будет

$$K_\omega = \sum_{n=1}^j h_n \Phi_{\delta(n)} + \sum_{n=1}^i \rho_n \Phi_{a(n)}.$$

Весовые множители являются функциями ограничений в группе функционалов и не могут быть приняты произвольно, а должны быть установлены в соответствии с начальными условиями.

### 6.3. Синтез подвески монорельсового пути с оптимальными передаточными функциями

Процесс оптимизации при проведении синтеза подвески основан на применении обобщенного критерия. Он сводится к установлению оптимальной передаточной функции, обеспечивающей наиболее выгодное соотношение параметров монорельсового пути относительно квадратичного критерия [30, 33].

Используем свойства интегрального квадратичного функционала согласно теореме Парсеваля

$$\int_0^{\infty} x^2(t) dt = \frac{1}{2\pi i} \int_{-i\infty}^{i\infty} X(p) X(-p) dp,$$

где  $X(p)$  – изображение функции  $x(t)$  по Фурье, а  $p = i\omega$ .

При этом учитываем дисперсию функции  $x(t)$ , которая определяется согласно теореме автокорреляции Винера-Хинчина

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{i} \int_{-i\infty}^{i\infty} S_x(p) dp,$$

где  $S_x(p)$  – спектральная плотность процесса, описываемого функцией  $x(t)$ .

Для установления оптимальной передаточной функции  $W(p)$  используем частный случай теоремы Винера-Хопфа и определим условия, при которых вариации функционала  $K_\delta = \Phi_\delta + \rho_c \Phi_p$  равны нулю.

Если обозначить перемещения точки соединения подвески монорельса  $U(p)$  и перемещения точки крепления подвески к кровле горной выработки  $X(p)$ , то относительное перемещение между этими точками будет

$$\Delta(p) = U(p) - X(p) = [1 - W(p)]U(p).$$

Ускорение, относящиеся к точке подвески к кровле горной выработки, может быть найдено как

$$p^2 X(p) = p^2 W(p) U(p).$$

Отсюда для стационарных воздействий на монорельс критерий  $K_\delta$  принимает вид

$$K_\delta = \frac{1}{i} \int_{-i\infty}^{i\infty} \left\{ [1 - W(p)][1 - W(p)] + \rho_c p^4 W(-p)W(p) \right\} S_x(p) dp.$$

В случае одновременного действия детерминированных и стационарных воздействий имеем

$$K_\delta = \frac{1}{2\pi i} \int_{-i\infty}^{i\infty} \left\{ [1 - W(-p)][1 - W(p)] U(p)U(-p) + \rho_c p^4 W(-p)W(p) \right\} S_x(p) dp.$$

Аналогично будет и в случае действия только детерминированных воздействий

$$K_\delta = \frac{1}{2\pi i} \int_{-i\infty}^{i\infty} \left\{ [1 - W(-p)][1 - W(p)] + \rho_c p^4 W(-p)W(p) \right\} U(-p)U(p) dp.$$

Используя частотную функцию  $I(p)$ , этот критерий в общем случае можно представить в виде

$$K_\delta = \frac{1}{i} \int_{-i\infty}^{i\infty} I(p) dp.$$

Учитывая частотную производную функции  $I(p)$  относительно  $(-p)$  уравнение Винера-Хопфа будет

$$\frac{\partial I(p)}{\partial W(-p)} = \Delta(p)W(p) - \Gamma(p) = R(p),$$

где  $\Delta(p)$  — дробно-рациональная четная функция  $p$ , соответствующая возникающим во время движения ПМД возмущениям;

$\Gamma(p)$  — дробно-рациональная функция, определяемая исходными воздействиями;

$R(p)$  — произвольная функция, имеющая полюсы в правой полуплоскости корней.

Это уравнение имеет следующее решение

$$W(p) = \frac{1}{\Delta^+(p)} \left[ \frac{\Gamma(p)}{\Delta^-(p)} \right]_+,$$

где  $\Delta(p) = \Delta^+(p) \cdot \Delta^-(p)$ ;

$\Delta^+(p)$  — функция, у которой нули и полюсы находятся в левой полуплоскости;

$\Delta^-(p)$  — функция, у которой нули и полюсы находятся в правой полуплоскости.

Здесь выражение  $\left[ \frac{\Gamma(p)}{\Delta^-(p)} \right]_+$  учитывает часть соотношения функций

$\Gamma(p)$  и  $\Delta^-(p)$ , имеющих полюсы только в левой полуплоскости.

Для стационарных воздействий на подвесной монорельс входной спектр может быть представлен в факторизованном виде

$$S_x(p) = \varphi(-p)\varphi(p).$$

Тогда соответствующая оптимальная передаточная функции системы будет

$$W(p) = \frac{\omega_q^4}{\varphi(p)(p^2 + \sqrt{2}\omega_q p + \omega_q^2)} \left[ \frac{\varphi(p)}{p^2 - \sqrt{2}\omega_q p + \omega_q^2} \right],$$

где  $\omega_q$  — частота, соответствующая множителям Лагранжа.

Рассмотрим случай действия силовых возмущений в виде «белого шума», спектральная плотность которых имеет вид

$$S(p) = \frac{N^2}{2\pi} \frac{1}{p^4},$$

где  $\frac{N^2}{2\pi}$  – постоянная спектральной плотности.

Факторизованные значения входного спектра равны

$$\varphi(p) = \frac{1}{2}; \quad \varphi(-p) = \frac{N^2}{2\pi} \frac{1}{(-p)^2}.$$

Учитывая, что один полюс  $p = 0$  соответствует  $\varphi(p)$  и находится в левой полуплоскости, а другой полюс  $p = 0$  соответствует  $\varphi(-p)$  и находится в правой полуплоскости, то передаточную функцию можно записать

$$W(p) = \frac{\sqrt{2}\omega_q p + \omega_q^2}{p^2 + \sqrt{2}\omega_q p + \omega_q^2}.$$

Отсюда следует, что для подвесной части состава полученная оптимальная передаточная функция относится к линейной механической системе, имеющей упругую подвеску с параллельно расположенным демпфером [30, 33].

#### **6.4. Оптимизация параметров подвеса монорельсового пути**

Рассмотрим процесс воздействия на кровлю горной выработки динамических нагрузок, возникающих во время движения ПС по подвесному монорельсовому пути согласно полученной передаточной функции. Расчетная схема динамических процессов приведена на рис. 6.1.

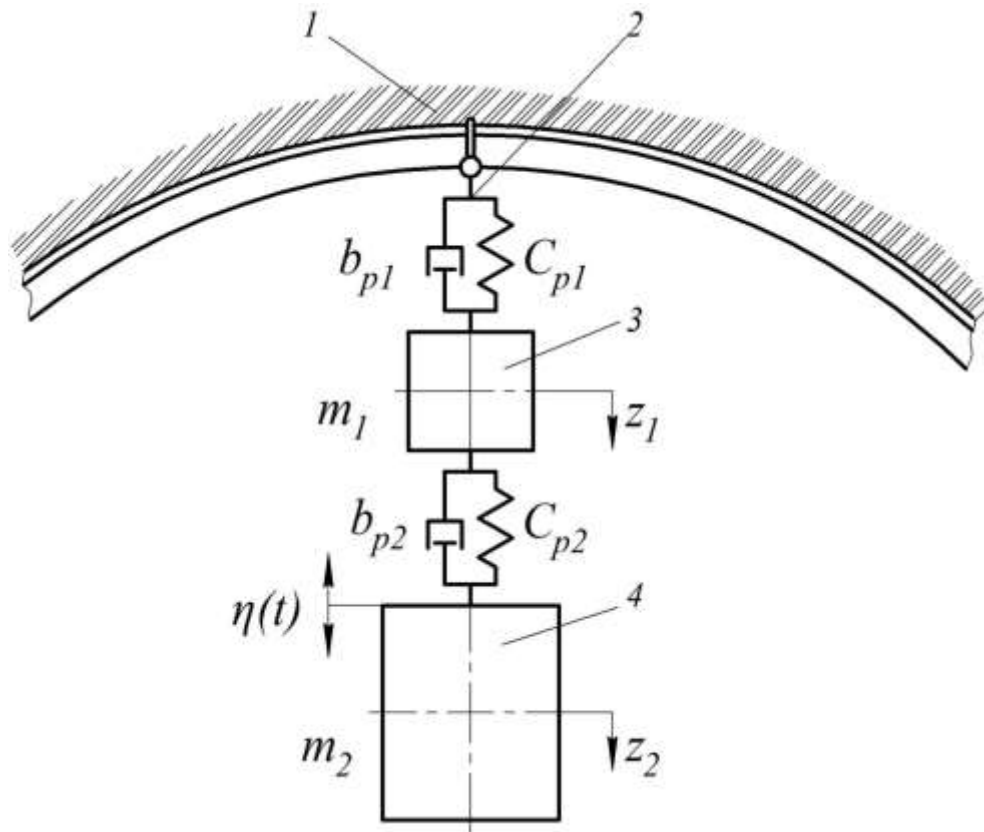


Рис. 6.1. Расчетная схема динамического воздействия на подвеску монорельсового пути: 1 – кровля горной выработки; 2 – подвеска монорельса; 3 – монорельсовый путь; 4 – подвижной состав

На этой схеме показано:  $m_1, m_2$  – соответственно массы монорельса и подвижной единицы состава, приходящиеся на одну подвеску монорельсового пути;  $z_1, z_2$  – координаты центров тяжести монорельса и подвижной единицы состава, соответственно;  $\eta(t)$  – возмущения от монорельсового пути, действующие на ходовую тележку ПС;  $C_{p1}, b_{p1}$  – коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления подвески монорельсового пути, соответственно;  $C_{p2}, b_{p2}$  – аналогично коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления ходовой тележки.

Приходящаяся на один подвес наибольшая статическая нагрузка зависит от нагрузки на ходовую тележку, расстояния между ними и длин сопрягаемых секций монорельса. Для ПМД обычно в составе расстояние между ходовыми тележками равно между собой. Это объясняется стремлением

равномерно распределять нагрузку по длине монорельсового пути. Однако для тяговых устройств или грузоподъемных балок расстояния могут отличаться, что необходимо учитывать при выполнении расчетов.

Рассмотрим схему монорельсового пути, представленную в виде составных шарнирных балок, расположенных на двух уровнях (рис. 6.2).

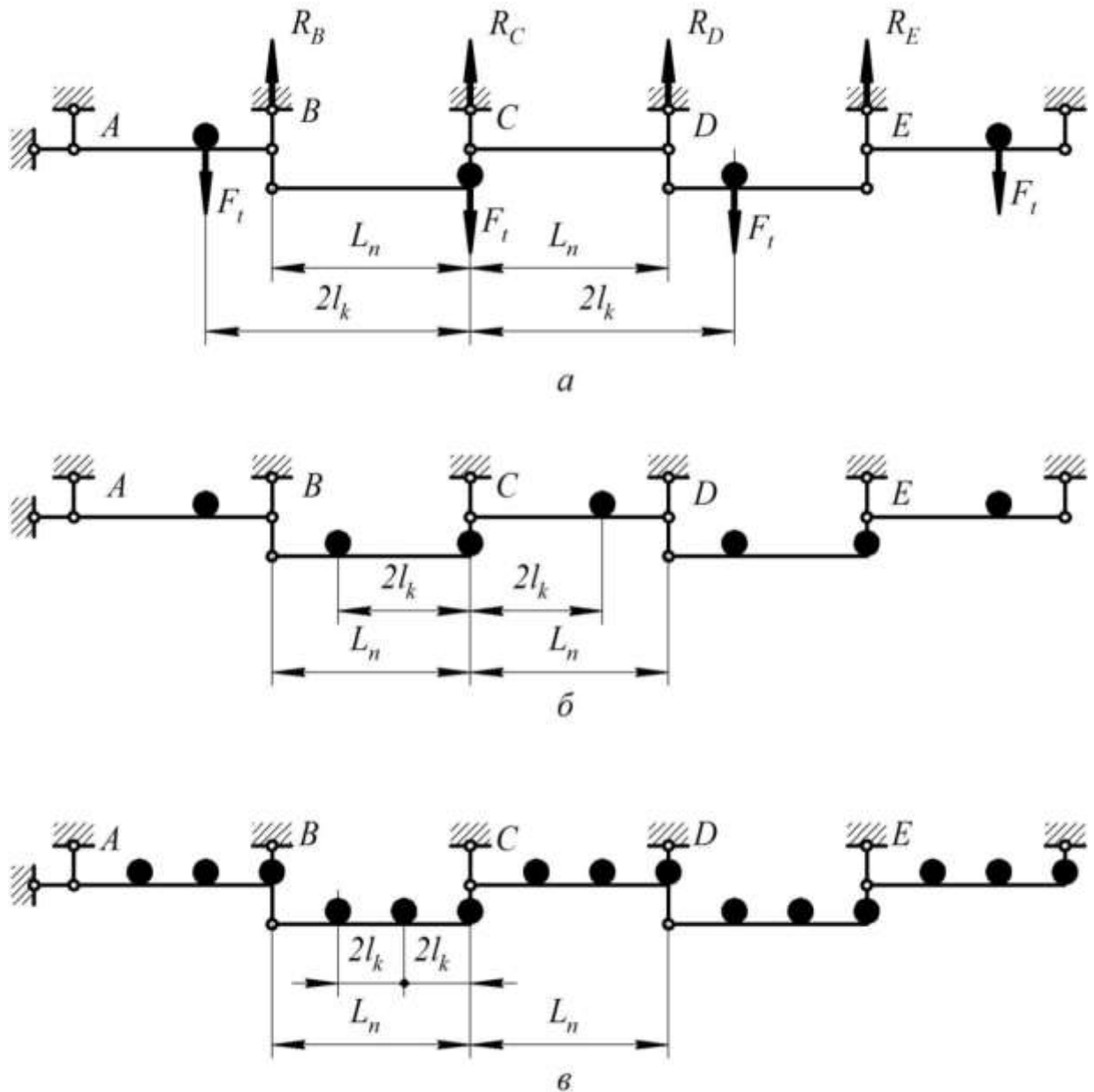


Рис. 6.2. Расчетная схема для определения статических нагрузок на подвес

монорельсового пути: а –  $2l_k \geq L_n$ ; б –  $L_n/2 \leq 2l_k < L_n$ ;

в –  $L_n/3 \leq 2l_k < L_n/2$

Здесь показано, что каждая балка для соответствующего уровня, выполнена как однопролетная и является статически определимой. Длина балки равняется шагу подвески монорельса  $L_n$ . На этой схеме расстояние между тележками, в том числе и жесткая база единицы ПС, обозначены как  $2l_k$ .

Обычно для ПМД каждая единица ПС имеет по две ходовые тележки. Если считать расположение груза симметричным, то на каждую ходовую тележку приходится статическая нагрузка  $F_t = m_i g / 2$ . Под действием этих нагрузок, передаваемых от ходовых тележек и воздействующих на монорельс, возникают опорные реакции в подвесках. В общем случае на подвес сопрягаемых секций монорельса будет действовать наибольшее статическое усилие  $R_t = k_t F_t$ , где  $k_t$  — коэффициент, учитывающий схему нагружения подвеса и количество ходовых тележек на сопрягаемых секциях монорельса.

Если  $2l_k \geq L_n$  (рис. 6.2,а), то коэффициент  $k_t = 1$  и наибольшая статическая нагрузка на подвес составляет  $F_t$ . Причем это относится как для одиночной единицы ПС, так и для нескольких единиц, воздействующих на сопрягаемые секции монорельса и их подвес.

Рассмотрим рис. 6.2,б. Если  $L_n / 2 \leq 2l_k < L_n$ , то для одной единицы ПС указанный коэффициент возможно принимать равным согласно [243]:

$$k_t = 2(1 - l_k / L_n).$$

Проведенные расчеты показывают, что для ПС, состоящего из нескольких единиц и когда  $L_n / 2 \leq 2l_k < L_n$ , на каждой из сопрягаемых секций монорельса может находиться одновременно две или три тележки. При этом необходимо учитывать их одновременное действие на подвес и коэффициент  $k_t$  следует определять как

$$k_t = 4(1 - l_k / L_n).$$



Когда  $L_n / 3 \leq 2l_k < L_n / 2$  (рис. 6.2,в), то на каждой из сопрягаемых секций монорельса может находиться три или четыре ходовые тележки. Для этого случая коэффициент  $k_t$  будет равен

$$k_t = 6(1 - 2l_k / L_n).$$

Следует отметить, что при несимметричной загрузке ПС или когда расстояния между ходовыми тележками отличаются, наибольшее усилие на подвес может быть найдено по формуле:

$$R_t = F_{pa1} \left( 1 - \frac{l_{pa1}}{L_n} \right) + F_{pa2} \left( 1 - \frac{l_{pa2}}{L_n} \right),$$

где  $F_{pa1}$  – равнодействующая сил тяжести частей ПС, приходящихся на первую по ходу движения сопрягаемую секцию монорельса;

$F_{pa2}$  – равнодействующая сил тяжести частей ПС, приходящихся на вторую по ходу движения сопрягаемую секцию монорельса;

$l_{pa1}, l_{pa2}$  – наименьшее расстояние между соответствующими равнодействующими сил тяжести частей ПС и точкой подвеса сопрягаемых секций монорельса.

Указанная зависимость относится для тяговых устройств ПМД, оборудованных приводными колесами, которые для обеспечения вписывания в вертикальные закругления монорельсового пути имеют малую жесткую базу и когда  $2l_k < L_n / 3$ .

Возмущения  $\eta(t)$ , действующие на рассматриваемую массу  $m_2$  во время движения ПС по монорельсовому пути со стыками, могут быть представлены в виде периодически повторяющейся одиночной неровности

$$\eta(t) = \frac{1}{2} \eta_{os} \left( 1 - \cos 2\pi \frac{x}{l_{os}} \right),$$

где  $\eta_{0s}, l_{0s}$  – соответственно высота и длина неровности, образуемой при движении ходовой тележки по стыку монорельса.

Подобный вид возмущений широко используется при исследовании взаимодействия колеса с рельсовым стыком для железнодорожного транспорта [26, 152, 230]. Как функция пройденного пути  $x = V_n t$  указанная неровность для монорельса (при  $\eta_{0s} = 0,005$  мм,  $l_{0s} = 0,3$  м) представлена на рис. 6.3.

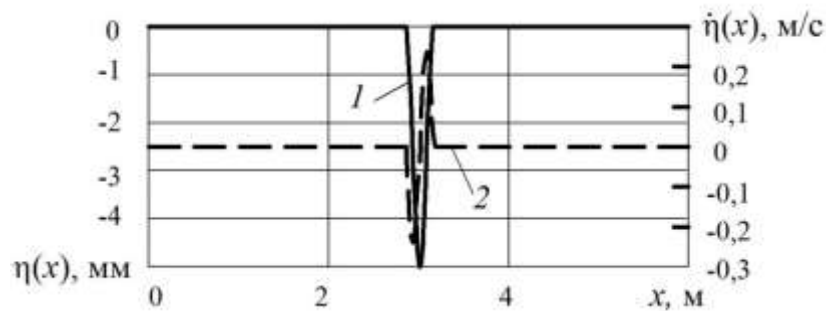


Рис. 6.3. Возмущения от неровности, образуемой во время движения ходовой тележки по стыку секций монорельса, где  $x$  – пройденный путь: 1 – вертикальные возмущения; 2 – производная от вертикальных возмущений

При действии на массу  $m_2$  возмущений  $\eta(t)$  за счет деформации подвески возникают колебания и динамические силы, передающиеся на ПС, а так же крепь горной выработки. Согласно расчетной схеме, приведенной на рис. 6.1, указанные колебания описываются следующим уравнением:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + b_{p1} \dot{z}_1 + b_{p2} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + C_{p1} z_1 + C_{p2} (z_1 - z_2) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + b_{p2} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + C_{p2} (z_2 - z_1) = b_{p2} \dot{\eta}(t) + C_{p2} \eta(t) \end{cases} \quad (6.6)$$

Графические зависимости изменения координат  $z_1$  и  $z_2$  во времени, полученные на основании решения уравнений (6.6), представлены на рис. 6.4. При этом принимали следующие значения входящих параметров:  $m_1 = 0,2$  т;  $m_2 = 4$  т;  $\eta_{0s} = 0,005$  м,  $l_{0s} = 0,3$  м и  $V_n = 3$  м/с.

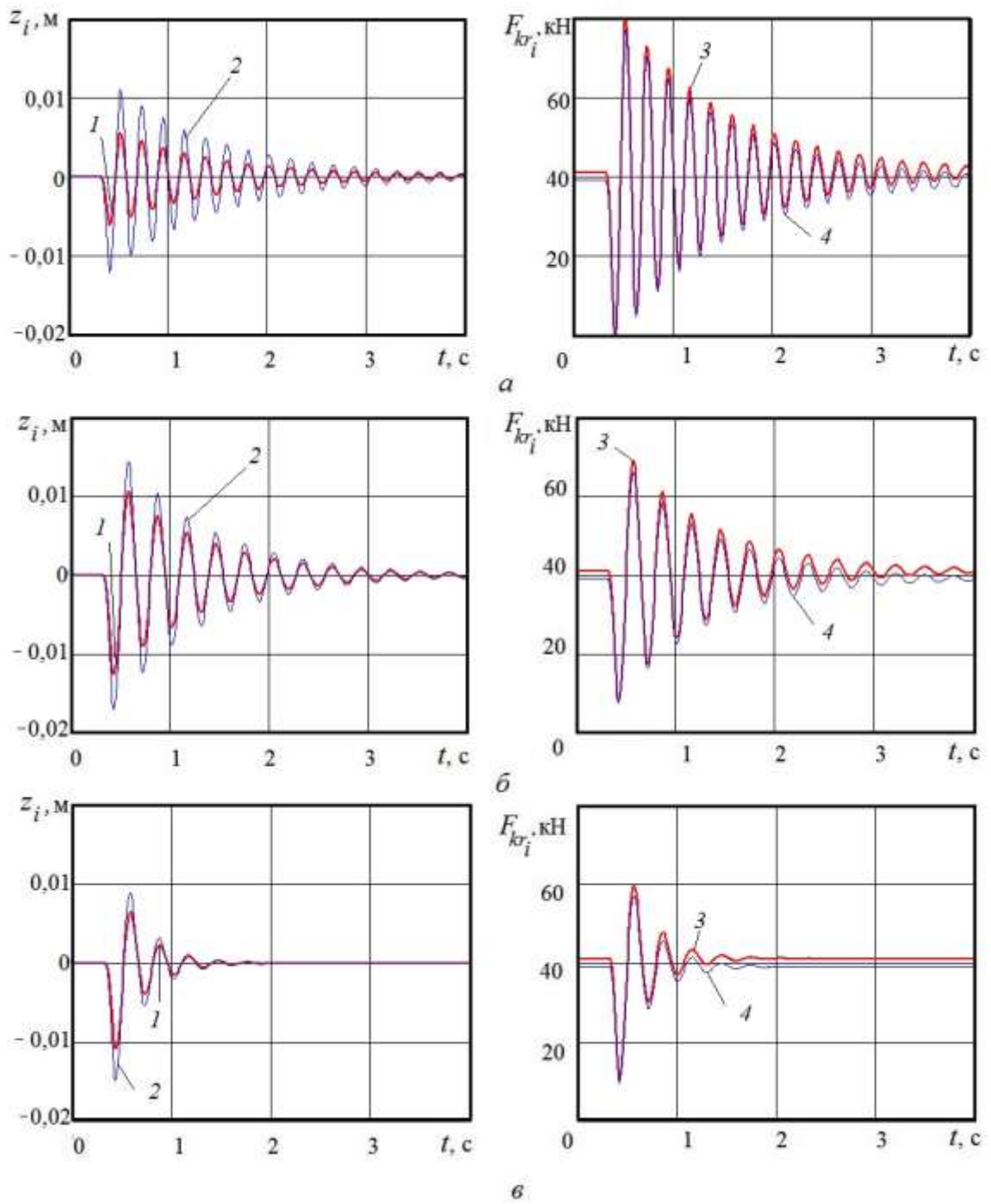


Рис. 6.4. Графические зависимости: 1 –  $z_1 = f(t)$ , 2 –  $z_2 = f(t)$  и 3 –  $F_{kr1} = f(t)$ , 4 –  $F_{kr2} = f(t)$  (при а –  $C_{p1} = C_{p2} = 7000$  кН/м,  $b_{p1} = b_{p2} = 15$  кН·с/м; б –  $C_{p1} = 2600$  кН/м,  $C_{p2} = 7000$  кН/м,  $b_{p1} = b_{p2} = 15$  кН·с/м; в –  $C_{p1} = 2600$  кН/м,  $C_{p2} = 7000$  кН/м,  $b_{p1} = 50$  кН·с/м,  $b_{p2} = 15$  кН·с/м)

На этом рисунке также представлены зависимости усилий в подвесе монорельсового пути во времени –  $F_{kr1}$  и в подвесе ходовой тележки –  $F_{kr2}$ . Указанные усилия находились по формулам:

$$\begin{aligned} F_{kr1} &= g(m_1 + m_2) + C_{p1}z_1 + b_{p1}\dot{z}_1; \\ F_{kr2} &= gm_2 + C_{p2}(z_2 - z_1) + b_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1). \end{aligned} \quad (6.7)$$

Из рис. 6.4,*a* видно, что для разных значений параметров подвеса колебания происходят с различными амплитудами, частотами и темпами затухания. Причем, если  $C_{p1} = C_{p2} = 7000$  кН/м и  $b_{p1} = b_{p2} = 15$  кН·с/м, то по абсолютной величине  $z_1$  достигает до 6,1 мм, а  $z_2$  – до 12,0 мм, наибольшее усилие в подвесе  $F_{kr1} = 80,2$  кН, а между ходовой тележкой и монорельсом –  $F_{kr2} = 77,3$  кН.

Указанные значения коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления соответствуют параметрам подвеса и ходовой тележки монорельсовой дороги БДМКУ. В дальнейшем эти параметры были установлены при проведении шахтных испытаний, программа и методика которых приведены в разд. 8.

Как показано на рис. 6.4,*б*, при  $C_{p1} = 2600$  кН/м,  $C_{p2} = 7000$  кН/м; и  $b_{p1} = b_{p2} = 15$  кН·с/м  $z_1$  принимает наибольшее значение 12,0 мм, а  $z_2$  – 17 мм. При этом наибольшие усилия соответственно составляют – 68,9 кН и 65,9 кН. Более существенное снижение усилий в подвесе можно получить при  $C_{p1} = 2600$  кН/м; и  $b_{p1} = 50$  кН·с/м, оставив значения других параметров прежними (рис. 6.4,*в*). Здесь  $z_1 = 11$  мм,  $z_2 = 15$  мм,  $F_{kr1} = 59,6$  кН и  $F_{kr2} = 57,0$  кН.

Если сравнивать наибольшие нагрузки  $F_{kr1}$ , возникающие в первом и последнем случае, то разница составляет более чем 1,35 раза. Поэтому изменяя значения  $C_{p1}, C_{p2}$  и  $b_{p1}, b_{p2}$  возможно управлять динамическими нагрузками, воздействующими на подвес монорельсового пути.

В общем случае математическую модель оптимизации параметров подвеса монорельсового пути можно записать в виде:

$$\begin{cases} \bar{X}_{onm} \{C_{p1}, C_{p2}, b_{p1}, b_{p2}\} \\ \bar{C} \{m_1, m_2, V_n, \eta_{OS}, l_{OS}\} \\ \Phi_p = F(X, C) \rightarrow \min \\ \Phi_\delta \leq f_{dop} \end{cases} \quad (6.8)$$

где  $\bar{X}_{onm}$  – вектор параметров подвеса монорельсового пути, соответствующий оптимальному значению целевой функции  $\Phi_p = F(X, C)$ ;

$\bar{X}$  – вектор параметров подвеса;

$\bar{C}$  – вектор констант, не зависящих от параметров подвеса;

$f_{dop}$  – допускаемая деформация подвеса монорельса под воздействием статических и динамических сил, которые возникают во время движения ПС.

Согласно [32] для подвесных монорельсовых дорог деформация пути не должна превышать  $f_{dop} \leq L_n / 200$ , что для секции монорельса длиной  $L_n = 3$  м составляет 15 мм. Поэтому указанное значение принимаем для ограничений.

Используя известные методы [151, 214, 216, 217] проведем оптимизацию динамических процессов, протекающих в подвесе монорельсового пути.

Для этого на первом этапе зададим область пространства параметров по детерминированному алгоритму, используя следующее выражение

$$P_{i,j} = P_{i,\min} + \frac{(P_{i,\max} - P_{i,\min})(j-1)}{N_{ij} - 1}, \quad (6.9)$$

где  $P_{i,\min}$ ,  $P_{i,\max}$  – минимальное и максимальное значение уровней  $i$ -го параметра, соответственно;

$j = 1, 2 \dots n_{ij}$  – порядковый номер значения  $i$ -го параметра;

$N_{ij}$  – количество уровней  $i$ -го параметра.

При этом для каждой точки области пространства выполним вычислительный эксперимент, найдем соответствующее значение критерия и установим границы изменения оптимизируемых параметров.

Далее проведем второй этап и скорректируем полученные границы изменения оптимизируемых параметров. На основе анализа полученных значений произведем выбор варианта, который обеспечивает минимальное значение критерия.

При этом на первом этапе осуществляется постановка и решение задачи оптимизации параметров подвеса в первом приближении, а на втором – проводится корректировка ограничений и выполняется повторное решение задачи оптимизации до тех пор, пока корректировка не приведет к значительному снижению динамических сил, действующих на подвес.

С учетом вышеизложенного для выполнения первого этапа:

1. Согласно выражению (6.9) установим уровни варьирования оптимизируемых параметров  $C_{p1}$ ,  $C_{p2}$  и  $b_{p1}$ ,  $b_{p2}$  во всем диапазоне изменения. Количество уровней принимаем для каждого параметра по четыре. Тогда общее количество вариантов составит – 256.

Максимальное значение  $C_{p1} = 21050$  кН/м соответствует коэффициенту жесткости круглозвенной цепи 20x80 ТУ.У 12.44.10.015-94, применяемой для подвески монорельсового пути современных шахтных ПМД. Минимальное значение  $C_{p1}$  устанавливаем конструктивно – 2600 кН/м. Тогда для четырех уровней варьирования имеем:  $P_{C_{p11}} = 2600$  кН/м;  $P_{C_{p12}} = 8750$  кН/м;  $P_{C_{p13}} = 14600$  кН/м и  $P_{C_{p14}} = 21050$  кН/м. Максимальное значение  $C_{p2}$  принимаем на основании экспериментальных данных (разд. 8), а минимальное – конструктивно. В итоге имеем  $P_{C_{p21}} = 2600$  кН/м;  $P_{C_{p22}} = 4070$  кН/м;  $P_{C_{p23}} = 5530$  кН/м и  $P_{C_{p24}} = 7000$  кН/м.

Для коэффициентов  $b_{p1}$  и  $b_{p2}$  принимаем минимальное значение, полученное экспериментально при проведении шахтных испытаний (разд. 8) и равное  $15 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ , а максимальное устанавливаем конструктивно –  $50 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ . Аналогично для четырех уровней варьирования  $b_{p1}$  имеем:  $P_{\beta p1} = 15 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ ;  $P_{\beta p2} = 27 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ ;  $P_{\beta p3} = 38 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$  и  $P_{\beta p4} = 50 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ .

2. Задаваясь сочетанием оптимизируемых параметров, найдем для уравнения (6.6) координаты центра тяжести  $z_i$  и их соответствующие производные  $\dot{z}_i$ . При этом для получения численной реализации оптимизации параметров используем ранее принятые значения  $m_1 = 0,2 \text{ т}$ ;  $m_2 = 4 \text{ т}$ ;  $\eta_{0s} = 5 \text{ мм}$ ,  $l_{0s} = 0,3 \text{ м}$  и  $V_n = 3 \text{ м/с}$ , характерные для большинства современных шахтных ПМД.

3. В соответствии с выражением (6.7) определим значения целевой функции  $F_{kr}$ . Причем вычисления повторяем до тех пор, пока значения, найденные в результате текущего и предыдущего расчетов, будут отличаться менее чем на 5%.

4. Определим наибольшую деформацию подвеса монорельса  $f_{\delta 1}$  и ходовой тележки  $f_{\delta 2}$ , согласно выражениям:

$$f_{\delta 1} = z_1 + \delta_1 \text{ и } f_{\delta 2} = z_2 + \delta_2,$$

где  $\delta_1, \delta_2$  – соответственно деформации подвески монорельса и ходовой тележки от нагрузки, прикладываемой статически

$$\delta_1 = (m_1 + m_2)g / C_{p1} \text{ и } \delta_2 = m_2 g / C_{p2}.$$

5. Полученные результаты в порядке возрастания целевой функции сведем в таблицу. Сочетания параметров, при котором  $f_{\delta 1}$  и  $f_{\delta 2}$  менее  $15 \text{ мм}$  и целевая функция не превышает на 80% ее минимальное значение,

признаем потенциально рациональными. В табл. 6.1 приведем 16 лучших сочетаний оптимизируемых параметров и 2 наихудших.

Таблица 6.1 – Результаты первого этапа оптимизации параметров подвеса  
монорельсового пути

№ п/п	Уровни варьирования оптимизируемых параметров				Наибольшие координаты смещений, мм		Значения целевой функции, кН
	коэффициент жесткости, кН/м		коэффициент вязкого сопротивления, кН·с/м				
	$C_{p1}$	$C_{p2}$	$b_{p1}$	$b_{p2}$	$z_1$	$z_2$	$F_{kr}$
1	5060	4070	50	50	3,81	8,37	54,17
2	6290	4070	50	50	3,23	7,95	54,80
3	5060	4070	38	50	3,90	8,53	54,89
4	5060	4070	50	38	3,80	8,44	54,97
5	7520	4070	50	50	2,81	7,68	55,28
6	6290	4070	38	50	3,31	8,07	55,41
7	8750	4070	50	50	2,48	7,47	55,50
8	5060	4070	27	50	3,99	8,68	55,65
9	8750	4070	50	38	2,46	7,51	55,70
10	5060	4070	38	38	3,90	8,58	55,71
11	6290	4070	50	38	3,22	8,06	55,78
12	7520	4070	38	50	2,86	7,76	55,78
13	5060	4070	50	27	3,82	8,50	55,87
14	8750	4070	38	50	2,51	7,53	55,90
15	6290	4070	27	50	3,38	8,18	56,03
16	7520	4070	27	50	2,91	7,84	56,27
...	...	...	...	...	...	...	...
255	21050	7000	27	15	2,31	9,18	84,50
256	21050	7000	15	15	2,32	9,22	85,40



В итоге первого этапа и в соответствии с указанными требованиями устанавливаем новый диапазон оптимизируемых параметров, который принимаем в виде ограничений для второго этапа оптимизации.

Проведем второй этап оптимизации. Для этого выполним корректировку границ оптимизируемых параметров. Установим количество уровней изменения  $C_p$  равным  $N_{Cpj} = 6$ . Границы варьирования этого параметра будут  $P_{Cp\min} = 4230$  кН/м и  $P_{Cp\max} = 5470$  кН/м. При шести уровнях варьирования согласно (6.9) имеем:  $P_{Cp1} = 4230$  кН/м и  $P_{Cp2} = 4480$  кН/м  $P_{Cp3} = 4730$  кН/м и  $P_{Cp4} = 4970$  кН/м  $P_{Cp5} = 5220$  кН/м и  $P_{Cp6} = 5470$  кН/м.

Аналогично первому этапу определим значения целевой функции, которые расположим в табл. 6.2 в порядке возрастания. В указанной таблице приведем 10 лучших сочетаний оптимизируемых параметров.

Таблица 6.2 – Результаты второго этапа оптимизации параметров подвеса монорельсового пути

№ п/п	Уровни варьирования оптимизируемых параметров				Наибольшие координаты смещений, мм		Значения целевой функции, кН
	коэффициент жесткости, кН/м		коэффициент вязкого сопротивления, кН·с/м				
	$C_{p1}$	$C_{p2}$	$b_{p1}$	$b_{p2}$	$z_1$	$z_2$	
1	5060	4070	50	50	3,81	8,37	54,17
2	6290	4070	50	50	3,23	7,95	54,80
3	5060	4070	38	50	3,90	8,53	54,89
4	5060	4070	50	38	3,80	8,44	54,97
5	7520	4070	50	50	2,81	7,68	55,28
6	6290	4070	38	50	3,31	8,07	55,41
7	8750	4070	50	50	2,48	7,47	55,50
8	5060	4070	27	50	3,99	8,68	55,65
9	8750	4070	50	38	2,46	7,51	55,70
10	5060	4070	38	38	3,90	8,58	55,71

Далее с учетом ограничений деформации подвески  $f_{доп}$ , полученные сочетания подвергнем анализу и оптимальными найдем параметры, которые соответствуют минимальному значению целевой функции.

Таким образом, на основании результатов, приведенных в табл. 6.2, целесообразно рекомендовать следующие значения оптимизируемых параметров:  $C_{p1} = 5060$  кН/м;  $C_{p2} = 4070$  кН/м;  $b_{p1} = b_{p2} = 50$  кН·с/м. Для этого сочетания параметров наибольшая нагрузка на модернизируемый подвес достигает  $F_{kr1} = 54,2$  кН. Если сравнить с наихудшими показателями, относящимися к обычному монорельсовому пути (см. табл. 6.1), когда  $F_{kr1} = 85,4$  кН, то применение подвеса с демпфирующим устройством, имеющим оптимизируемые параметры, позволяет снизить динамические нагрузки более чем в 1,5 раза.

Следует отметить, что полученные значения коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления подвески использованы при разработке устройств для снижения динамических нагрузок на крепь горной выработки в разд. 7.

### **6.5. Синтез подвесной монорельсовой дороги при действии ударных нагрузок**

Рассмотрим синтез шахтной подвесной монорельсовой дороги, представленной как пространственная система связанных твердых тел. При этом используем методы, приведенные в работах [33, 94, 98, 118, 145]. Принимаем допущение о малости перемещений и считаем, что пространственные колебания происходят по линейному закону. Поскольку подвеска монорельсового пути к верхнякам и боковинам выработки осуществляется гибкими связями, то во время нагружения изгибающие моменты в местах их крепления не возникают.

Положение подвешенного монорельсового пути относительно выработки (рис. 6.5) определяется шестью плюккеровыми координатами единичных векторов связей относительно прямоугольной системы координат  $Oxyz$ : тремя моментами единичного вектора связи относительно осей  $x, y, z$  и тремя направляющими косинусами единичного вектора связи  $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ .

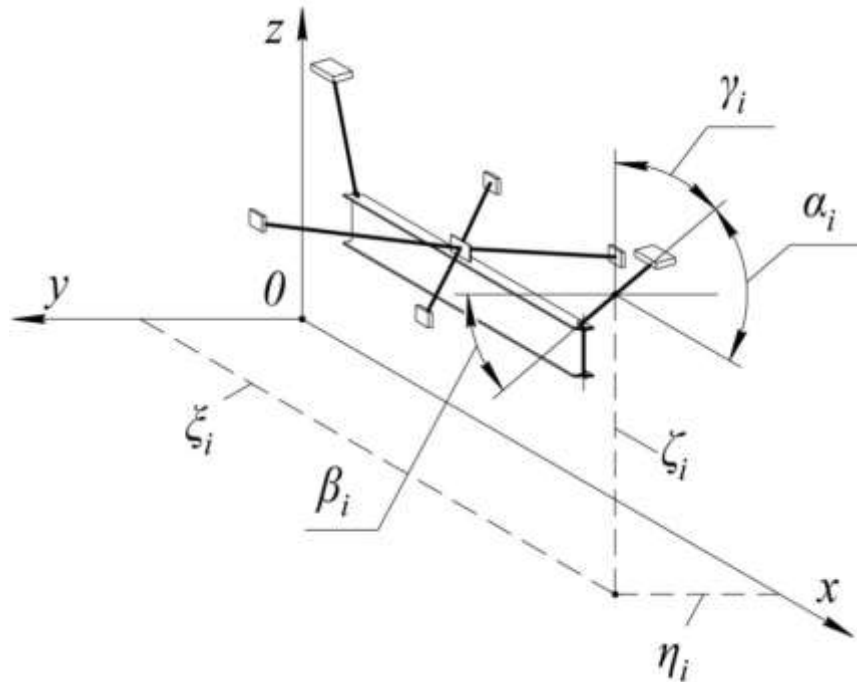


Рис. 6.5. Расчетная схема пространственной системы подвески монорельсового пути в горной выработке

Причем, плюккеровы координаты  $i$ -й связи монорельса с крепью выработки определяются согласно выражений

$$q_i = \eta_i \cos \gamma_i - \zeta_i \cos \beta_i;$$

$$m_i = \zeta_i \cos \alpha_i - \xi_i \cos \gamma_i;$$

$$n_i = \xi_i \cos \beta_i - \eta_i \cos \alpha_i,$$

где  $\eta_i, \zeta_i, \xi_i$  – соответствующие координаты  $i$ -й связи монорельса в прямоугольной системе координат  $Oxyz$ .

Для шести связей матрица плюккеровых координат равна

$$A = \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & \cos \alpha_2 & \cos \alpha_3 & \cos \alpha_4 & \cos \alpha_5 & \cos \alpha_6 \\ \cos \beta_1 & \cos \beta_2 & \cos \beta_3 & \cos \beta_4 & \cos \beta_5 & \cos \beta_6 \\ \cos \gamma_1 & \cos \gamma_2 & \cos \gamma_3 & \cos \gamma_4 & \cos \gamma_5 & \cos \gamma_6 \\ q_1 & q_2 & q_3 & q_4 & q_5 & q_6 \\ m_1 & m_2 & m_3 & m_4 & m_5 & m_6 \\ n_1 & n_2 & n_3 & n_4 & n_5 & n_6 \end{bmatrix} .$$

Матрица изображений, относящихся к перемещениям монорельса в пространстве, может быть представлена с помощью преобразования Фурье-Лапласа

$$X(p) = [x(p); y(p); z(p); \varphi(p); \chi(p); \psi(p)]^T ,$$

где  $x(p); y(p); z(p)$  – соответствующие поступательные перемещения монорельса относительно осей координат  $x, y, z$  ;

$\varphi(p); \chi(p); \psi(p)$  – соответствующие углы поворота монорельса относительно осей  $x, y, z$  .

В начальном положении, матрица изображений линейных перемещений связей вдоль направления действия связей монорельса будет

$$T(p) = [t_1(p); t_2(p); t_3(p); t_4(p); t_5(p); t_6(p)]^T .$$

Матрица изображений линейных перемещений связей вдоль направления действия связей, связанных с крепью выработки, имеет вид

$$U(p) = [u_1(p); u_2(p); u_3(p); u_4(p); u_5(p); u_6(p)]^T .$$

Матрица изображений относительных перемещений между монорельсом и крепью выработки может быть представлена как

$$\Delta(p) = [\delta_1(p); \delta_2(p); \delta_3(p); \delta_4(p); \delta_5(p); \delta_6(p)]^T .$$

Учитывая допущение о малости перемещений, между указанными выражениями существует следующая взаимосвязь:

$$\begin{aligned} T(p) &= A'X(p); \\ \Delta(p) &= U(p) - T(p). \end{aligned}$$

В общем случае матрица передаточной функции будет

$$W(p) = \frac{T(p)}{U(p)}.$$

На основании этого имеем

$$\begin{aligned} X(p) &= (A')^{-1}W(p)U(p); \\ \Delta(p) &= [E_n - W(p)]U(p), \end{aligned}$$

где  $E_n$  – единичная матрица, имеющая  $n$ -й порядок.

При детерминированных ударных воздействиях матрица спектральных плотностей перемещений монорельса имеет вид

$$\Phi_x(p) = (A')^{-1}W(-p)\Phi_u(p)W'(p)A^{-1},$$

где  $\Phi_{ux}(p)$  – квадратная  $k$ -го порядка матрица спектральных плотностей стационарных случайных перемещений крепи, возникающих в случае действия детерминированных нагрузок в подвеске монорельса.

Аналогично матрица спектральных плотностей относительных перемещений в связях будет

$$\Phi_{\Delta}(p) = [E_n - W(-p)]\Phi_u(p)[E_n - W'(p)].$$

Используем критерий

$$K_{\delta} = \frac{1}{i} \int_{-i\infty}^{+i\infty} S_p \{I\} dp,$$

где  $S_p$  – след матрицы;

$I$  – матрица, равная  $I = Rp^4 A' \Phi_x(p) + H \Phi_\Delta(p)$ ;

$R, H$  – диагональные матрицы множителей Лагранжа

$$R = \text{diag}[r_1; r_2; \dots; r_i; \dots; r_n];$$

$$H = \text{diag}[h_1; h_2; \dots; h_i; \dots; h_n].$$

Найдем частную производную следа матрицы по  $W(-p)$

$$\frac{\partial}{\partial W(-p)} S_p \{I\} = Q(p),$$

где  $Q(p)$  – прямоугольная матрица, имеющая порядок матрицы  $W(-p)$ , каждый элемент которой находится в левой полуплоскости.

На основании этого матричное функциональное уравнение Винера-Хопфа будет

$$\{[p^4 A^{-1} R(A')^{-1} + H]W(p) - H\} \Phi'_n(p) = Q(p).$$

Для операций левой факторизации матриц этого уравнения [145] можно записать

$$p^4 A^{-1} R(A')^{-1} + H = \Gamma(p) \Gamma'(-p).$$

Аналогично для операций правой факторизации

$$\Phi'_n(p) = \theta(p) \theta'(-p).$$

С учетом этого получим

$$\Gamma'(p)W(p)\theta(p) - [\Gamma(-p)]^{-1} H \theta(p) = [\Gamma(-p)^{-1}] Q(p) [\theta'(-p)]^{-1}.$$

Обозначим матрицу

$$K(p) = [\Gamma(-p)]^{-1} H \theta(p).$$

Запишем эту матрицу в виде суммы двух матриц  $K(p)_+$  и  $K(p)_-$ , где полюсы элементов матрицы  $K(p)_+$  находятся в левой полуплоскости, а полюсы элементов матрицы  $K(p)_-$  – в правой полуплоскости.

Тогда

$$\Gamma'(p)W(p)\theta(p) - K(p)_+ = [\Gamma(-p)^{-1}] \rho(p) [\theta'(-p)]^{-1} + K(p)_-.$$

Отсюда видно, что левая часть этого выражения соответствует матрице, которая является аналитической в правой полуплоскости, а правая часть – аналитической в левой полуплоскости.

В итоге получим матрицу оптимальных передаточных функций

$$W(p) = [\Gamma'(p)]^{-1} K(p)_+ [\theta(p)]^{-1}.$$

Рассмотрим более общую задачу синтеза ПМД, когда монорельсовый путь рассматривается как система твердых подвешенных тел, соединенных между собой. В общем случае подобная система имеет  $k$ -входов,  $p$ -связей и  $n$ -степеней свободы.

С использованием плюккеровых координат [33, 214] матричное уравнение движения пространственной такой системы будет

$$Mp^2 + AD(p)[A'X(-p) - BU(p)] = 0,$$

где  $M$  – матрица инерции движущихся частей рассматриваемой системы;

$A$  –  $(n \times p)$ -матрица плюккеровых координат  $p$ -связей;

$B$  –  $(p \times k)$ -матрица перемещений точек подвески монорельсового пути относительно выработки, каждая строка и столбец которой содержат всего одну единицу или нули;

$D(p)$  –  $(p \times p)$ -матрица динамических жесткостей.

Это матричное уравнение имеет следующее решение:

$$X(p) = [Mp^2 + AD(p)A']^{-1} AD(p)BU(p).$$

Используя вспомогательную  $(n \times k)$  -матрицу передаточных функций

$$W(p) = [Mp^2 + AD(p)A']^{-1} AD(p)B,$$

решение будет  $X(p) = W(p)U(p)$ .

Для относительных перемещений в  $p$  -связях матрица-столбец принимает вид

$$\Delta(p) = [E_{pk} + (A_{pn} - B_{pn})A'W(p)]U(p),$$

где  $E_{pk}$  – прямоугольная матрица преобразования порядка  $(p \times k)$ ;

$A_{pn}, B_{pn}$  – прямоугольные матрицы преобразований порядка  $(p \times n)$ .

При движении ПС по монорельсовому пути, когда нагрузку воспринимают  $j$  подвесок, матрица-столбец относительных перемещений монорельса может быть представлена как

$$T_m(p) = [E_{jk} + A'_m W(p)]U(p),$$

где  $E_{jk}$  – квадратная диагональная матрица, у которой на главной диагонали располагается  $j$  единиц и  $k$  нулей;

$A'_m$  – прямоугольная матрица плюккерových координат, имеющая  $j$  строк с нулями, расположенными как единицы в диагональной матрице  $E_{jk}$ .

Матрица-столбец относительных перемещений точек подвески монорельса к крепи будет  $T_k(p) = A'_k W(p)U(p)$ , где  $A'_k$  – соответствующая прямоугольная матрица плюккерových координат.

Используем дополнительно квадратную матрицу передаточных функций  $V(p)$ , имеющую размер  $(k \times k)$   $T_k(p) = V(p)T_k(p)$ .

На основании этого получим выражение

$$V(p) = A'_k W(p)[E_{jk} + A'_m W(p)]^{-1}.$$



Указанное выражение описывает структуру пространственной системы подвески монорельсового пути в горной выработке и может быть использовано при создании новых шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными параметрами.

## 6.6. Выводы

В разделе 6 проведен синтез шахтной подвесной монорельсовой дороги. Получены следующие основные результаты.

1. Установлено, что одним из ограничений синтеза подвесной монорельсовой дороги является ограничение действия сил, обусловленных возникающими во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу динамическими нагрузками, передаваемыми к подвеске и крепи горной выработки. Показано, что на ограничения динамических сил влияют абсолютные перемещения, скорости, а также ускорения точек подвесок.

2. Выявлен ряд критериев, используемых для оптимизации синтеза шахтной подвесной монорельсовой дороги, учитывающих функционалы, формы которых определяются видом динамических воздействий. С учетом коэффициентов влияния установлены единые комбинированные критерии в случае раздельного и одновременного действия стационарных и детерминированных воздействий на подвеску монорельсового пути.

3. Установлено оптимальное сочетание параметров для шахтных ПМД: коэффициенты жесткости подвески для монорельсового пути 5060 кН/м и ходовой тележки 4070 кН/м; их коэффициенты вязкого сопротивления – 50 кН·с/м. Реализация указанных значений в подвесе позволяет снизить динамические нагрузки на крепь горной выработки в 1,5 раза.

4. Выполнен синтез подвески монорельсового пути с оптимальными передаточными функциями. Установлена оптимальная передаточная функция, учитывающая одновременное действие гармонических возмущений и

относительных перемещений, вызванных динамическими ударами, возникающими во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу со стыками.

5. Проведен синтез подвесной монорельсовой дороги при действии ударных нагрузок. Построена матрица оптимальных передаточных функций и составлено уравнение, описывающее структуру оптимальной системы подвески монорельсового пути.

Результаты данного раздела опубликованы в работах [59, 70, 72] и докладывались на международных научно-практических конференциях [89, 276].

## РАЗДЕЛ 7

### СНИЖЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА КРЕПЬ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК, ВОЗНИКАЮЩИХ ВО ВРЕМЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДВЕСНОЙ МОНОРЕЛЬСОВОЙ ДОРОГИ

#### 7.1. Вступительные замечания

Источником колебаний составных частей ПМД является подвижной состав, перемещающийся по монорельсу, который закреплен в верхней части горной выработки. С одной стороны динамические воздействия – силы, возникающие в местах взаимодействия тележек с монорельсом, передаются на подвеску кузова подвижного состава. С другой стороны – динамические воздействия появляются в узлах крепления монорельса и передаются на крепь горной выработки. Уменьшение интенсивности колебаний в узлах крепления монорельса и кузова может быть достигнуто за счет снижения указанных динамических воздействий, изменения конструкции составных элементов ПМД, гашения или изоляции колебаний с помощью дополнительных устройств.

Цель раздела заключается в разработке рекомендаций для уменьшения дополнительных динамических нагрузок на подвеску ПМД и крепь горной выработки за счет улучшения динамических параметров подвижного состава и монорельсового пути.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- установить направления для снижения колебаний ПС, возникающих во время его движения по монорельсу;
- определить основные параметры устройств, позволяющих улучшить динамические показатели ПМД;
- разработать способы и средства для снижения дополнительных динамических нагрузок на подвеску и крепь горных выработок.

Для улучшения динамических характеристик рассматриваются элементы конструкций существующих и перспективных подвесных монорельсовых дорог для угольных шахт и рудников.

## **7.2. Общие направления снижения колебаний подвижного состава и подвесного монорельсового пути**

Амплитуды колебаний составных частей ПМД зависят от амплитуд возмущающих сил и сопротивлений, возникающих в соединениях ПС и монорельсового пути. Кроме того, они определяются соотношением частот собственных колебаний составных частей и возмущающих сил. На основании этого возможны следующие направления для уменьшения колебаний в ПМД:

- снижение и уравнивание возбуждающих сил, которое сводится к уменьшению амплитуд возмущающих сил, неровностей поверхностей качения ходовых тележек, а также смещений монорельсового пути в профиле и плане;
- повышение затуханий колебаний соединений составных частей за счет применения добавочных сопротивлений;
- изменение соотношений между собственными частотами составных частей ПМД и частотами возмущающих сил.

Установление выгодного сочетания параметров ПМД обеспечивает приемлемые ходовые качества путем выбора оптимальных значений ее упругих и диссипативных параметров. Однако существенное влияние на колебательные процессы могут оказывать особенности сопряжения отдельных секций монорельса и ходовых тележек с кузовом, а также параметры других элементов, в частности радиусы закруглений пути, податливость крепи горной выработки. Поэтому уменьшение колебаний за счет конструктивных изменений не всегда возможно.

Одним из возможных способов снижения амплитуд колебаний ПМД является применение систем подвешивания подвижного состава и монорельсового пути, состоящих из упругих элементов и гасителей колебаний. На подвижном составе упругие элементы могут быть установлены между ходовой тележкой и кузовом, в ходовой тележке – между ее рамой и колесами, а также между колесной осью и ободом колеса. Упругие элементы монорельсового пути могут быть расположены в местах фиксации подвески к балке монорельса или к верхнякам крепи горной выработки. Кроме этого необходимо вводить дополнительные сопротивления путем присоединения к системе демпфирующих устройств [52, 152].

Необходимо отметить, что изменение соотношений между собственными частотами составных частей ПМД и частотами возмущающих сил возможно производить за счет варьирования жесткости элементов монорельсового пути или подвижного состава, а также путем присоединения дополнительных устройств, например антивибраторов [26].

Для снижения амплитуды вертикальных колебаний тележек и кузова целесообразно согласовывать жесткость стыков и пролетной части монорельсового пути. Требуемая жесткость монорельсового пути может быть обеспечена за счет:

- установления шага подвески опор;
- варьирования упругими свойствами материала опор;
- установки упругих элементов в стыки монорельса;
- встраивания упругих опор в систему подвески монорельсового пути.

Упругая опора позволяет снизить непосредственную динамическую нагрузку, обеспечить более равномерную передачу нагрузки на двухпролетную (трехопорную) подвеску отрезка монорельса, уменьшить перемещение верхняка крепи и осадку кровли горной выработки. Это приводит к сокращению эксплуатационных расходов и увеличению срока службы монорельсового пути, а также повышению устойчивости горной выработки, в которой осуществляется эксплуатация ПМД.

### 7.3. Разработка способов и устройств для уменьшения динамических нагрузок на крепь горной выработки

Для снижения ударных воздействий на стыках предлагаются следующие устройства и способы подвески монорельсового пути в горной выработке.

Усовершенствованный монорельсовый путь шахтной подвесной дороги бДМКУ, на который получен патент UA72688U от 17.02.2012 (МПК В61В3/00, Е21F13/02), показан на рис. 7.1. Предлагаемый монорельсовый путь включает отрезки монорельса с верхними и нижними проушинами, в отверстиях которых располагаются эластичные и металлические втулки. Отрезки монорельса соединяются соответствующими верхними и нижними болтами, образуя стыки. Каждый стык подвешивается к крепи горной выработки с помощью цепи.

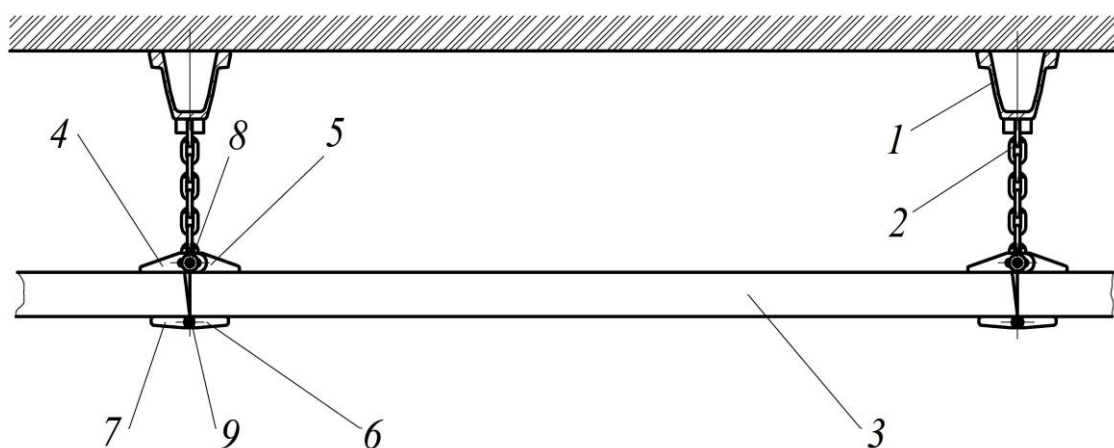


Рис. 7.1. Схема подвески монорельсового пути с упругими элементами в соединениях: 1 – крепь горной выработки; 2 – цепь подвески; 3 – отрезок монорельса; 4,5 – верхние проушины; 6, 7 – нижние проушины; 8, 9 – верхние и нижние болты с эластичными и металлическими втулками

Во время движения ходовых тележек по монорельсу, имеющему превышения в стыках, возникают колебания, которые воспринимают эластичные и металлические втулки, позволяющие за счет своих деформаций смещаться стыкуемым отрезкам относительно друг друга. Указанные смещения снижают превышения в стыках, что уменьшает силу удара на ходовую тележку и подвеску пути. Кроме того, возникающие во время относительного смещения стыкуемых отрезков силы трения снижают интенсивность вертикальных колебаний стыкуемых концов монорельса.

Подобное соединение возможно рекомендовать для других типов монорельсового пути ДП155, ПМП-155М и I-155.

Принципиальная схема модернизированного подвесного монорельсового пути М200, U200 (патент UA79713U от 26.11.2012, МПК E01B 25/00, B61B3/00) приведена на рис. 7.2. Такой путь содержит отрезки монорельса, шарнирно соединенные в стыках с помощью устройств, которые подвешиваются к крепи горной выработки.

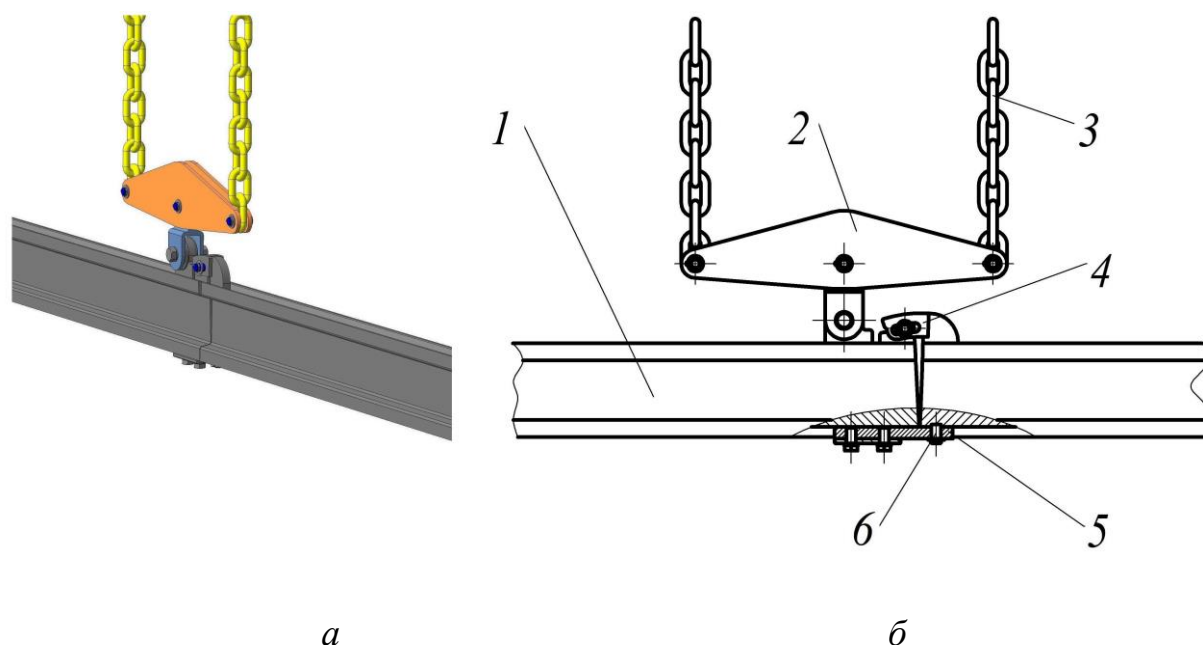


Рис. 7.2. Монорельсовый путь с упругим отбойником в стыках: *а* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где *1* – отрезок монорельса; *2* – подвесное устройство; *3* – цепь; *4* – шарнирное соединение; *5* – отбойник; *6* – палец

Каждый стык оснащается упругим отбойником, закрепленным под нижней полкой стыкуемого отрезка монорельса и взаимодействующим с направляющим пальцем, расположенным под нижней полкой соседнего стыкуемого отрезка монорельса.

Во время движения ПС по монорельсу, имеющему превышения в стыках, возникающие удары воспринимает шарнирное соединение и упругий отбойник, позволяющие за счет своих деформаций перемещаться полкам монорельса и уменьшать превышения в стыках пути, что позволяет снизить силу удара.

Для монорельсового пути, устанавливаемого в криволинейных выработках знакопеременного профиля, рекомендуется шарнирное соединение (патент UA94675U от 04.06.2014, МПК В61В3/00, Е01В 25/00), показанное на рис. 7.3.

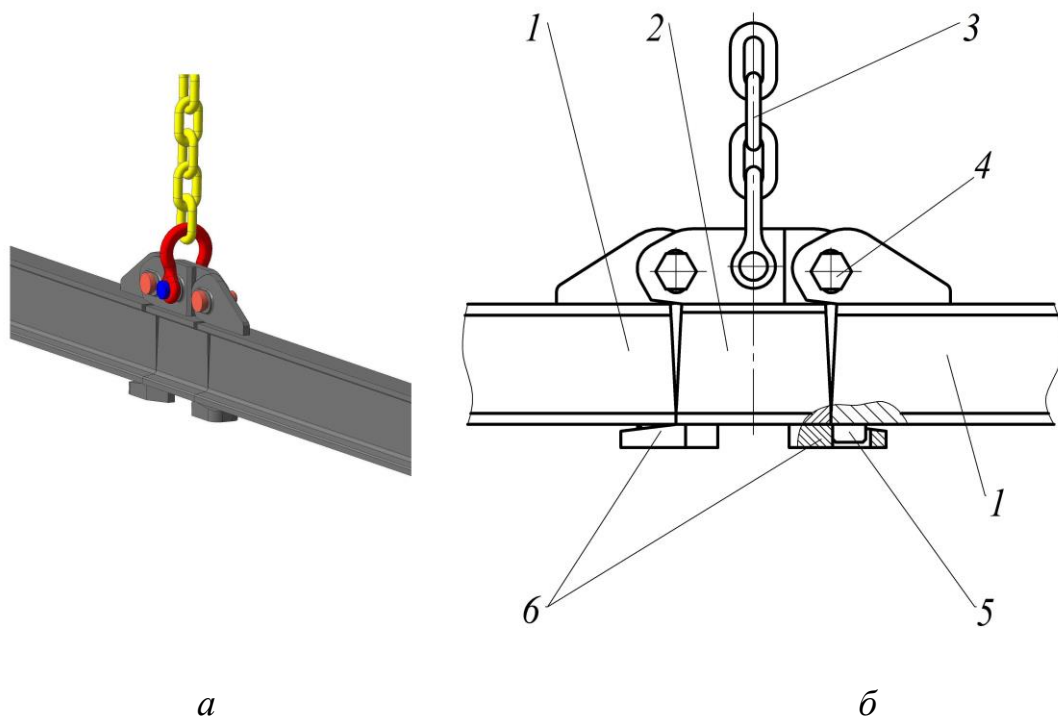


Рис. 7.3. Шарнирное соединение подвешенного монорельсового пути:  
*a* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где *1* – стыкуемые отрезки монорельса; *2* – подвесная опора; *3* – круглозвенная цепь; *4* – соединительный палец; *5* – штифт; *б* – подпятник



Указанное шарнирное соединение монорельсового пути дополнительно имеет подвесную опору, которая размещается между стыкуемыми отрезками монорельса с помощью подпятников, воспринимающих статическую нагрузку и удары.

Предлагаемое соединение позволяет снизить удары за счет уменьшения углов перекоса на стыках криволинейных участков. Кроме того, поскольку основную нагрузку воспринимают подпятники подвесной опоры, то края отрезков монорельса практически не деформируются, что улучшает условия прохождения стыков монорельсового пути во время движения ходовых тележек ПС в прямом и обратном направлении.

Приведенное устройство позволяет уменьшить углы перекосы между стыкуемыми отрезками монорельса в 2 раза, как в вертикальной, так и горизонтальной плоскостях, что улучшает геометрию пути, ограничивая кинематические воздействия на ПС. Подобное шарнирное соединение может быть использовано для любого типа шахтного подвесного монорельсового пути.

На рис. 7.4 представлена схема устройства для реализации способа подвешивания монорельсового пути, позволяющего снизить дополнительные динамические усилия на крепь горной выработки (патент на изобретение UA109446C2 от 21.02.2013, МПК E01B25/24, B61B13/04, B61B3/00).

Устройство состоит из отрезков монорельса, соединяемых проушинами, закрепленными на расстоянии  $l_A$  от их торцов. Соединенные отрезки монорельса подвешиваются к верхнякам крепи на круглозвенных цепях с помощью захватов, внутри которых располагаются эластичные и металлические пластины.

Поскольку на участке между проушинами отрезки монорельса располагаются свободными, то во время движения по стыку за счет упругости материала обеспечивается снижение ударных воздействий на подвеску. Кроме того, возникающие вертикальные колебания воспринимают эластичные и металлические пластины захвата, которые обеспечивают виброгашение и энергопоглощение.

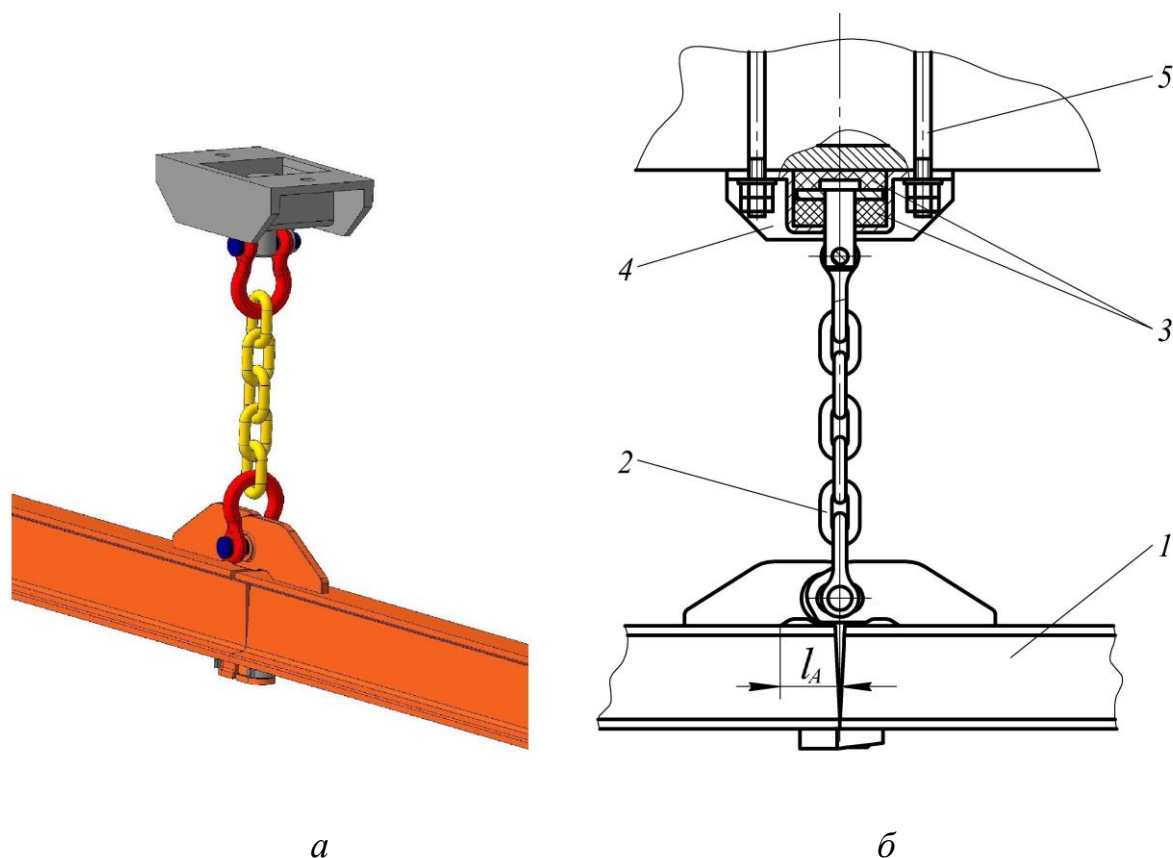


Рис. 7.4. Устройство подвески монорельсового пути: *а* – общий вид; *б* – схема подвески, где *1* – монорельс; *2* – круглозвенная цепь; *3* – энергопоглощающий материал; *4* – захват; *5* – хомут крепи горной выработки

За счет дополнительного изгиба коэффициент жесткости стыка может быть равен

$$C_s = \frac{3EJ}{l_A^2(L_m - l_A)},$$

где  $E$  – модуль упругости материала монорельса;

$J$  – момент инерции поперечного сечения монорельса.

Предлагаемое устройство позволяет изменять жесткость стыков путем введения участка изгиба и использования поглощающего материала для любого типа подвесного монорельсового пути.

Модернизированный стык монорельсового пути с повышенными демпфирующими свойствами приведен на рис. 7.5.

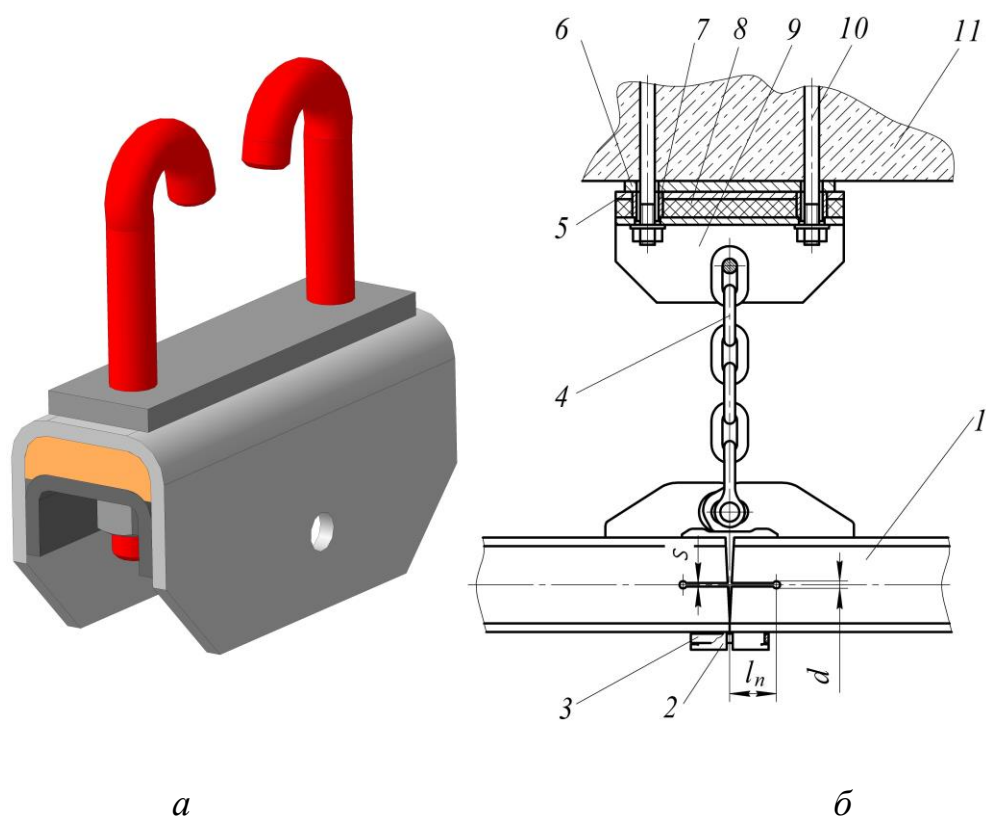


Рис. 7.5. Модернизированный стык монорельсового пути: *а* – общий вид опоры подвески для арочной крепи; *б* – схема подвески для анкерной крепи, где *1* – монорельс; *2* – штифт с выступом; *3* – прижимное кольцо; *4* – цепь; *5* – корпус опоры; *6* – металлическая пластина; *7* – втулка; *8* – эластичная вставка; *9* – скоба опоры; *10* – анкер; *11* – кровля горной выработки

Предлагаемое устройство позволяет реализовать способ подвески монорельса в горной выработке (патент на изобретение UA110136C2 от 27.02.2014, МПК E21F13/08, B65G19/00, B61B13/00). Этот способ включает крепление опор к кровле горной выработки, подвешивание отрезков монорельса к опорам и стыковку концов отрезков монорельса торцами, при этом крепления опор к кровле горной выработки ведут с установкой элементов опор с возможностью вертикального перемещения их контактирующих поверхностей относительно друг к другу, отрезки монорельса к опорам под-

вешивают с выполненным на каждом конце сквозным продольным пазом, образованным сопряженными щелью и отверстием, оси которых взаимно перпендикулярны в горизонтальной плоскости, проходящей через продольную ось монорельса.

Диаметр сопряженного отверстия составляет  $d = (2..3)s$ , где  $s$  – высота щели. Подобное исполнение продольного паза обеспечивает снятие концентраций напряжений во время нагружения и изгиба участка монорельса. Длина продольного паза  $l_n$  устанавливается с учетом действующих нагрузок от подвижного состава, упругости материала и поперечного сечения балки, из которой выполнен монорельс.

Учитывая, что участок изгиба монорельса, расположенный под продольным пазом, имеет жесткое закрепление, то его длину можно найти по формуле:

$$l_n = 3 \sqrt{\frac{3EJ_n f_n}{Q_v}},$$

где  $J_n$  – момент инерции части поперечного сечения монорельса, который расположен под продольным пазом;

$f_n$  – высота превышений в стыках;

$Q_v$  – вертикальная сила, действующая на стык монорельса.

Возникающие во время движения по стыкам монорельса колебания воспринимает подвесная опора. Внутри корпуса этой опоры расположена эластичная вставка с металлической скобой. Эластичная вставка деформируясь, позволяет двигаться корпусу подвесной опоры вдоль скобы. Действующие при этом силы трения позволяют рассеивать кинетическую энергию вертикальных колебаний монорельсового пути.

Использование способа обеспечивает снижение динамических нагрузок, возникающих во время движения подвижного состава по подвесному

монорельсу, что приводит к повышению устойчивости кровли горной выработки.

Указанный способ подвешивания монорельса может быть реализован с помощью упруго-демпфирующих устройств, встраиваемых в элементы подвески существующих ПМД (пат. RU2611660C1 от 26.10.2015г., МПК В61В13/04, Е21F13/02, В61В3/00, Е01В25/24). Общий вид такого подвеса показан на рис. 7.6.

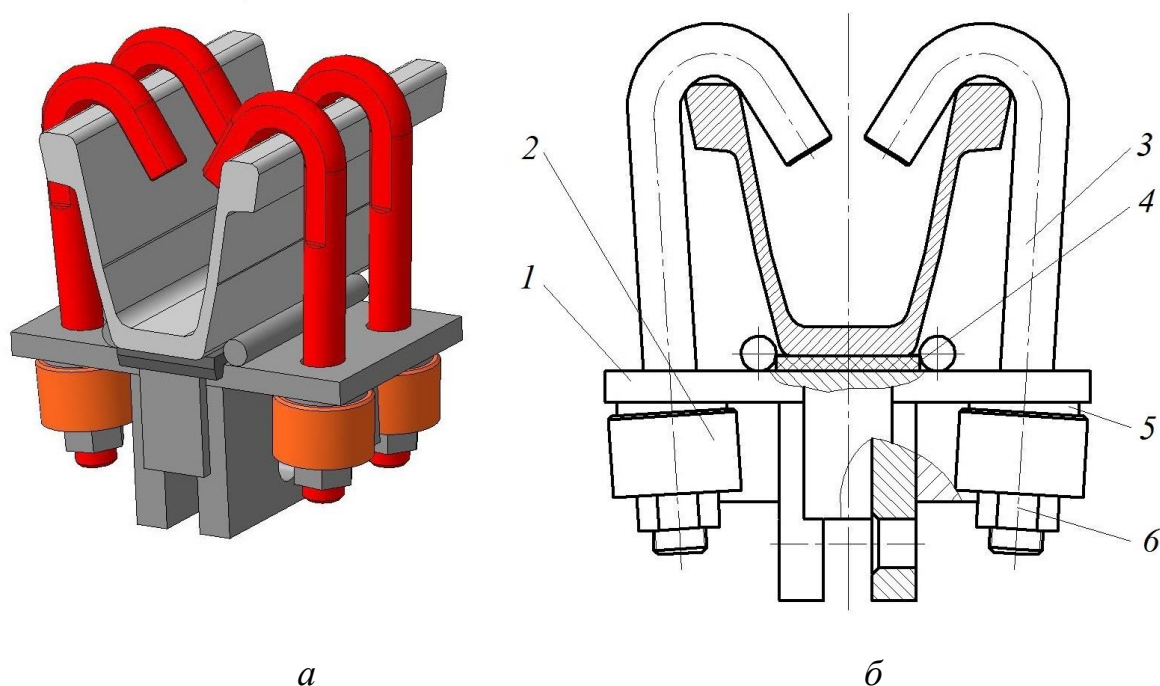


Рис. 7.6. Подвес для монорельсового пути: *а* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где *1* - корпус; *2* – упруго-демпфирующее устройство; *3* - крепежный болт; *4* - амортизирующая вставка (прокладка); *5* – косая шайба; *6* - гайка

В состав упруго-демпфирующего устройства входят тарельчатые пружины и плоские шайбы, располагаемые во втулке и фиксируемые стопорным кольцом. Втулки присоединяются к нижней части корпуса подвеса, который прикрепляется к верхняку арочной крепи крепежными болтами или хомутами. При этом между корпусом и профилем крепи располагается амортизирующая вставка из податливого материала и металлический огра-

нитель сжатия высотой, равной половине толщины вставки в недеформированном состоянии.

Коэффициент жесткости тарельчатых пружин определяется следующей зависимостью:

$$C_{s2} = E_n F \frac{\delta}{4(t_s - h)(h + \delta)},$$

где  $E_n$  – модуль упругости податливого материала, из которого изготовлена вставка;

$F$  – площадь поперечного сечения вставки;

$\delta$  – ход сжатия тарельчатых пружин;

$t_s$  – толщина вставки, значение которой составляет  $t \geq 2\delta$ ;

$h$  – высота ограничителя сжатия, равная 0,45 – 0,55 толщины вставки.

К проушинам подвеса с помощью пальца со шплинтом присоединяется круглозвенная цепь, поддерживающая монорельсовый путь. Возникающие во время эксплуатации шахтной подвесной монорельсовой дороги вертикальные колебания монорельсового пути воспринимают тарельчатые пружины и амортизирующие вставки, которые обеспечивают энергопоглощение ударов и периодических колебаний.

При вертикальных колебаниях монорельсового пути под действием гармонической возмущающей силы, возникающей во время движения ПС, указанная подвеска монорельсового пути может быть представлена в виде двухмассовой системы, приведенной на рис. 7.7.

Обозначим на этой расчетной схеме:  $m_1$  – масса подвески;  $m_2$  – масса части монорельсового пути и ПС, воздействующей на подвеску;  $C_1$  – коэффициент жесткости подвески монорельсового пути;  $C_2$  – коэффициент жесткости упругих элементов (тарельчатых пружин);  $P_v \sin \omega t$  – вертикальная возмущающая сила, возникающая во время движения по монорельсу ходовых тележек ПС, а также локомотива с дизельным приводом.

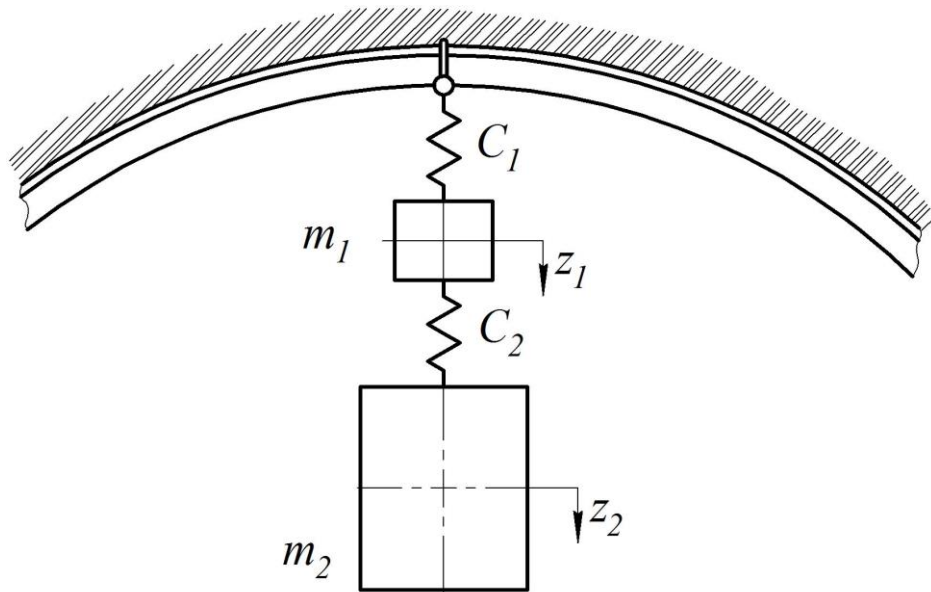


Рис.7.7. Расчетная схема амортизации ударного воздействия на подвес

Дифференциальные уравнения вынужденных вертикальных колебаний подвеса монорельсового пути будут:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 - C_2 (z_2 - z_1) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 + C_2 (z_2 - z_1) = P_v \sin \omega t. \end{cases} \quad (7.1)$$

где  $z_1, z_2$  – вертикальные смещения центров тяжести масс  $m_1$  и  $m_2$ , соответственно.

Решение системы уравнений найдем в виде

$$\begin{cases} z_1 = A_1 \sin \omega t; \\ z_2 = A_2 \sin \omega t. \end{cases}$$

где  $A_1, A_2$  – амплитуды вынужденных колебаний центров тяжести соответствующих масс  $m_1$  и  $m_2$ .

С учетом этого систему (7.1) можем привести к виду:

$$\begin{cases} A_1 (m_1 \omega^2 + C_1 + C_2) - A_2 C_2 = 0; \\ -A_1 C_2 + A_2 (C_2 - m_2 \omega^2) = P_v. \end{cases}$$

Решение системы уравнений будет

$$A_1 = \frac{P_v C_2}{m_2(m_1 + m_2) \left[ \left( \frac{C_1}{m_1 + m_2} - \omega^2 \right) \left( \frac{C_2}{m_2} - \omega^2 \right) - \frac{\omega^4 m_2}{m_1 + m_2} \right]};$$

$$A_2 = \frac{P_v (C_1 + C_2 - m_1 \omega^2)}{m_2(m_1 + m_2) \left[ \left( \frac{C_1}{m_1 + m_2} - \omega^2 \right) \left( \frac{C_2}{m_2} - \omega^2 \right) - \frac{\omega^4 m_2}{m_1 + m_2} \right]}.$$

Учитывая, что амплитуды возмущающих сил пропорциональны квадрату частоты, считаем

$$P_v = m_e r_e \omega^2,$$

где  $m_e r_e$  – эквивалентный по действию статический момент приведенной неуравновешенной массы  $m_e$  с радиусом приведения  $r_e$ .

Тогда после преобразований имеем

$$A_1 = \frac{m_e r_e C_e \xi_e^2}{\mu_e (m_1 + m_2) \left[ (1 - \mu_e) - \xi_e^2 \left( \frac{C_e}{\mu_e} + 1 \right) + \frac{C_e}{\mu_e} \xi_e^4 \right]}, \quad (7.2)$$

где  $C_e = \frac{C_2}{C_1}$ ;  $\mu_e = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$ ;  $\xi_e = \frac{k_e}{\omega}$ ;  $k_e^2 = \frac{C_1}{m_1 + m_2}$ .

Степень снижения действующих на крепь горной выработки динамических сил, характеризуется коэффициентом амортизации [30, 256], который равен отношению  $W_{kv} = A_o / A_1$ , где  $A_o$  – амплитуда колебаний подвеса, не имеющего тарельчатых пружин, когда  $C_e = \infty$ .

Амплитуду  $A_o$  можно найти согласно [259]

$$A_o = \lim_{C_e \rightarrow \infty} A_1 = \frac{m_e r_e}{(m_1 + m_2)(\xi_e^2 - 1)}. \quad (7.3)$$



Следовательно

$$W_{kv} = 1 - \frac{\mu_e (\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{C_e \xi_e^2 (\xi_e^2 - 1)}. \quad (7.4)$$

Для снижения амплитуд колебаний подвеса в выражении (7.4) необходимо выбирать соотношение входящих параметров, при которых  $|W_{kv}| > 1$ .

Проведем анализ влияния конструктивных параметров подвеса на коэффициент амортизации. На рис. 7.8 показана зависимость коэффициента амортизации  $W_{kv}$  от соотношения коэффициентов жесткостей  $C_e = C_2/C_1$ . Как видно из этого рисунка, при  $\xi_e < 1$  с повышением  $C_e$  коэффициент амортизации многократно уменьшается и стремится принять значение, равное 1, а при  $\xi_e > 1$  – увеличивается, принимая практически во всем диапазоне значения меньше 1.

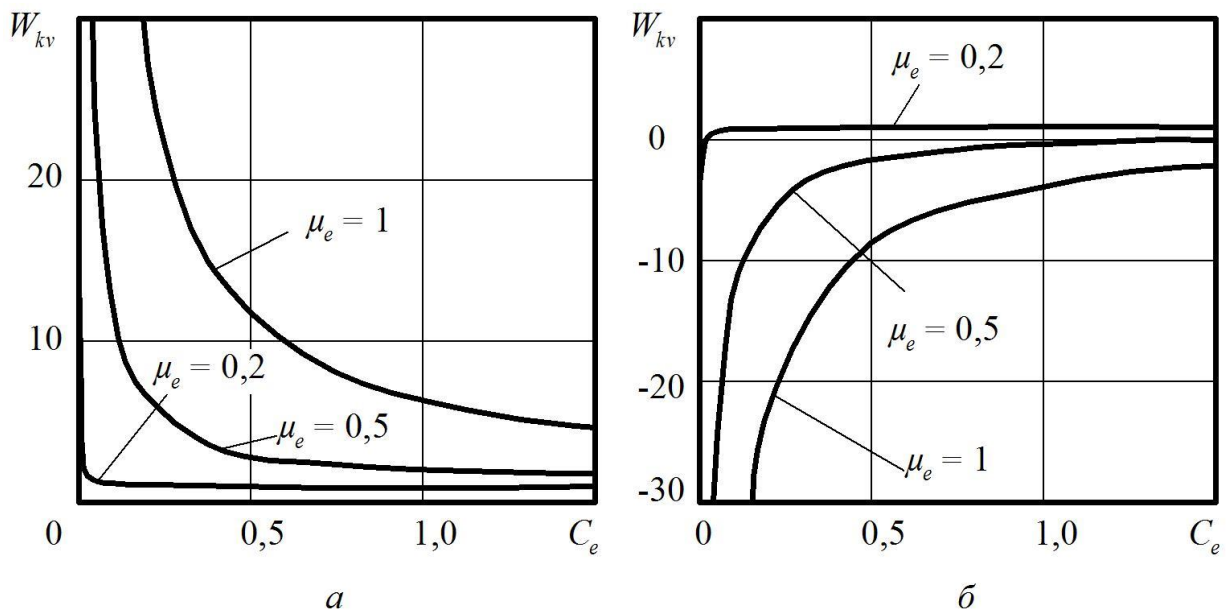


Рис. 7.8. Графики функций  $W_{kv} = f(C_e)$  при:  $a - \xi_e = 0,9$ ;  $b - \xi_e = 1,1$

В первом случае (рис. 7.8,а), когда  $\xi_e < 1$  и  $C_e = 1$ , с повышением соотношения  $\mu_e = m_2/(m_1 + m_2)$  от 0,2 до 1 значение  $W_{kv}$  увеличивается в 6 раз, а во втором (рис. 7.8,б), когда  $\xi_e > 1$  – уменьшается в 5 раз. При этом коэффи-

циент амортизации  $|W_{kv}| > 4$ , что позволяет уменьшить амплитуды колебаний верхняка крепи горной выработки пропорционально во столько же раз.

При одном и том же значении  $C_e$  коэффициент амортизации в первом случае всегда больше, чем во втором. Причем во втором случае (рис. 7.8,б) снижение амплитуд имеет место не во всем диапазоне изменения  $C_e$ , а только для значений:

$$C_e < \frac{\mu_e(\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{2\xi_e^2(\xi_e^2 - 1)}.$$

Как следует из этого рисунка, при  $\mu_e \leq 0,2$  наблюдается низкая эффективность амортизации. Такое значение  $\mu_e$  имеет место, когда масса подвески монорельсового пути, приходящаяся на один подвес, превышает массу ПС, что на практике встречается редко.

Для существующих ПМД характерен диапазон изменения  $\mu_e$  от 0,5 до 0,99. Более высокие значения этого коэффициента относятся к груженому составу, а наименьшие – порожнему.

Рассмотрим влияние  $\mu_e$  и  $\xi_e$  на коэффициент амортизации  $W_{kv}$ . На рис. 7.9 показаны зависимости  $W_{kv} = f(\mu_e)$  и  $W_{kv} = f(\xi_e)$ , полученные при  $C_e = 0,5$ . Указанное значение  $C_e$  характерно для соотношения, когда коэффициент жесткости упругих элементов (тарельчатых пружин) в два раза меньше коэффициента жесткости подвески монорельсового пути, что довольно просто реализуется с помощью вышеуказанных в этом разделе устройств.

Графические зависимости функций, показанные на рис. 7.9,а,в, относятся для случаев, когда собственная частота  $k_e$  меньше частоты возмущающей силы  $\omega$  и, следовательно –  $\xi_e < 1$ , а на рис. 7.9,б,г –  $k_e > \omega$  и  $\xi_e > 1$ .

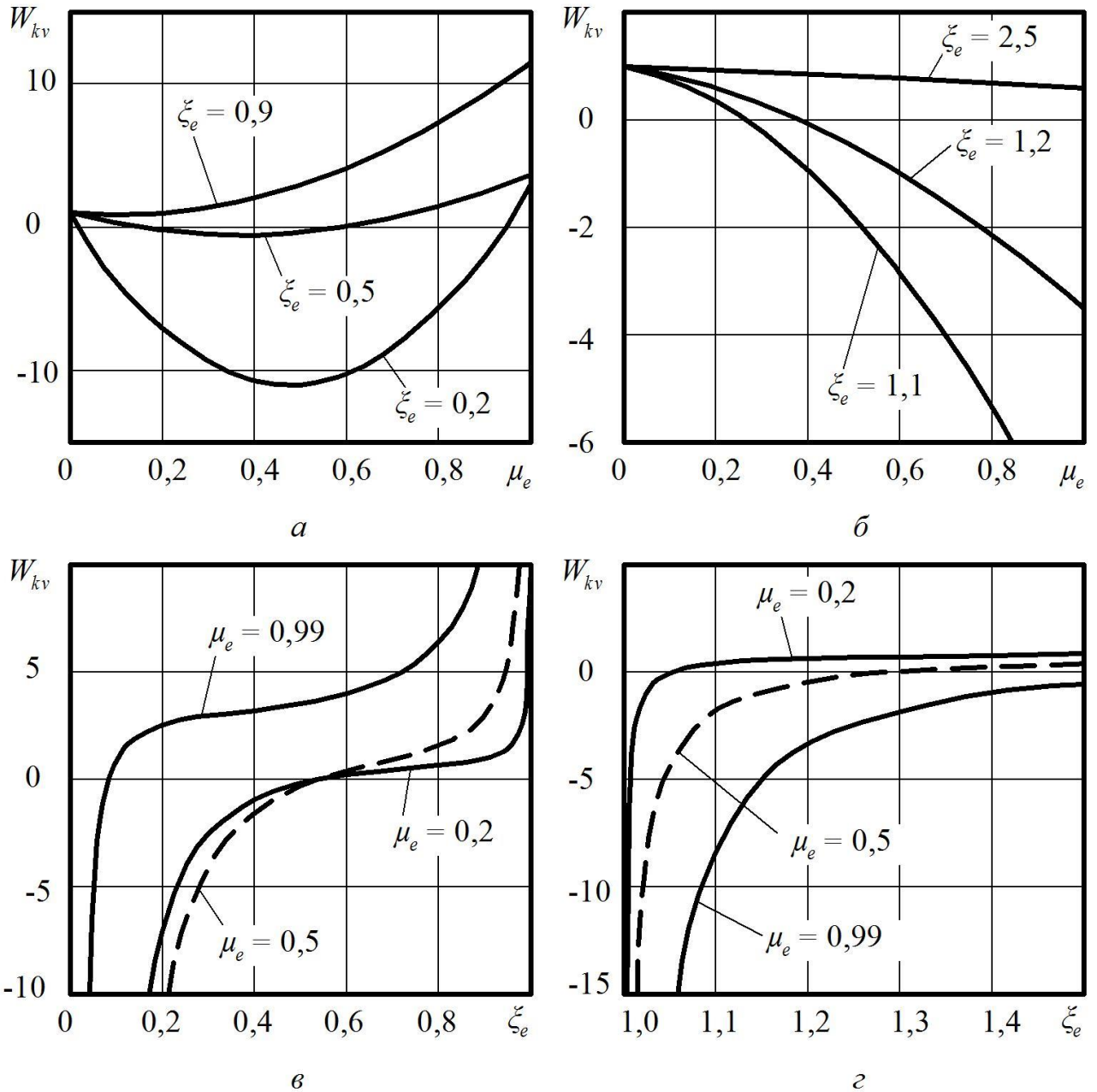


Рис. 7.9. Графики функций: а, б –  $W_{kv} = f(\mu_e)$  и в, г –  $W_{kv} = f(\xi_e)$

Если собственная частота  $k_e$  меньше частоты возмущающей силы  $\omega$ , то при увеличении  $\mu_e$  от 0 до 1 (рис. 7.9,а) коэффициент амортизации первоначально снижается и, в дальнейшем, после достижения своего наименьшего значения увеличивается. Причем наименьшие значения коэффициент амортизации достигает при  $\mu_e < 0,5$ . Поэтому в этом случае эффективность амортизации практически обеспечивается, когда  $\mu_e \geq 0,5$ .

Если  $k_e > \omega$ , то при увеличении  $\mu_e$  от 0 до 1 (рис. 7.9,б) коэффициент амортизации снижается во всем диапазоне. В этом случае для разных значений  $\xi_e$  эффективность амортизации различна. При  $\xi_e \leq 1,2$  модуль коэффициента амортизации достигает значения 3,5 и более, а при  $\xi_e \geq 2,5$  – не превышает 1 и коэффициент  $\mu_e$  практически не влияет на эффективность амортизации.

С увеличением  $\xi_e$  от 0 до 1 (рис. 7.9,в) коэффициент амортизации повышается с разной интенсивностью. В диапазоне изменения  $\xi_e$  от 0,3 до 0,8 его влияние на эффективность амортизации незначительно. При дальнейшем повышении, когда  $\xi_e > 1$  (рис. 7.9,г), модуль коэффициента амортизации уменьшается в широких пределах и при  $\xi_e \geq 1,2$  – стремиться принять значение меньше 1.

В результате проведенных исследований, возможно рекомендовать следующую методику для определения параметров подвесов монорельсового пути:

- 1). Согласно конструкции ПМД выделяем массы  $m_1$ ,  $m_2$  и вычисляем коэффициент  $\mu_e$ .
- 2). Рассчитываем амплитуду колебаний подвеса монорельсового пути без дополнительных упругих элементов (тарельчатых пружин).
- 3). Находим собственную частоту колебаний подвеса  $k_e$ .
- 4). Определяем соотношение  $\xi_e$  между собственной частотой колебаний подвеса  $k_e$  частотой возмущающих воздействий  $\omega$ , действующей на подвес.
- 5). Назначаем допускаемую амплитуду колебаний монорельсового пути, которая как указано в разд.5 для секций длиной 3 м составляет не более 15 мм.
- 6). С учетом п.1 и п.5 устанавливаем для подвеса коэффициент амортизации  $W_{kv}$ .

7). Если  $\xi_e < 1$  и  $k_v > 1$ , то на основании выражения (7.4) рассчитываем коэффициент  $C_e$  по формуле

$$C_e = \frac{\mu_e(\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{(W_{kv} - 1)\xi_e^2(1 - \xi_e^2)},$$

а если  $\xi_e > 1$ , то

$$C_e = \frac{\mu_e(\xi_e^2 - 1 + \mu_e)}{(|W_{kv}| + 1)\xi_e^2(\xi_e^2 - 1)}.$$

8). На основании полученного значения  $C_e$  и коэффициента жесткости подвески  $C_1$ , определяемого конструкцией подвески монорельсового пути, определяем коэффициент жесткости  $C_2$ , относящийся к упругим элементам (тарельчатым пружинам), как  $C_2 = C_1 C_e$ .

9). Согласно полученному значению  $C_2$  и максимальной допускаемой нагрузки на монорельсовый путь, производим выбор тарельчатых пружин, устанавливаем их параметры, уточняем коэффициент жесткости и суммарный ход сжатия. Производим выбор материала амортизирующей вставки (см. поз. 4 на рис. 7.4) и определяем ее размеры.

10). Для принятых с учетом п.9 значений коэффициента жесткости и суммарного хода сжатия тарельчатых пружин расчет повторяем и уточняем  $C_e$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  и  $W_{kv}$ .

Следует отметить, что во время движения по монорельсовому пути разнородного ПС частота возмущающих сил может изменяться в некоторых пределах от  $\omega_1$  до  $\omega_2$ , а поэтому предлагаемая методика, в которой рассматривается действие возмущающих сил постоянной частоты  $\omega$ , имеет ограничения.

Установим эти ограничения и рассмотрим общий случай, когда  $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$ . При этом собственные частоты  $k_1^2 = C_1/m_1$  и  $k_2^2 = C_2/m_2$  по отно-

шению к собственной частоте подвеса без тарельчатых шайб  $k_0$  должны быть равными  $k_2 < k_0 < k_1$ , а расчетная амплитуда колебаний подвеса  $A_{1\omega}$  – не превышать допускаемые амплитуды колебаний  $A_{1d}$ .

Если  $\omega_1 \leq k_1 \leq \omega_2$  и  $\omega_1 \leq k_2 \leq \omega_2$ , то использование тарельчатых шайб нецелесообразно, поскольку при совпадении собственных частот  $k_1$  или  $k_2$  с частотами возмущений  $\omega_1$  или  $\omega_2$  возможен резонанс. Для эффективной амортизации необходимо, чтобы  $k_1 > \omega_2$  или  $k_2 < \omega_1$ .

Представим собственную частоту  $k_2^2 = C_1 C_e / m_2$ .

Тогда  $C_1 = k_2^2 m_2 / C_e$ .

Учитывая, что  $k_e^2 = C_1 / (m_1 + m_2)$ , получим

$$k_e^2 = k_2^2 \frac{\mu_e}{C_e}. \quad (7.5)$$

На основании (7.2), (7.5) и преобразований имеем

$$A_1 = \frac{m_e r_e \xi_2^2 \xi_\omega^2}{(m_1 + m_2) \left( (1 - \mu_e) \xi_\omega^4 - \xi_\omega^2 (\xi_v^2 + \xi_2^2) + \xi_v^2 \xi_2^2 \right)},$$

где  $\xi_2 = k_2 / \omega_i$ ;  $\xi_v = k_e / \omega_i$ ;  $\xi_\omega = \omega / \omega_i$ ;  $\omega_i$  – действующая частота возмущения из диапазона от  $\omega_1$  до  $\omega_2$ .

Аналогично (7.3) в случае отсутствия тарельчатых шайб амплитуда колебаний подвеса будет

$$A_0 = \lim_{\xi_2 \rightarrow \infty} A_1 = \frac{m_e r_e \xi_\omega^2}{(m_1 + m_2) (\xi_v^2 - \xi_\omega^2)}.$$

Проведем исследование полученных зависимостей амплитуд колебаний  $A_1$  и  $A_0$  от параметров подвеса. На рис. 7.10,а и рис. 7.10,б построены графики абсолютных значений функций  $A_1 = f(\xi_\omega)$  и  $A_0 = f(\xi_\omega)$  для следующих значений коэффициентов:  $\mu_e = 0,5$ ;  $\xi_2 = 0,6$ .

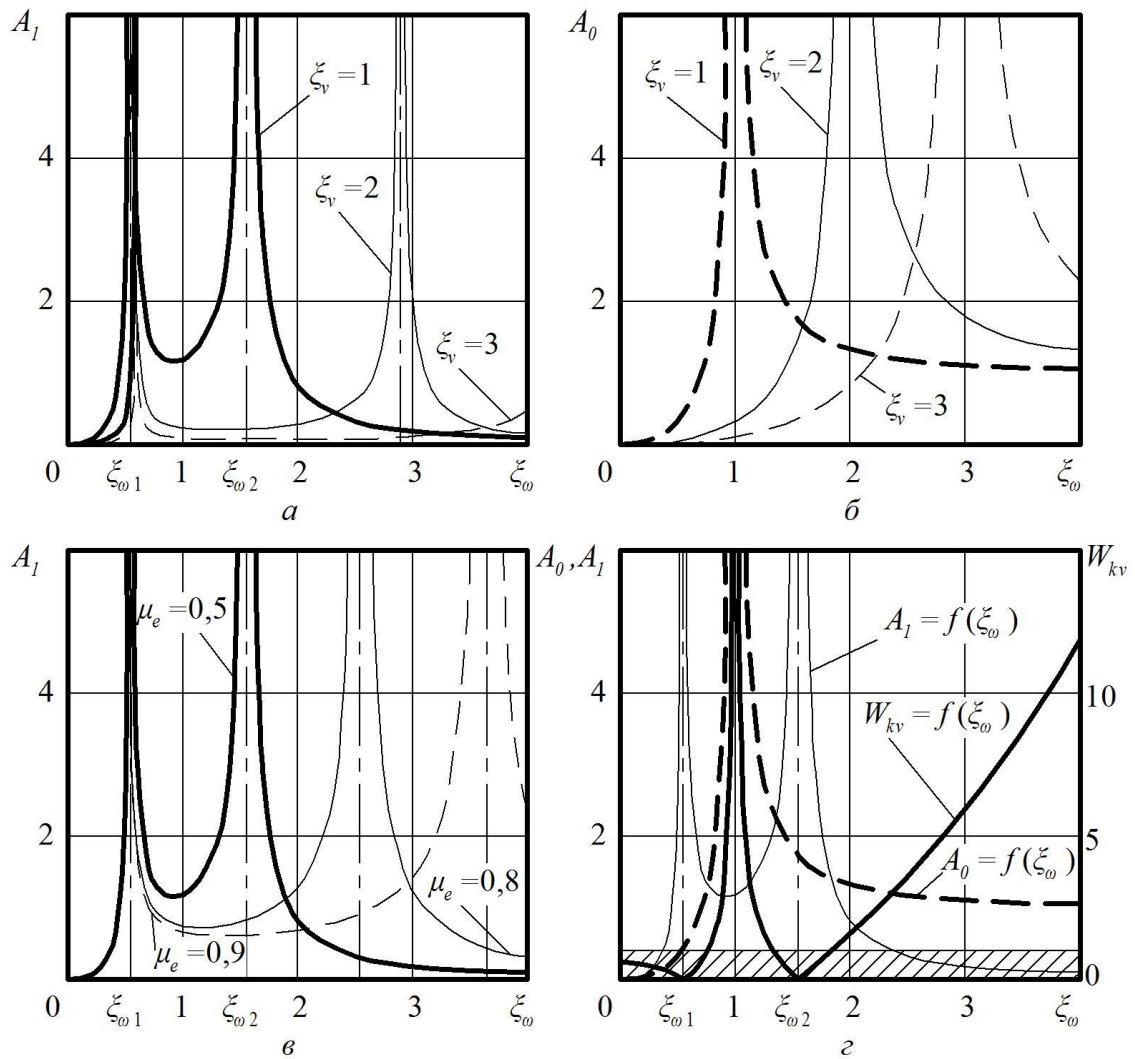


Рис. 7.10. Графики функций: *а* –  $A_1 = f(\xi_\omega)$  для разных  $\xi_v$ ; *б* –  $A_0 = f(\xi_\omega)$  для разных  $\xi_v$ ; *в* –  $A_1 = f(\xi_\omega)$  для разных  $\mu_e$ ; *з* –  $W_{kv} = f(\xi_\omega)$

Из рис. 7.10,*а* видно, что кривые  $A_1 = f(\xi_\omega)$  имеют по два разрыва и три ветви. С увеличением  $\xi_\omega$  до  $\xi_{\omega 1}$  происходит существенный рост амплитуды  $A_1$ , которая приближаясь к первой точке разрыва функции в асимптоте  $\xi_{\omega 1}$ , стремится принять бесконечно большое значение. С дальнейшим увеличением  $\xi_\omega$  до асимптоты  $\xi_{\omega 2}$  происходит снижение  $A_1$  до минимума, а затем – повторное повышение. При этом  $A_1$  опять стремится принять бесконечно большое значение, приближаясь к асимптоте во второй точке разрыва функции. После второго разрыва функции амплитуды  $A_1$  уменьшаются и стремятся принять нулевое значение.

Аналогичное изменение амплитуд  $A_1$  происходит, когда коэффициент  $\mu_e$  принимает значение от 0,5 до 0,9 (рис. 7.10,в). Если  $\mu_e \leq 0,8$ , то при  $\xi_\omega \geq 3,5$  амплитуды  $A_1$  практически равны нулю. Расчеты показывают, если  $\mu_e > 0,8$ , то минимальные значения амплитуд  $A_1$  достигаются при  $\xi_\omega \geq 6$ .

Характер изменения амплитуд  $A_0$  от соотношения частот  $\xi_\omega$  показан на рис. 7.10,б. Из этого рисунка следует, что кривая  $A_0 = f(\xi_\omega)$  имеет один разрыв и две ветви. Если  $\xi_v = 1$ , то увеличение  $\xi_\omega$  от 0 до 1 приводит к резкому повышению амплитуды  $A_0$ , а когда  $\xi_\omega = 1$ , то  $A_0$  стремится принять бесконечное большое значение. С дальнейшим увеличением  $\xi_\omega$  указанная амплитуда снижается, приближаясь к единице. Для других значений  $\xi_v$  происходит аналогичный рост и снижение амплитуд  $A_0$ , однако свой максимум они стремятся достигнуть когда  $\xi_v = \xi_\omega$ .

На рис. 7.10,г приведена зависимость абсолютных значений коэффициента амортизации  $W_{kv}$  от соотношения частот  $\xi_\omega$ . Как указывалось ранее, коэффициент  $W_{kv}$  представляет собой отношение амплитуд  $A_0$  и  $A_1$ . Из этого рисунка видно, что эффективная амортизация возможна, когда  $W_{kv} > 1$ , а следовательно, значения функции  $W_{kv} = f(\xi_\omega)$  целесообразно выбирать из незаштрихованной зоны.

Функциональные возможности подвеса можно расширить, если использовать в подвесе трение, возникающее во время сжатия упругих элементов (тарельчатых пружин). Для этого произведем исследование вертикальных колебаний подвеса с затуханием. Считаем, что эти колебания происходят под действием гармонической возмущающей силы  $Pe^{i\omega t}$ , а возникающие силы вязкого сопротивления подчиняются линейному закону. В этом случае расчетная схема подвеса имеет вид, приведенный на рис. 7.11. На этой схеме коэффициент вязкого сопротивления в системе обозначен как  $b_\delta$ . Остальные параметры приняты, как и в двухмассовой системе, показанной на рис. 7.7.



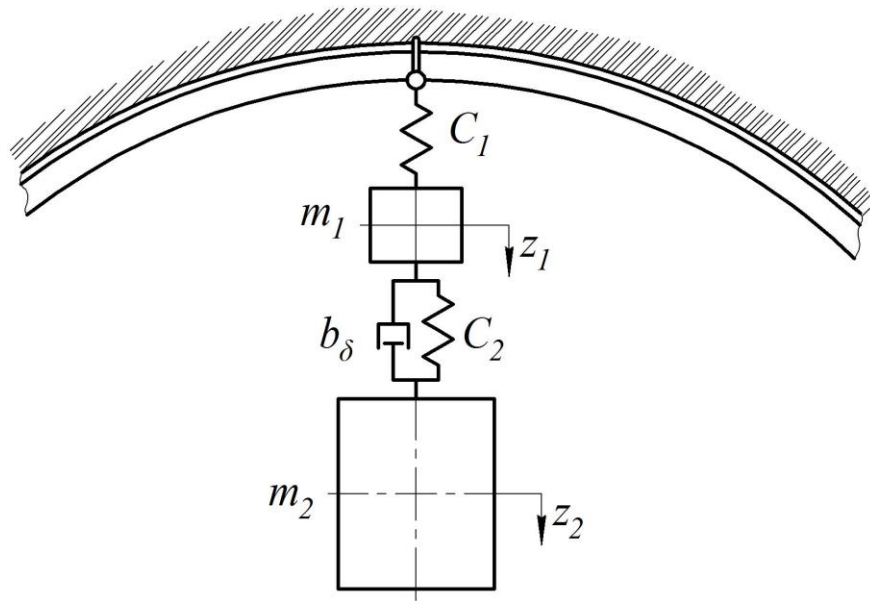


Рис.7.11. Расчетная схема амортизации ударного воздействия на подвес с затуханием

Составим дифференциальные уравнения движения системы

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + b_\delta (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + C_1 z_1 + C_2 (z_1 - z_2) = 0; \\ m_2 \ddot{z}_2 - b_\delta (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - C_2 (z_1 - z_2) = P e^{i\alpha t}. \end{cases}$$

Эту систему можно привести к виду

$$\ddot{z}_1 \left[ m_1 + m_2 \left( 1 + \frac{C_2 (C_1 - m_1 \omega^2)}{C_2^2 + b_\delta^2 \omega^2} \right) \right] + \dot{z}_1 m_2 \frac{b_\delta \omega^2 (C_1 - m_1 \omega^2)}{C_2^2 + b_\delta^2 \omega^2} + z_1 C_1 = P e^{i\alpha t}. \quad (7.6)$$

Для нахождения входящих параметров в (7.6) используем метод, предложенный в работе [259].

Учитывая, что  $C_1 = k_1^2 m_1$  и  $C_2 = k_2^2 m_2$ , выражение (7.6) будет

$$\ddot{z}_1 \left[ m_2 + m_1 \left( 1 + \frac{\mu_\eta^2 (1 - \xi_k^2)}{\mu_\eta^4 + b_m^2 \xi_k^2} \right) \right] + \dot{z}_1 m_1 \frac{b_m \omega^2 (1 - \xi_k^2)}{\mu_\eta^4 + b_m^2 \xi_k^2} + z_1 C_1 = P e^{i\alpha t}.$$

где  $\mu_m = m_2 / m_1$ ;  $\mu_\eta = k_2 / k_1$ ;  $b_m = b_\delta / (m_2 k_1)$  и  $\xi_k = \omega / k_1$  – безразмерные коэффициенты.

Введем обозначения

$$m_e = m_2 + m_1 \left( 1 + \frac{\mu_\eta^2 (1 - \xi_k^2)}{\mu_\eta^4 + b_m^2 \xi_k^2} \right); \quad (7.7)$$

$$\xi_e = m_1 \frac{b_m \omega^2 (1 - \xi_k^2)}{\mu_\eta^4 + b_m^2 \xi_k^2}, \quad (7.8)$$

где  $m_e$  – эквивалентная масса системы;

$\xi_e$  – эквивалентный коэффициент затухания в системе.

Для рассматриваемой системы амплитуда колебаний будет минимальной, если коэффициент вязкого сопротивления примет максимальное значение. Если исследовать (7.8), то коэффициент затухания имеет максимум при  $b_m = \mu_\eta / \xi_k$ .

Тогда

$$m_e = m_1 \left( 1 + \frac{1 - \xi_k^2}{2\mu_\eta^2} + \mu_m \right);$$

$$\xi_e = m_1 \frac{\omega(1 - \xi_k^2)}{2\mu_\eta^2}.$$

С учетом того, что  $\omega^2 = C_1 / m_e$ , имеем

$$\omega^2 = \frac{C_1}{m_1 \left( 1 + \frac{1 - \xi_k^2}{2\mu_\eta^2} + \mu_m \right)}.$$

Составим уравнение безразмерных частот

$$\xi_k^4 - \left( 1 + 2\mu_\eta^2 (1 + \mu_m) \right) \xi_k^2 + 2\mu_\eta^2 = 0. \quad (7.9)$$

Уравнение (7.9) можно привести к виду

$$\xi_k^4 - \frac{2}{1 + \mu_m} \xi_k^2 + \frac{1 - \mu_m}{(1 + \mu_m)^2} = 0.$$

Корнями этого уравнения являются

$$\xi_{k1,2}^2 = \frac{1 \mp \sqrt{\mu_m}}{1 + \mu_m}. \quad (7.10)$$

Во время статического нагружения монорельса деформация подвеса составляет  $A_{1ct} = P/C_1$ . Тогда безразмерная амплитуда  $A_{1e} = A_1/A_{1ct}$ .

На основании (7.8) и с учетом того, что  $A_1 = P/(\xi_e \omega)$ , получим

$$A_{1e} = \frac{2\mu_\eta^2}{\xi_k^2(1 - \xi_k^2)}. \quad (7.11)$$

После подстановки (7.10) в (7.11) безразмерная амплитуда будет

$$A_{1e} = 1/\sqrt{\mu_m}. \quad (7.12)$$

Приравняв полученные безразмерные амплитуды, имеем следующее выражение:

$$\frac{2\mu_\eta^2}{\xi_{k1}^2(1 - \xi_{k1}^2)} = \frac{2\mu_\eta^2}{\xi_{k2}^2(1 - \xi_{k2}^2)}.$$

Тогда

$$\xi_{k1}^2 + \xi_{k2}^2 - \frac{2\xi_{k1}^2\xi_{k2}^2}{\xi_{k1}^2 + \xi_{k2}^2} = 1.$$

Сумму корней  $(\xi_{k1}^2 + \xi_{k2}^2)$  уравнения (7.9) можно заменить на множитель этого уравнения, стоящий перед  $\xi_k^2$ , а произведение корней  $\xi_{k1}^2\xi_{k2}^2$  – на свободный член этого уравнения.

После подстановки и преобразований получим:

$$\mu_{\mu}^2 = \frac{1 - \mu_m}{2(1 + \mu_m)^2}. \quad (7.13)$$

На основании (7.10), (7.13) и учитывая, что с одной стороны  $b_m = b_{\delta} / (m_2 k_1)$ , а с другой —  $b_m = \mu_{\eta} / \xi_k$ , для первого резонансного режима имеем:

$$b_{\delta} = \sqrt{C_1 m_1} \frac{\mu_m (1 - \mu_m)}{2(1 + \mu_m) \sqrt{(1 + \mu_m)(1 - \sqrt{\mu_m})}}. \quad (7.14)$$

Аналогично для второго резонансного режима:

$$b_{\delta} = \sqrt{C_1 m_1} \frac{\mu_m}{2(1 + \mu_m) \sqrt{(1 + \mu_m)(1 + \sqrt{\mu_m})}}. \quad (7.15)$$

Найдем амплитуду колебаний подвеса из выражения (7.12)

$$A_1 = \frac{P}{C_1 \sqrt{\mu_m}}. \quad (7.16)$$

Используя выражение (7.13) имеем

$$C_2 = \frac{C_1 \mu_m (1 - \mu_m)}{2(1 + \mu_m)^2}. \quad (7.17)$$

Проведем исследование полученных выражений. На рис. 7.12,а приведены зависимости  $A_1 = f(\mu_m)$  для разных действующих на подвес сил  $P$ . При построении указанных графиков принималось значение  $C_1 = 2 \times 10^7$  Н/м.

Из этого рисунка видно, что с увеличением коэффициента  $\mu_m$ , равного отношению массы  $m_2$  к  $m_1$ , амплитуды колебаний  $A_1$  уменьшаются. При малых массах  $m_2$ , когда  $\mu_m \leq 0,2$ , амплитуды  $A_1$  принимают значения в ши-

роких пределах. С повышением  $\mu_m$  от 0,4 и выше интенсивность изменения  $A_1$  снижается, а если  $\mu_m \geq 0,9$ , то значения  $A_1$  остаются практически постоянными. С увеличением действующих на подвес нагрузок  $P$  амплитуды  $A_1$  повышаются пропорционально во всем диапазоне изменения  $\mu_m$ .

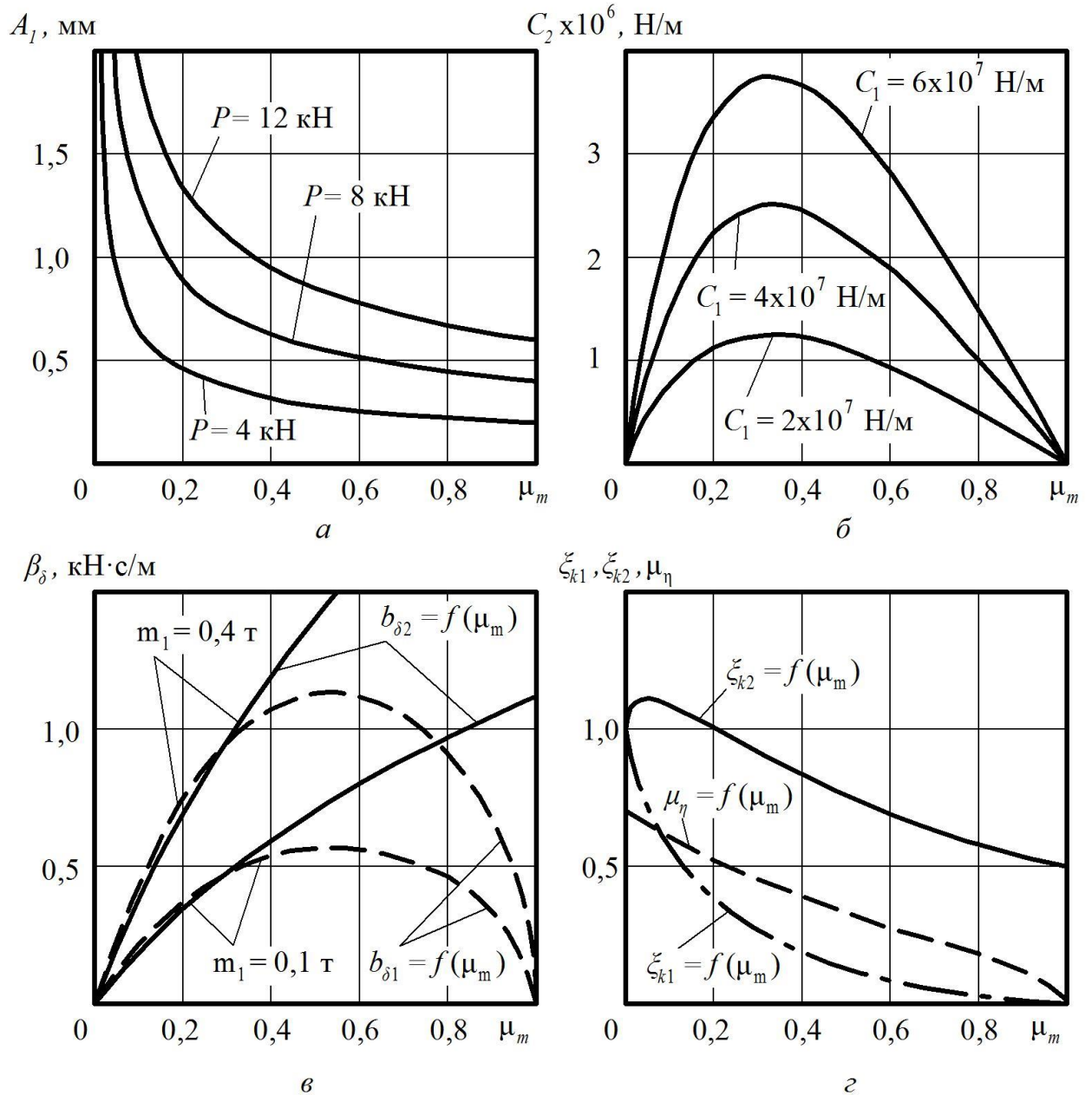


Рис. 7.12. Графики функций: а –  $A_1 = f(\mu_m)$ ; б –  $C_2 = f(\mu_m)$ ; в –  $b_{\delta 1} = f(\mu_m)$  и  $b_{\delta 2} = f(\mu_m)$ ; з –  $\xi_{k1} = f(\mu_m)$ ,  $\xi_{k2} = f(\mu_m)$  и  $\mu_{\eta} = f(\mu_m)$

График зависимости коэффициента жесткости упругих элементов  $C_2$  от коэффициента  $\mu_m$  показан на рис. 7.12,б. При увеличении коэффициента  $\mu_m$  от 0 до 0,25 значение  $C_2$  повышается. В диапазоне  $\mu_m$  от 0,25 до 0,40 коэффициент жесткости  $C_2$  достигает максимума и с дальнейшим увеличением  $\mu_m$  – снижается. Причем, при изменении коэффициента  $C_1$  значение  $\mu_m$ , в котором  $C_2$  достигает своего максимума, остается прежним и равным 0,33.

На рис. 7.12,в приведены зависимости коэффициентов вязкого сопротивления в системе от коэффициента  $\mu_m$ . Для первого резонансного режима указанная зависимость характеризуется графиком функции  $b_{\delta_1} = f(\mu_m)$ , а для второго –  $b_{\delta_2} = f(\mu_m)$ . Характер изменения функции  $b_{\delta_1} = f(\mu_m)$  аналогичен функции  $C_2 = f(\mu_m)$ . Однако коэффициент  $b_{\delta_1}$  достигает своего максимума в диапазоне  $\mu_m$  от 0,55 до 0,60. Для функции  $b_{\delta_2} = f(\mu_m)$  в диапазоне  $\mu_m$  от 0 до 1 характерно практически прямо пропорциональное изменение.

Результаты расчетов по формулам (7.10) и (7.13) показаны на рис. 7.12,г. Из этого рисунка следует, что увеличение  $\mu_m$  приводит к уменьшению значений  $\xi_{k_1}$  и  $\xi_{k_2}$ . Причем, когда  $\mu_m = 0$  параметр  $\xi_{k_1}$  принимает значение равное 1, а когда  $\mu_m = 1$  – стремится к 0. При малых значениях  $\mu_m \leq 0,05$  параметр  $\xi_{k_2}$  принимает значение близкое к 1, незначительно увеличивается до 10% и после достижения своего максимума – снижается, принимая значение 0,5 при  $\mu_m = 1$ . Аналогично  $\xi_{k_2}$  изменяется и параметр  $\mu_\eta$ , характеризующий отношение собственных частот  $k_1$  и  $k_2$ . При  $\mu_m = 0$  параметр  $\mu_\eta = 1,5$ , а при  $\mu_m = 1$  – снижается, принимая значение 0.

Результаты проведенных исследований позволяют рекомендовать следующую методику для определения параметров подвесов с затуханием колебаний:

1). На основании конструкции ПМД определяем действующие на подвес нагрузки  $P$ , вызванные действием веса ПС. При этом находим наибольшую массу груженого состава, приходящуюся на один подвес, а из нее выделяем массу  $m_2$ .

2). Согласно конструкции монорельсового пути вычисляем коэффициент жесткости подвеса  $C_1$ .

3). Устанавливаем допускаемую амплитуду колебаний  $A_1$ , соответствующую принятым в разд. 6 критериям.

4). На основании (7.16) вычисляем коэффициент  $\mu_m$  и согласно полученному его значению находим  $m_1$ .

5). Определяем по формуле (7.17) коэффициент жесткости упругих элементов  $C_2$ .

6). Вычисляем резонансные частоты, а также коэффициенты вязкого сопротивления  $b_{\delta_1}$  и  $b_{\delta_2}$ , относящиеся для соответствующих режимов.

7). Если найденное сочетание параметров подвеса  $m_1$ ,  $C_2$ ,  $b_{\delta_1}$  и  $b_{\delta_2}$  невозможно реализовать в конструкции подвеса монорельсового пути, то значение  $A_1$  уменьшаем и расчет повторяем.

Как следует из рис. 7.12,б, коэффициент жесткости  $C_2$  принимает максимальное значение при  $\mu_m = 0,33$ . Согласно этому значению выражение (7.17) можно упростить до вида  $C_2 = 0,062C_1$ . При этом коэффициент динамичности, равный  $K_d = A_1 / A_{ст}$ , с учетом (7.16) будет составлять  $K_d = 1,74$ .

Следует отметить, что для ограничения амплитуд колебаний подвеса и вызванных динамических нагрузок на крепь горной выработки, целесообразно производить контроль усилий, действующих на монорельс. Указанный контроль может быть осуществлен путем измерения нагрузок, возникающих во время движения подвижного состава по монорельсовому пути, и в случае перегруза – немедленной подачи светового и звукового сигнала машинисту. Разработанное для этого устройство во взрывозащищенном ис-

полнении, позволяющее производить контроль в подземных условиях шахт опасных по пыли и газу шахт, приведено на рис. 7.13.

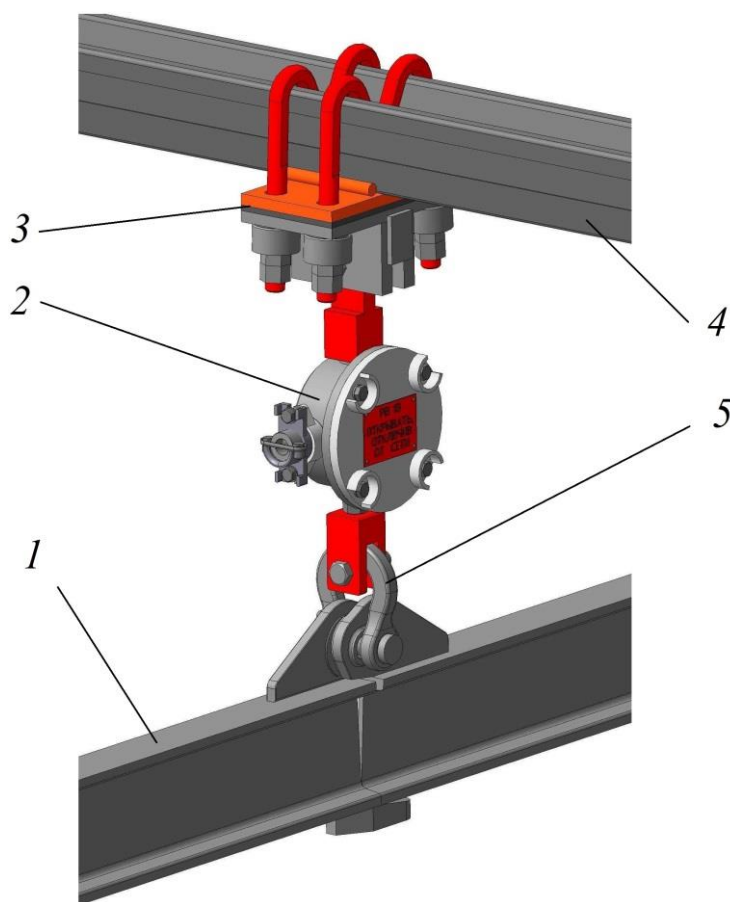


Рис. 7.13. Общий вид устройства для контроля динамических нагрузок на крепь горных выработок, где: 1 – монорельс; 2 – тензомер; 3 – подвес; 4 – крепь; 5 – соединительная скоба

В его состав входят тензомер, контроллер, индикатор и блок питания, которые размещены во взрывобезопасных оболочках. Как показано на этом рисунке, тензомер для контроля динамических нагрузок на крепь горных выработок располагается в подвесе монорельсового пути. Все остальные элементы, включая индикатор, отображающий текущую нагрузку, находится в горной выработке отдельно от монорельсовой дороги.

Информация о превышении нагрузки может передаваться на дисплей в кабину машиниста. При поступлении сигнала следует вносить коррективы в



режимы движения ПМД или устанавливать дополнительные подвесы монорельсового пути и, тем самым, уменьшать нагрузку на крепь горной выработки.

Предлагаемое устройство рекомендуется размещать в местах загрузки подвижного состава и на участках движения по искривленному монорельсовому пути с наибольшей скоростью.

#### **7.4. Снижение бокового раскачивания подвижного состава и монорельсового пути в горной выработке**

Для уменьшения бокового раскачивания подвижного состава необходимо исключать боковое раскачивание подвесного монорельса. На практике это достигается за счет применения растяжек, устанавливаемых по обе стороны подвесок с шагом 20...30 м. Поскольку растяжки имеют определенную жесткость, то они не позволяют полностью исключить колебательные процессы и, следовательно, допускают смещения подвесного монорельса в поперечном направлении относительно продольной оси выработки.

Влиять на эти колебательные процессы следует за счет добавления линейных сопротивлений движению, препятствующих смещению монорельса. Для чего, применяемые растяжки из круглозвенной цепи, рекомендуется заменять амортизационными канатами двойной свивки. При этом в растяжке один конец отрезка амортизирующего каната заделывается с помощью коуша, а другой – образует петлю, фиксируемую двумя канатными винтовыми зажимами. Кроме того, влиять на боковое раскачивание возможно за счет использования демпфирующих подвесов (рис. 7.4 или рис. 7.5), располагаемых по бокам горной выработки.

В ряде случаев одним из способов уменьшения бокового раскачивания ПС является применение динамических гасителей колебаний, устанавливаемых непосредственно на кузове или транспортируемых грузах. В первом случае устройства могут быть стационарными, а во втором – съемными. По-

сколькo собственные частоты боковых колебаний зависят от степени загрузки кузова или количества пассажиров, то в процессе эксплуатации целесообразно иметь приспособления для регулирования собственной парциальной частоты гасителей.

Для уменьшения бокового раскачивания ПС следует рекомендовать применение специальных устройств на ходовых тележках, ограничивающих игру колеи ПМД, что обеспечивает снижение уровня колебаний ее элементов. Одним из способов ограничения указанной игры колеи является установка на ходовой тележке дополнительных боковых роликов, расположенных по обе стороны монорельса и прижимаемых к торцам его нижней полки, как показано на рис. 7.14.

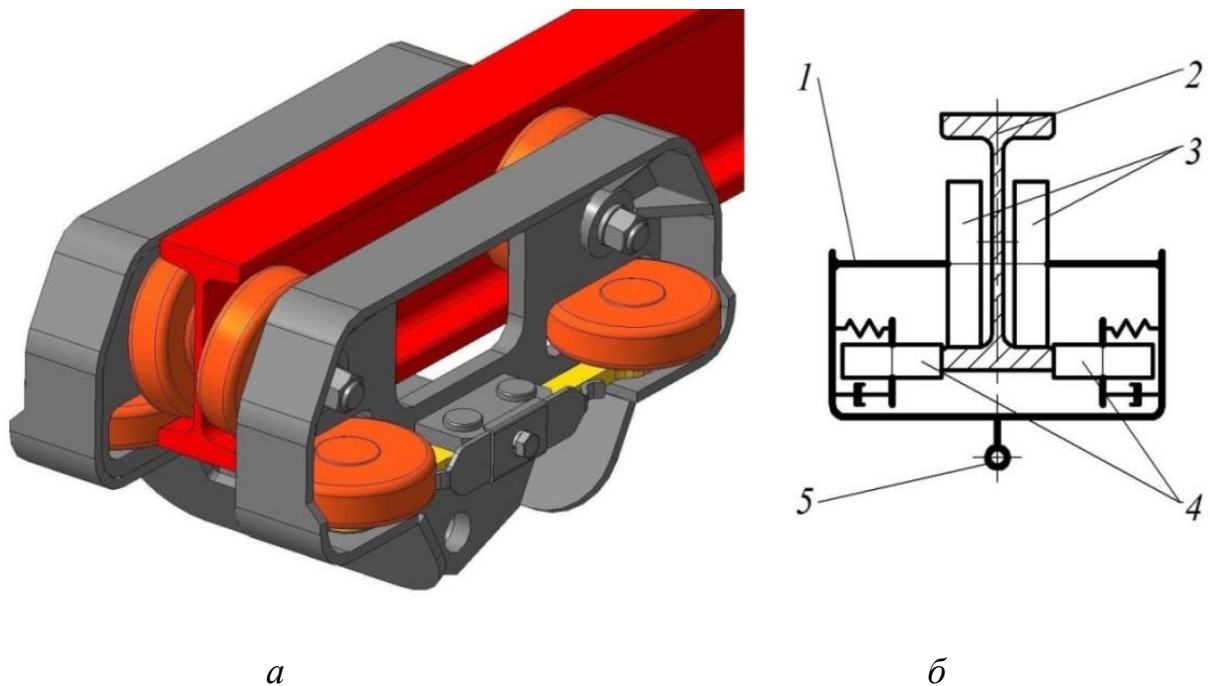


Рис. 7.14. Монорельсовая ходовая тележка с боковыми роликами:

*a* – общий вид; *б* – принципиальная схема, где 1 – рама; 2 – монорельс; 3 – ходовые колеса; 4 – боковые ролики; 5 – пружина

Такая тележка содержит раму с передней и задней колесными парами, опирающимися на нижние полки монорельса и имеющими разрезные ко-

лесные оси. В нижней части рамы располагаются проушины для крепления тележки к подвеске кузова и сцепкам.

Для снижения боковых колебаний тележки во время движения по монорельсу устанавливается по два ролика, оси которых закрепляются на поворотных рычагах, подпружиненных с помощью листовых рессор. За счет этого ролики независимо друг от друга прижимаются с двух сторон монорельса к бокам его нижних полок. При этом каждый свободный конец поворотного рычага опирается на фрикционную опору, что позволяет дополнительно рассеивать энергию колебаний бокового ролика.

Рассмотрим расчетную схему боковых колебаний кузова и модернизированной тележки, приведенную на рис. 7.15. Положим, что к тележке, массой  $m_t$ , подвешен кузов массой  $m_k$ , центр тяжести которого располагается от точки подвеса на расстоянии  $l_r$ . Обозначим:  $c_r$  – коэффициент жесткости пружин боковых роликов;  $b_r$  – коэффициент вязкого сопротивления при линейном перемещении тележки;  $c_k$  – угловой коэффициент жесткости подвески кузова;  $b_k$  – угловой коэффициент вязкого сопротивления в элементах подвески кузова к тележке.

Поскольку тележка перемещается по монорельсу по извилистой траектории, то действующую на нее поперечную силу представим как  $Q_r = Q_0 \sin pt$ . При этом скорость ее движения принимаем постоянной.

На основании (5.22) дифференциальные уравнения, описывающие движение кузова и тележки с боковыми роликами будут:

$$\begin{cases} (m_t + m_k) \ddot{y} + m_k l_r \cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} - m_k l_r \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + c_r y + b_r \dot{y} = Q_r; \\ m_k l_r \cos \varphi \cdot \ddot{y} + m_k l_r^2 \ddot{\varphi} + m_k l_r g \sin \varphi + c_k \varphi + b_k \dot{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (7.18)$$

где  $y$  – координата смещения центра тяжести тележки массой  $m_t$  поперек монорельса (вдоль оси  $Y_t$ );

$\varphi$  – угол поворота оси кузова массой  $m_k$  относительно точки  $O_k$ , возникающего при боковом раскачивании подвесной вагонетки.

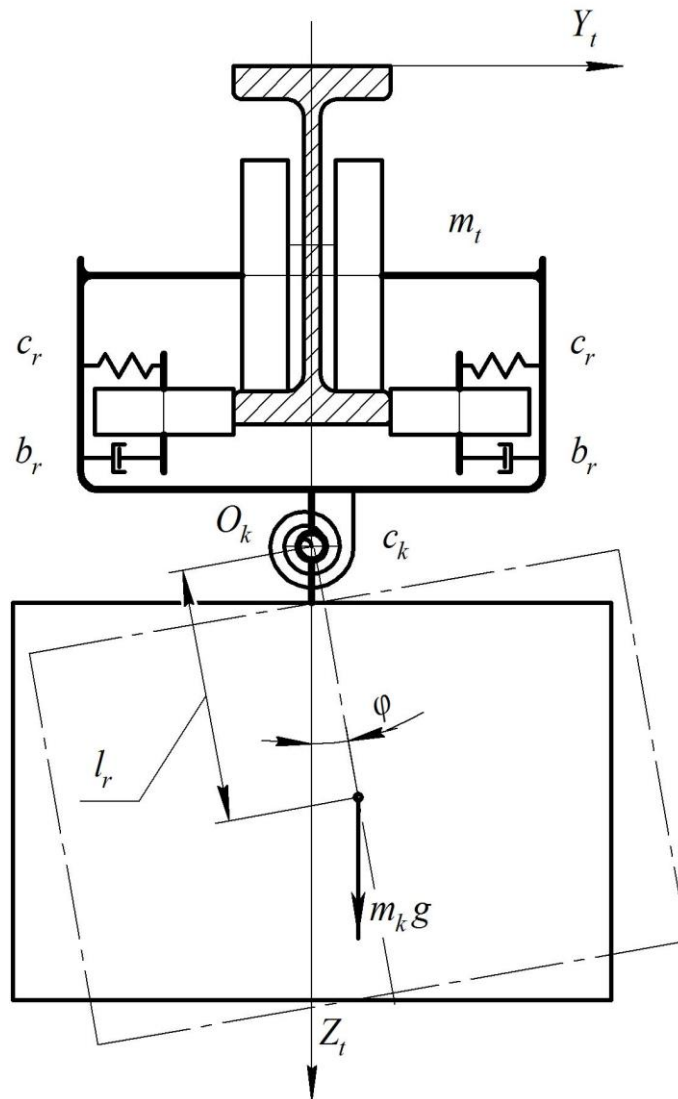


Рис. 7.15. Схема боковых колебаний кузова и тележки с боковыми роликами

Эти дифференциальные уравнения учитывают действие возмущающих, упругих и диссипативных сил, действующих на тележку и подвеску кузова.

На рис. 7.16 представлено решение полученной системы уравнений для следующих значений параметров:  $m_t = 400$  кг,  $m_k = 1400$  кг,  $l_r = 1$  м, при скорости движения тележки  $V_t$ , равной 1 м/с и 4 м/с. Амплитуда неровности монорельсового пути принималась равной 0,01 м, а длина его секции 3 м.

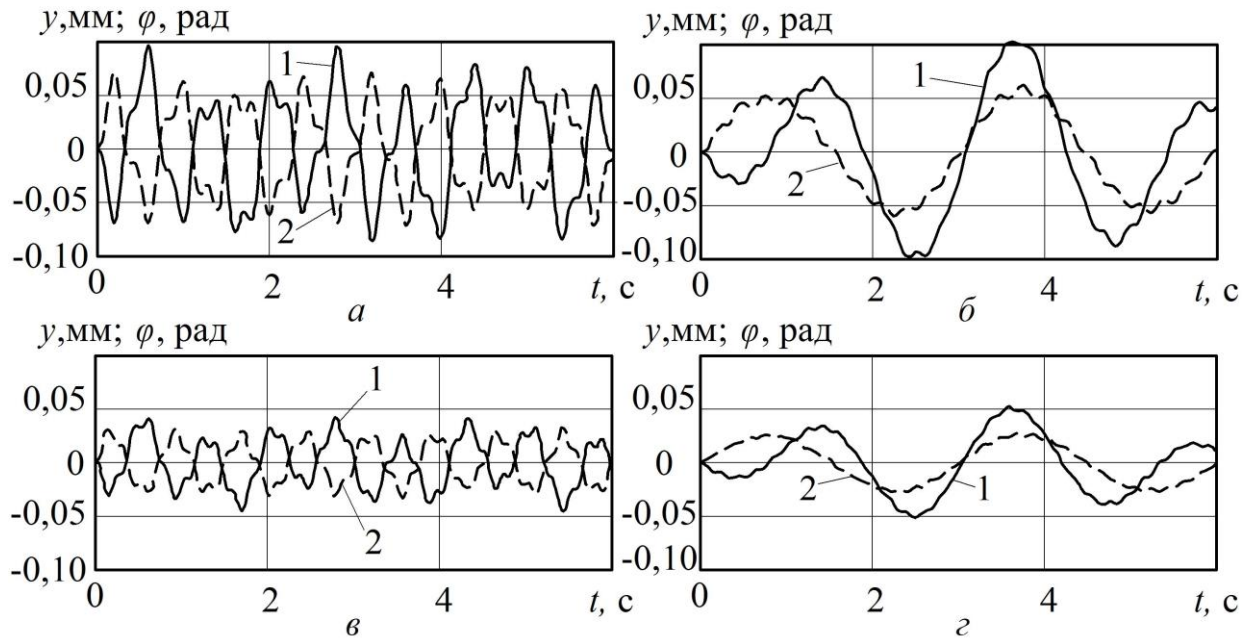


Рис. 7.16. Графики смещений кузова (кривые 1) и тележки (кривые 2) модернизированной подвесной вагонетки при:  $a - c_r = 200$  кН/м;  $V_t = 4$  м/с;  $б - c_r = 200$  кН/м;  $V_t = 1$  м/с;  $в - c_r = 400$  кН/м;  $V_t = 4$  м/с;  $г - c_r = 400$  кН/м;  $V_t = 1$  м/с

Указанные на рис. 7.16,  $a, в$  графики соответствуют скорости движения подвесной вагонетки 4 м/с, а рис. 7.16,  $б, г$  – скорости 1 м/с. Отсюда видно, что для указанного диапазона изменение скорости движения практически не влияет на амплитуды смещений кузова (кривые 1) и тележки (кривые 2), но влияет на частоту их колебаний. Если коэффициент жесткости пружин боковых роликов  $c_r = 200$  кН/м, то линейные смещения тележки  $y_i$  составляют менее 1 мм, а отклонение оси кузова от вертикали  $\varphi_i$  не превышает 0,1 рад. Если  $c_r = 400$  кН/м, то указанные смещения уменьшаются практически в 2 раза. Следовательно, установка подпружиненных боковых роликов позволяет влиять на амплитуды боковых колебаний тележки и кузова.

На рис. 7.17,  $a$  показаны графические зависимости смещений  $y_i$  и  $\varphi_i$  от коэффициента жесткости пружин боковых роликов  $c_r$ , а на рис. 7.17,  $б$  – зависимости  $y_i$  и  $\varphi_i$  от боковых кинематических возмущений монорельса  $A_0$ ,

воздействующих на тележку во время движения по искривленному в горизонтальной плоскости подвесному пути.

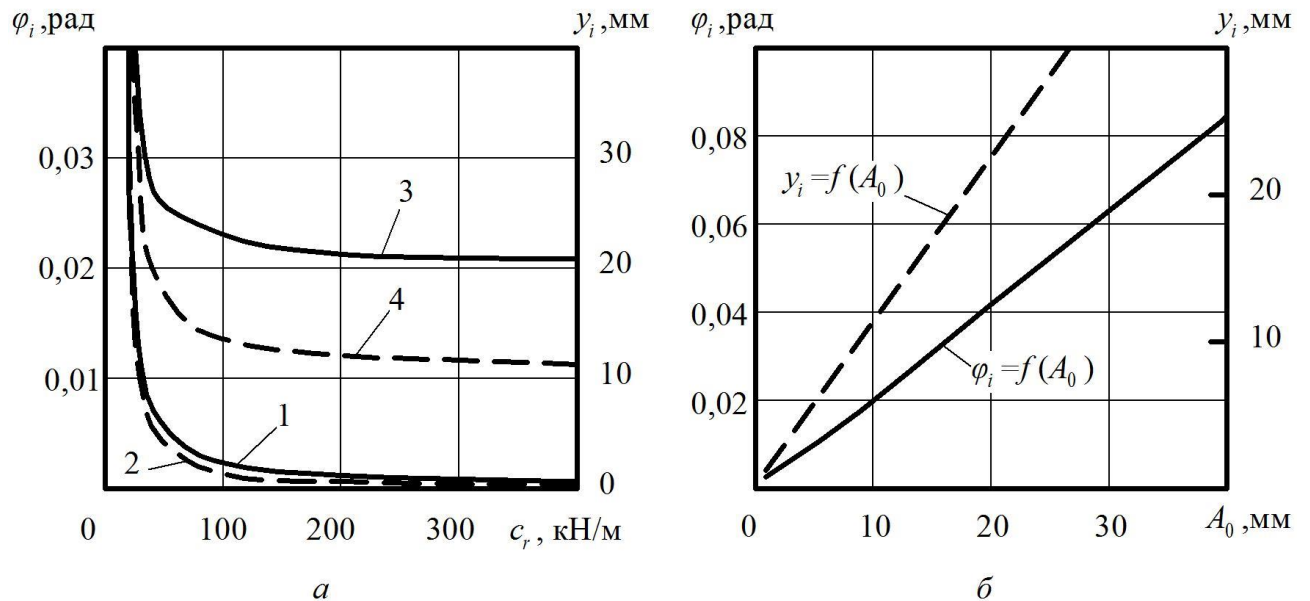


Рис. 7.17. Зависимости максимальных линейных смещений тележки и углов поворотов кузова подвесной вагонетки: *a* – график  $\varphi_i = f(c_r)$  при  $Q_0 = 10$  кН (кривая 1),  $y_i = f(c_r)$  при  $Q_0 = 10$  кН (кривая 2),  $\varphi_i = f(c_r)$  при  $A_0 = 0,01$  м (кривая 3) и  $y_i = f(c_r)$  при  $A_0 = 0,01$  м (кривая 4); *б* – графики  $\varphi_i = f(A_0)$  и  $y_i = f(A_0)$

Из рис. 7.17,*a* следует, что воздействие поперечных периодических сил амплитудой  $Q_0$ , приводящих к смещениям тележки и кузова, целесообразно снижать путем увеличения коэффициента  $c_r$ . При  $c_r \geq 200$  кН/м его влияние уменьшается и для ограничения амплитуд колебаний  $y_i$  и  $\varphi_i$  достаточно иметь значение коэффициента  $c_r$  не более 200 кН/м. Указанное значение  $c_r$  возможно реализовать за счет применения листовых рессор, прижимающих боковые ролики тележки к нижней полке монорельса (рис. 7.14,*a*).

Во время движения тележки по монорельсу с неровностями возникают боковые кинематические возмущения, которые также влияют на смещения

$y_i$  и  $\varphi_i$ . На основании (5.10) для подвешенного монорельсового пути указанные возмущения могут быть представлены как

$$\eta_r(t) = A_0 \sin p_r t,$$

где  $A_0$  – максимальная амплитуда неровности продольной оси монорельсового пути в горизонтальной плоскости;

$p_r$  – частота возмущения, соответствующая длине секции монорельса  $L_m$ .

При постоянной скорости движения  $V_t$  в зависимости от времени  $t$  частота возмущения на тележку будет

$$p_r = \frac{2\pi}{L_m} V_t.$$

Следует отметить, что подобное моделирование гармонических возмущений от рельсового пути широко используется для исследования динамики вагона железнодорожного транспорта [26, 52, 91, 142].

С учетом возмущений  $\eta_r(t)$  система (7.18) приобретает вид

$$\begin{cases} (m_t + m_k) \ddot{y} + m_k l_r \cos \varphi \cdot \ddot{\varphi} - m_k l_r \dot{\varphi}^2 \sin \varphi = \\ = c_r [\eta_r(t) - y] + b_r [\dot{\eta}_r(t) - \dot{y}]; \\ m_k l_r \cos \varphi \cdot \ddot{y} + m_k l_r^2 \ddot{\varphi} + m_k l_r g \sin \varphi + c_k \varphi + b_k \dot{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (7.19)$$

На рис. 7.17,б показаны графические зависимости  $\varphi_i = f(A_0)$  и  $y_i = f(A_0)$ , полученные на основании численного решения системы (7.19) при  $V_t = 1$  м/с,  $c_r = 200$  кН/м,  $b_r = 0,05$  кН·м·с/м и  $L_m = 3$  м. Указанные функции носят линейный характер. Расчеты показывают, что при амплитуде возмущений  $A_0 = 10$  мм смещение  $y_i$  составляет 11,9 мм, а это приводит к повороту оси кузова  $\varphi_i$  на 0,021 рад.

Рассмотрим численные решения системы (7.19), учитывающие действие момента упругих сил, пропорциональных угловому коэффициенту

жесткости подвески кузова  $c_k$  и момента сил сопротивления, возникающих в месте подвески кузова к тележке и пропорциональных угловому коэффициенту вязкого сопротивления  $b_k$  (рис. 7.18).

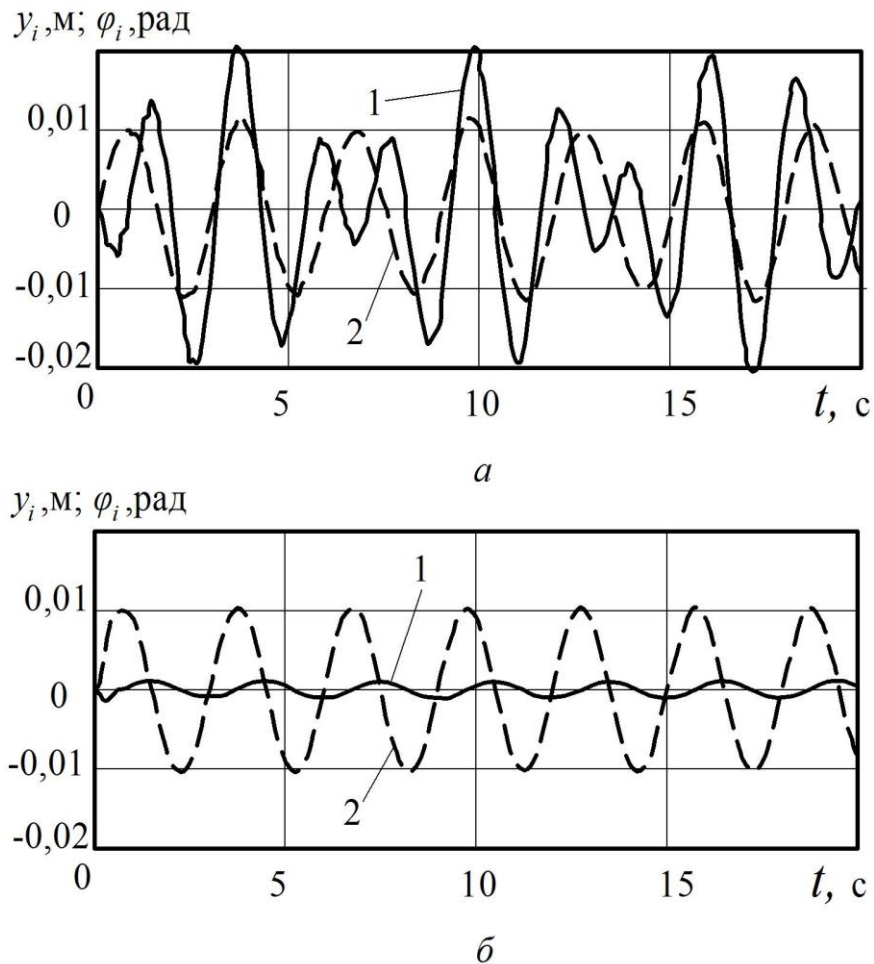


Рис. 7.18. Графики смещений кузова (кривые 1) и тележки (кривые 2) при:  $a - b_k = 0,05 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{м}$ ;  $b - b_k = 30,0 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{м}$

Расчеты показывают, что изменение значений  $c_k$  и  $b_k$  практически не оказывает влияние на линейные отклонения тележки  $y_i$ , а влияет только на отклонения кузова от вертикали  $\varphi_i$ . Так при  $b_k = 0,05 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$  отклонения  $\varphi_i$  составляют  $0,021 \text{ рад}$  (рис. 7.18,  $a$ ), а при  $b_k = 5,0 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$  – не более  $0,005 \text{ рад}$  (рис. 7.18,  $b$ ). При  $b_k \geq 20,0 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$  отклонения  $\varphi_i$  не превышают  $0,002 \text{ рад}$  и дальнейшее увеличение  $b_k$  не приводит к существенно-



му изменению  $\varphi_i$ . При  $b_k = 0,05$  кН·м·с/рад и  $c_k = 0,05$  кН·м/рад отклонения  $\varphi_i = 0,02$  рад, а при  $c_k \geq 10,0$  кН·м/рад отклонения  $\varphi_i$  составляют менее 0,01 рад.

Полученные выше значения отклонений кузова, практически в 4 раза меньше значений, приведенных в разд. 5.4 и относящихся к обычной подвесной вагонетке с тележкой без боковых роликов. Таким образом, для снижения амплитуд боковых колебаний кузова следует устанавливать тележку с боковыми роликами, имеющими коэффициент жесткости  $c_r = 200$  кН/м, а также подвеску кузова, у которой угловой коэффициент жесткости  $c_k = 10,0$  кН·м/рад и угловой коэффициент вязкого сопротивления  $b_k = 20,0$  кН·м·с/рад.

Необходимо отметить, что при разработке рассматриваемых устройств использовались системы автоматизированного проектирования Компас-3D и SolidWorks. При этом в трехмерном пространстве составлялись твердотельные модели, обладающие соответствующей геометрией и набором физико-механических свойств, с помощью которых проводился анализ нагружения деталей и сборочных единиц. В результате устанавливались фактические деформации и напряжения, которые сравнивались с допускаемыми. Пример расчета корпуса подвеса монорельсового пути приведен в прил. Б.

Проведенные исследования позволили выполнить конструкторско-техническую документацию на изготовление подвесов монорельсовых демпфирующих КМ16, КМ17, КП17, тележки монорельсовой КМ155 и секций монорельсового пути МП10. Документация передана для использования в ГП «Донецкгормаш», ГП «Донецкий энергозавод», ГП «Шахтерскантрацит», ООО «Шахта «Свято-Покровская №3»; ООО «Завод «Амплитуда» и АО «EVAS B&P». Копии документов, подтверждающих использование полученных результатов, приведены в прил. Г.

## 7.5. Выводы

В разд.7 разработаны способы и средства для уменьшения колебаний подвижного состава и монорельсового пути, позволяющие снизить дополнительные динамические нагрузки на подвеску ПМД и крепь горной выработки. Получены следующие основные результаты.

1. Анализ возможных способов и средств для снижения показывает, что для снижения амплитуд колебаний шахтной подвесной монорельсовой дороги целесообразно применение систем подвешивания подвижного состава и монорельсового пути, состоящих из упругих элементов и гасителей колебаний. На подвижном составе упругие элементы могут быть установлены между ходовой тележкой и кузовом, в ходовой тележке – между ее рамой и колесами, а также между колесной осью и ободом колеса. Упругие элементы монорельсового пути могут быть расположены в местах фиксации подвески к балке монорельса или к верхнякам крепи горной выработки. Кроме этого необходимо вводить дополнительные сопротивления путем присоединения к системе демпфирующих устройств.

2. Изменение соотношений между собственными частотами составных частей шахтной подвесной монорельсовой дороги и частотами возмущающих сил, целесообразно производить за счет варьирования жесткости элементов монорельсового пути или подвижного состава.

3. Для снижения амплитуды вертикальных колебаний тележек и кузова необходимо согласовывать жесткость стыков и пролетной части монорельсового пути. Необходимые при этом параметры могут быть определены с помощью предлагаемых методик, а требуемая жесткость монорельсового пути обеспечена за счет встраивания упругих опор в систему его подвески.

4. Разработаны способы подвески монорельсового пути в горной выработке и устройства с упругими опорами, которые позволяют уменьшить коэффициент динамичности в 1,7 раза. Благодаря этому снижаются динамические нагрузки, воздействующие на крепь горной выработки, повышается

устойчивость горной выработки, что приводит к сокращению эксплуатационных расходов, повышению срока службы монорельсового пути и подвижного состава.

5. Для ограничения динамических нагрузок на крепь горной выработки целесообразно производить контроль усилий, действующих на монорельс. Указанный контроль может быть осуществлен путем измерения усилия, возникающего во время движения подвижного состава по монорельсовому пути, и в случае перегруза – немедленной подачи светового и звукового сигнала.

6. Разработано устройство для соединения секций монорельсового пути, которое позволяет уменьшить углы перекоса между стыкуемыми отрезками монорельса в 2 раза, как в вертикальной, так и горизонтальной плоскостях, что улучшает геометрию пути, ограничивая кинематические воздействия на подвижной состав. Указанное устройство может быть использовано для любого типа шахтного подвешного монорельсового пути.

7. Разработана конструкция ходовой тележки, в которой по обе стороны монорельса устанавливаются на поворотных рычагах по два подпружиненных боковых ролика. При этом каждый свободный конец поворотного рычага опирается на фрикционную опору, что позволяет рассеивать энергию колебаний бокового ролика. Применение подпружиненных боковых роликов с коэффициентом жесткости, равном 200 кН/м позволяет ограничить возникающие во время движения по подвешному монорельсовому пути боковые колебания ходовой тележки практически в 4 раза.

Основные результаты раздела содержатся в работах [59, 271] и отражены в материалах международных научных конференций [85, 89]. Кроме того технические решения, приведенные в этом разделе, защищены патентами на изобретения и полезные модели [178-182].

## РАЗДЕЛ 8

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДВЕСНЫХ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ДОРОГ

#### 8.1. Вступительные замечания

Целью экспериментальных исследований является проверка основных положений и теоретических результатов, приведенных в предыдущих разделах.

Для достижения указанной цели поставлены следующие задачи:

- разработать программу и методику проведения испытаний;
- провести регистрацию натуральных измерений колебательных процессов, возникающих во время движения ПС по подвесному монорельсу;
- выполнить анализ полученных результатов и установить достоверность теоретических разработок;
- подтвердить работоспособность устройств для снижения колебаний и динамических нагрузок на подвеску ПМД и установить их эффективность.

Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях на полноразмерном стенде, а также в шахтных условиях реальной эксплуатации подвесной монорельсовой дороги. Достоверность экспериментальных результатов обеспечивалась применением сертифицированных средств и аппаратуры измерений, апробированных методик измерения и обработки данных.

По результатам измерений устанавливалась достоверность математической модели подвесного монорельсового пути, а также уравнений движения, описывающих вертикальные, поперечные и продольные колебания подвижного состава, позволяющие определять дополнительные динамические нагрузки, которые возникают во время движения подвесной монорельсовой дороги.

## 8.2. Программа и условия проведения экспериментальных исследований

В программу экспериментальных исследований входило выполнение ряда проверок. Для этого реализованы порядок и условия проведения испытаний, приведенные в табл. 8.1.

Таблица 8.1 – Содержание и порядок испытаний

Номер этапа	Содержание испытаний	Условия проведения
1	Определение параметров взаимодействия подвижного состава и монорельса ПМД	Шахта «Горняк» ПО «Селидовуголь»
2	Измерение параметров устройств для снижения дополнительных динамических нагрузок на подвеску ПМД	Лаборатория кафедры горнозаводского транспорта ДонНТУ
3	Установление работоспособности устройств для подвески монорельсового пути ПМД	ПАО «Шахтоуправление «Покровское»

Перечень средств регистрации параметров включал измерительные средства и аппаратуру, устанавливаемые непосредственно на месте проведения замеров. Причем часть измерительных средств размещалась на подвижном составе.

Для выполнения программы экспериментальных исследований применялись стандартные и типовые методики, представляющие собой совокупность способов и приемов, необходимых для определения характеристик и параметров, а также обработки полученных результатов. При определении воздействий ударов использовались ГОСТ28213 и ГОСТ28215, а установле-

нии частот колебаний – ГОСТ30630.1.2. Кроме этого, учитывались методы испытаний на воздействие внешних факторов согласно ГОСТ28204. Указанная реализация программы испытаний не потребовала создания специальных метрологических приборов и мероприятий.

Для проведения испытаний использовался опытный образец тягового устройства монорельсового локомотива шахтной подвесной дороги (рис. 8.1). Испытания проводились на откаточном квершлаге  $l_8^1 - m_2$  горизонта 1550 м и ходка №1 пласта  $m_2$  в условиях шахты «Горняк» ПО «Селидовуголь» [213, 253].



Рис. 8.1. Общий вид шахтной подвесной монорельсовой дороги с локомотивом

Квершлаг имел длину 280 м с одним поворотом в плане на угол  $70^0$  радиусом 8 м. Длина ходка составляла 820 м, а средний угол наклона –  $14^0$ .

Крепление выработок произведено арочной крепью АП-3 шагом 0,8 м. Для квершлага сечение в свету не превышало  $12,6 \text{ м}^2$ , а ходка –  $10,6 \text{ м}^2$ .

В этих выработках подвешивался монорельсовый путь 6ДМКУ длиной секций по 3 м на прямолинейных участках и по 1 м – на закруглениях. При этом стыки секций выполнялись с превышением поверхностей качения высотой до 2 мм и углом перекося между продольными осями соседних секций не более  $2^\circ$ . Радиусы закруглений монорельсового пути в вертикальной плоскости составляли не менее 10 м, а в горизонтальной – 4,5 м.

### **8.3. Методика и технические средства для проведения испытаний**

Методикой проведения экспериментальных исследований предусматривалось измерение и регистрация силовых и кинематических параметров движения подвижного состава ПМД. Для этого использовался комплекс измерительной аппаратуры (рис. 8.2), в состав которого входили тензодинамометры, датчики скорости, отметчик пройденного пути, магазин сопротивлений Р-33, усилитель 8АНЧ-7М и светолучевой осциллограф Н-115 с отметчиком времени.

Для измерения усилий применялись кольцевые тензодинамометры, на внутреннюю поверхность которых наклеивались и включались по полумостовой схеме две пары проволочных тензорезисторов 2ФКПА10-10Б. В одном плече полумоста располагалась пара тензорезисторов, воспринимающая деформацию кольца одного вида – сжатия или растяжения.

В качестве датчика скорости использовался тахогенератор постоянного тока ТГ-2С, на выходном валу которого закреплялся приводной ролик. Тахогенератор устанавливался на поворотном рычаге, один конец которого закреплялся на тележке подвижного состава, а другой – прижимал приводной ролик тахогенератора к ездовой полке монорельса. Аналогично тахогенератор с приводным роликом закреплялся на раме тягового устройства монорельсового локомотива и прижимался к его приводному колесу.

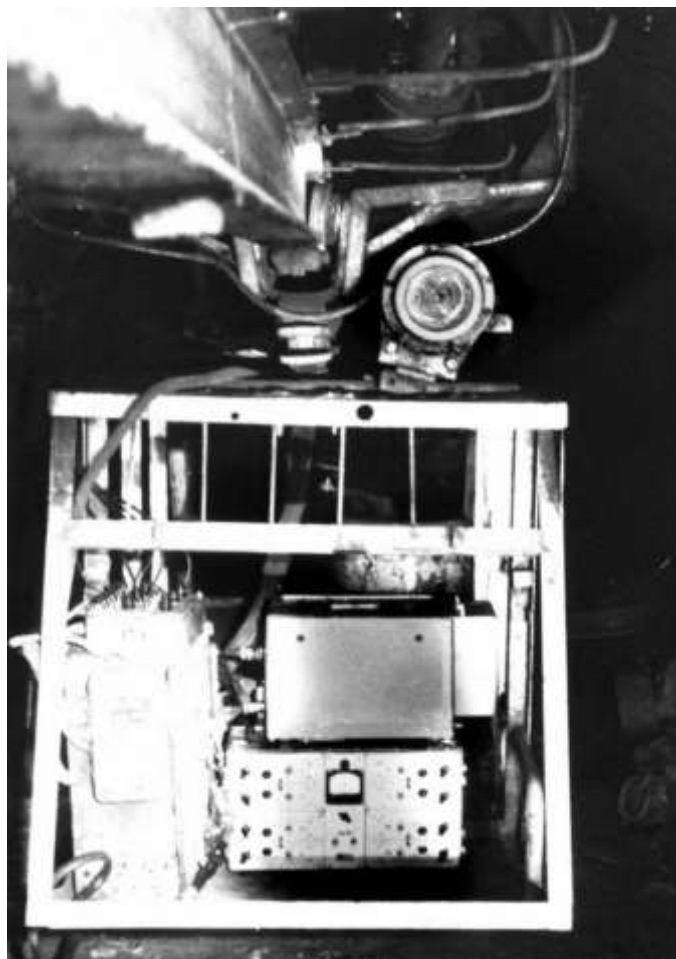


Рис. 8.2. Измерительная аппаратура для проведения шахтных испытаний

Для регистрации пройденного пути с шагом 0,5 м вдоль монорельса устанавливались магнитные отметки, воздействия которых воспринимал магнитоуправляемый контакт КЭМ-3, расположенный на тележке подвижного состава. При приближении тележки к магнитным меткам контакт замыкался и размыкался при удалении, что позволяло получать сведения о месте нахождения подвижного состава.

Тарировка тензодатчиков производилась на месте их установки до и после проведения замеров. Для этого использовался эталонный динамометр растяжения ДПУ-0,02-2. Для тарировки датчиков скорости измерялся пройденный путь и время движения. Схема расположения датчиков на монорельсе и вагонетке приведена на рис. 8.3.



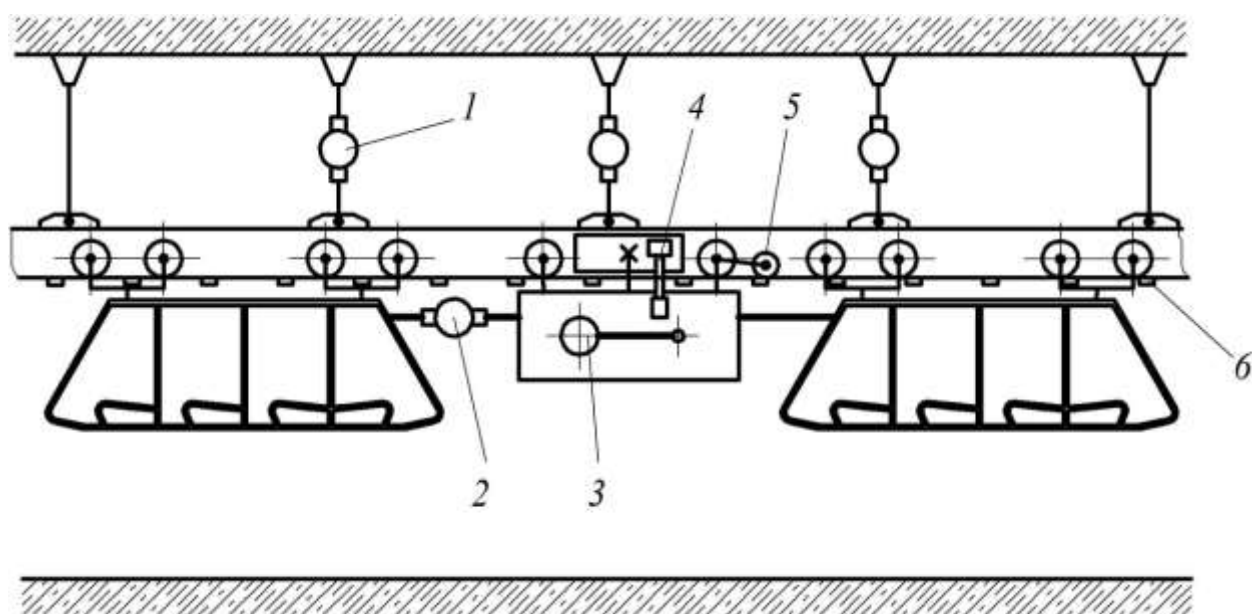


Рис. 8.3. Схема расположения датчиков на монорельсе и вагонетке: 1 – тензодинамометр подвески монорельса; 2, 3 – тензодинамометры тяги и силы прижатия приводных колес; 4, 5 – тахогенераторы для измерения линейной скорости колеса и подвижного состава; 6 – отметчик пройденного пути

Для определения амплитуд боковых колебаний подвижного состава во время движения подвесной монорельсовой дороги применялся жидкостный инклинометр в виде двух сообщающихся трубок со специальными мерными колбами с делениями, которые устанавливались на боковых стенках подвесной вагонетки. При боковом раскачивании вагонетки от вертикали уровень жидкости оставался неизменным и по отклонению от нулевых отметок находился угол поворота кузова вагонетки. Измеряемый диапазон углов поворотов относительно вертикали составлял  $\pm 10^{\circ}$ , а предельное разрешение –  $0,5^{\circ}$ .

Вертикальные колебания монорельсового пути регистрировали с помощью прогибомеров, в виде кольца с тензорезисторами 2ФКПА10-10Б. Для измерения перемещений использовали по два прогибомера, закрепляемых симметрично относительно продольной оси монорельса на расстоянии 0,6 м. Схема их установки показана на рис. 8.4. Каждый прогибомер связы-

вали с пружиной и контрольным грузом стальной проволокой диаметром 0,5 мм, которая перед началом измерений подвергалась предварительному растяжению в течение семи дней. Перемещения монорельса определяли как среднее арифметическое значение результатов показаний измеряемого уровня. Сами прогибомеры тарировали путем отклонения контрольной точки на заданное значение в нужном направлении. Причем тарировку выполняли до и после проведения заездов.

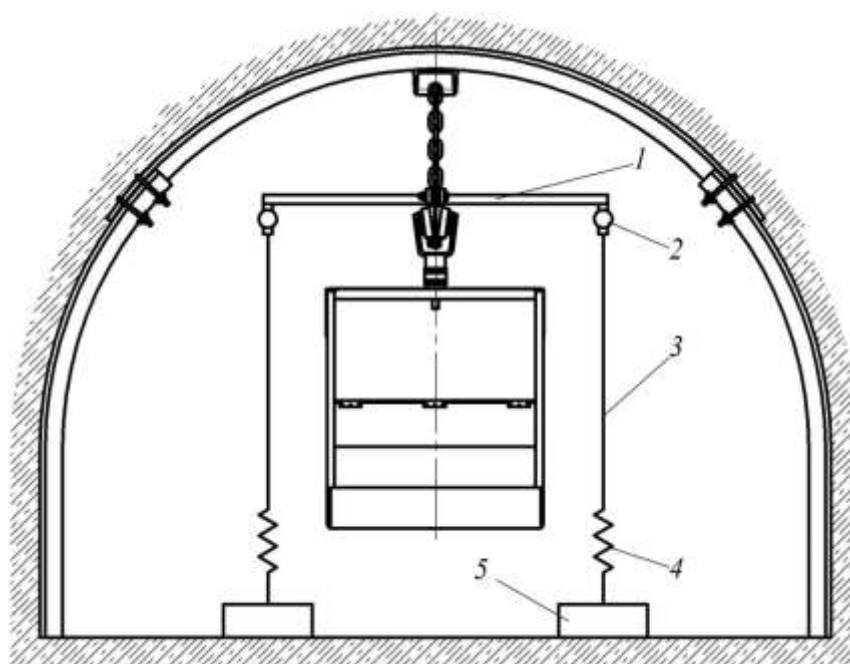


Рис. 8.4. Схема расположения прогибомеров на монорельсе: 1 – консольная балка, 2 – прогибомер; 3 – проволока; 4 – пружина; 5 – груз

Для измерения скорости, ускорения, амплитуды и частоты колебаний узлов подвесного монорельсового пути и узлов подвесной вагонетки использовался портативный виброметр ВМ-8, который имел пьезоэлектрический датчик и преобразователь, позволяющий представлять измеряемый параметр в виде цифр или графика. Пределы допускаемой относительной погрешности составляли не более 5%.

## 8.4. Результаты экспериментальных исследований, их обработка и анализ

В результате проведенных экспериментальных исследований получены осциллограммы динамических процессов, возникающих во время движения ПМД для разных режимов работы. Пример осциллограммы движения монорельсового локомотива представлен на рис. 8.5. Из осциллограммы видно, что во время его движения появляются колебательные процессы, вызванные действием динамических нагрузок.

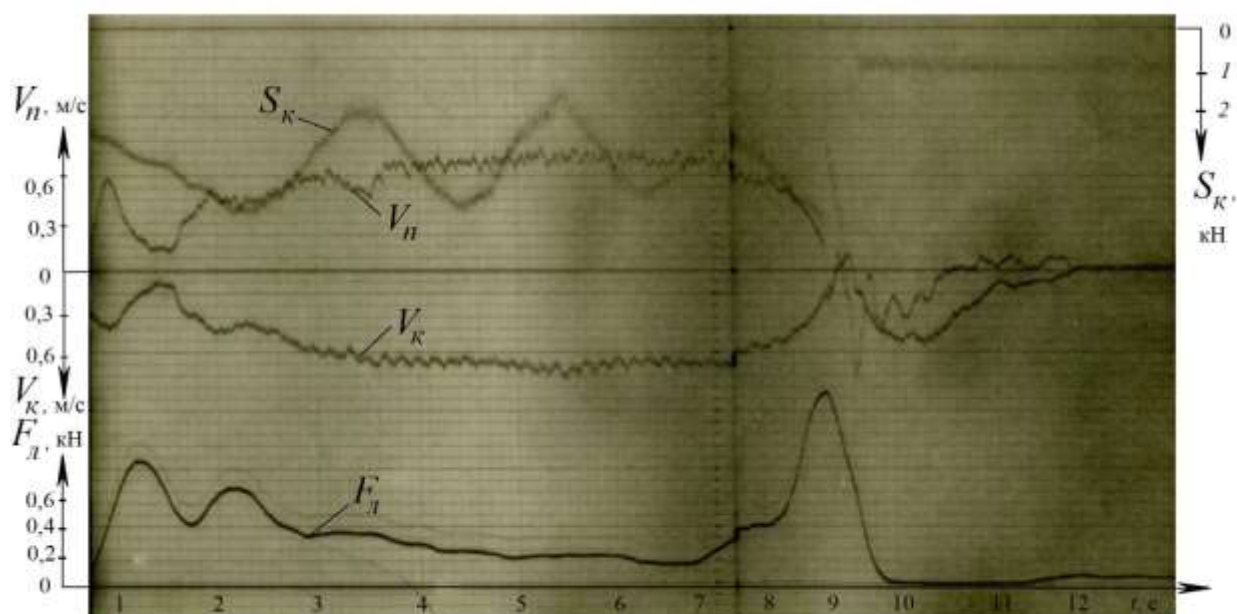


Рис. 8.5. Осциллограмма движения монорельсового локомотива по подвесному монорельсу, где  $F_d$  – тяговое усилие;  $S_k$  – усилие прижатия приводных колес;  $V_k$  – линейная скорость приводного колеса;  $V_n$  – скорость движения ходовой тележки ПС

Во время испытаний измерялись вертикальные смещения монорельсового пути, вызванные действием периодических нагрузок. При этом производилась оценка интенсивности затухания колебаний. Зависимости измене-

ния амплитуд вертикальных смещений подвесного монорельсового пути во времени после действия ударов на стыках приведены на рис. 8.6.

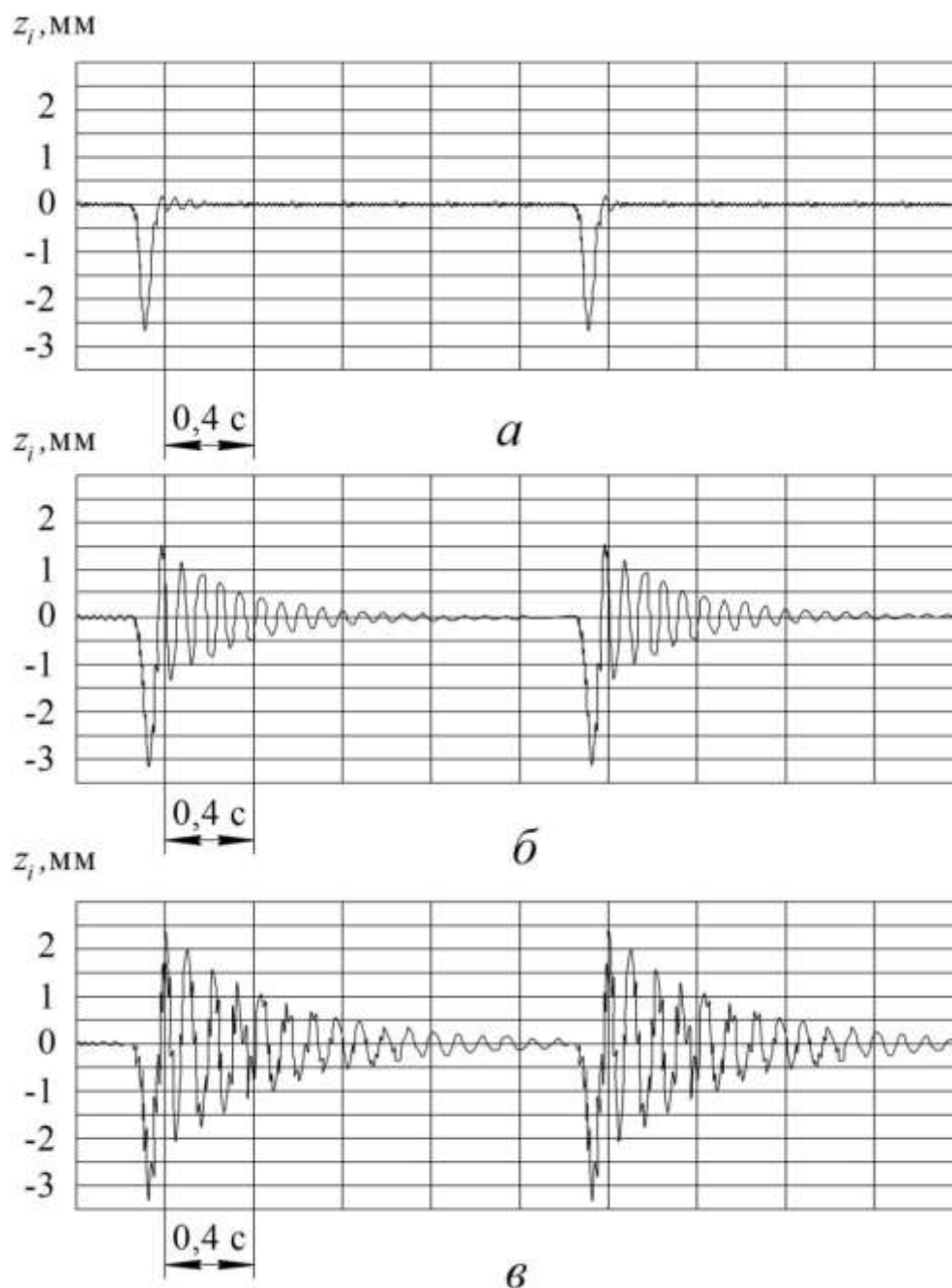


Рис. 8.6. Вертикальные смещения монорельсового пути при скорости движения 1,5 м/с: *a* –  $m_t = 1,0$  т; *б* –  $m_t = 2,0$  т; *в* –  $m_t = 3,0$  т

Из этого рисунка следует, что после интенсивных колебательных процессов монорельса в течение 2,5 с, происходит практически полное затуха-

ние колебаний. Наибольшие амплитуды колебаний имеют место в период до 0,3...0,5 с.

Во время движения ПМД устанавливалось фактическое смещение точек подвеса монорельсового пути. Для этого по участку монорельсового пути, оборудованному прогибомером, производились пробные поездки при разных скоростях движения и загрузке ПС. Результаты обработки осциллограмм приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2. Вертикальные смещения монорельсового пути, мм

Нагрузка на тележку, кН	Скорость движения подвижного состава, м/с					
	0,5	1	1,2	1,5	1,8	2
10	2,10	2,20	2,14	2,35	2,64	2,79
20	2,11	2,25	2,54	2,92	3,16	3,26
30	2,16	2,58	2,89	3,19	3,36	3,41
40	2,20	2,83	3,11	3,35	3,41	3,41
50	2,21	3,01	3,25	3,41	3,43	3,43

На основании полученных замеров построены графики изменения динамических нагрузок во времени при перемещении по координате  $x = V_n t$  и динамической нагрузки от скорости движения монорельсовой тележки (при  $x = L_m / 2$ ), приведенные на рис. 8.7.

Отсюда видно, что с ростом массы тележки  $m_t$  увеличиваются динамические нагрузки. Наибольшие их значения достигают когда  $x = L_m / 2$ . Для  $m_t = 4,5$  т динамическая нагрузка составляет 47,0 кН, а  $m_t = 2,0$  т – 20,0 кН, соответственно. Максимальные динамические нагрузки увеличиваются с повышением скорости движения и массы тележки.

При малых скоростях движения, равных менее 0,5 м/с, нагрузки практически равны статическим, составляют 40 кН для тележек массой  $m_t = 4$  т и 42 кН – для  $m_t = 4,5$  т. Причем при увеличении скорости движения до 4,5 м/с динамические нагрузки достигают значений 42 кН и 47 кН, соответственно для  $m_t = 4$  т и  $m_t = 4,5$  т.

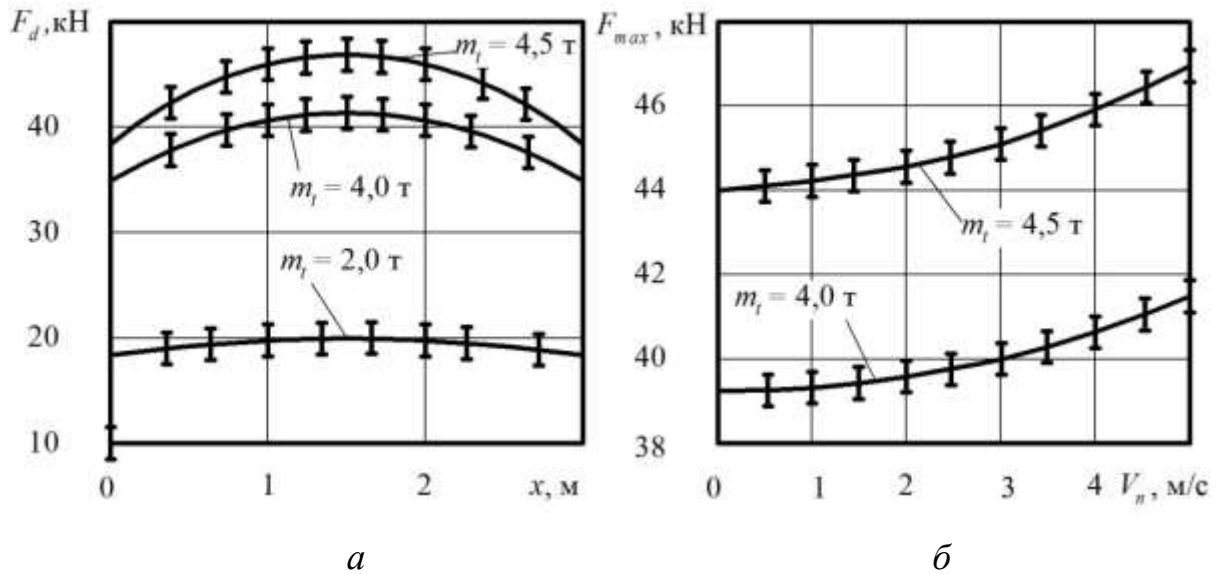


Рис. 8.7. Графики зависимости: *a* - динамических нагрузок при перемещении по координате  $x = V_n t$ ; *б* - динамической нагрузки от скорости движения монорельсовой тележки

Полученные численные значения динамических нагрузок достаточно близки к расчетно-теоретическим данным, приведенным на рис.4.5. Их разница по динамическим нагрузкам составляет не более 9 %, что подтверждает базовую основу теоретических исследований. Кроме того, полученные экспериментальные данные, практически совпадают со значениями, приведенными в работах [199, 258].

Из анализа частотного состава колебательного процесса, полученного на основании измерений виброускорений следует, что при наличии максимальных ускорений можно выделить основные частоты, характеризующие колебательный процесс в подвеске монорельсового пути. В результате ста-

тистической обработки полученных частот, установлены следующие максимальные значения: в низком диапазоне: 1,0 – 1,4 – 2,6 – 5,0 Гц; в среднем 8,1 – 12,0 – 15,0 – 19,0 Гц и высоком 30 – 55 Гц. С меньшей повторяемостью получены частоты спектра 0,8 – 2,0 – 4,0 – 24,0 и 60,0 Гц. При этом частоты 0,8 – 1,0 – 1,4 Гц соответствуют свободным колебаниям подвижного состава; 2,6 Гц - подвесного монорельсового пути; 5,0...20,0 Гц – к верхнякам крепи горной выработки.

Частоты, полученные экспериментально, довольно близки к значениям, установленным в разд. 5. Наибольшее расхождение частот составляет не более 12 %, а это показывает, что результаты математического моделирования согласуются с результатами экспериментальных исследований.

### **8.5. Испытания подвесных устройств шахтных монорельсовых дорог**

Подвесы монорельсового пути КП-17, изготовленные согласно патенту на изобретение UA109446C2 «Способ амортизации стыков рельсов и устройство для его реализации», прошли стендовые и промышленные испытания. Стендовые испытания проведены в лаборатории ДонНТУ, а промышленные – в условиях шахты ПАО «Шахтоуправление «Покровское».

Подвес КП-17 предназначен для закрепления секций монорельсового пути шахтных подвесных дорог в горных выработках, изготовленных из двутаврового профиля М155 ТУ 0925-054-57630712-2002 или аналогичного по размерам и прочностным характеристикам двутавра. При этом по своему исполнению они могут быть прямыми и изогнутыми (выпуклыми или вогнутыми).

Основные технические параметры подвеса КП-17 приведены в табл. 8.3.

Таблица 8.3. Параметры монорельсового пути с подвесами КП-17

Наименование параметра и размерность	Значение
Масса подвеса (не более), кг	10
Максимальное расстояние между подвесами, м	3,0
Максимальный угол наклона пути, град	7,0
Допустимая нагрузка подвеса, кН	20,0
Максимальная скорость транспортирования, м/с	2,5

В состав подвеса (рис. 8.8) входит корпус 1; крышка 2; амортизирующие прокладки 3 и 5; металлическая пластина 4; вилка 6; хомут 7 с гайками 10; крепежный болт 8 с гайкой 9.

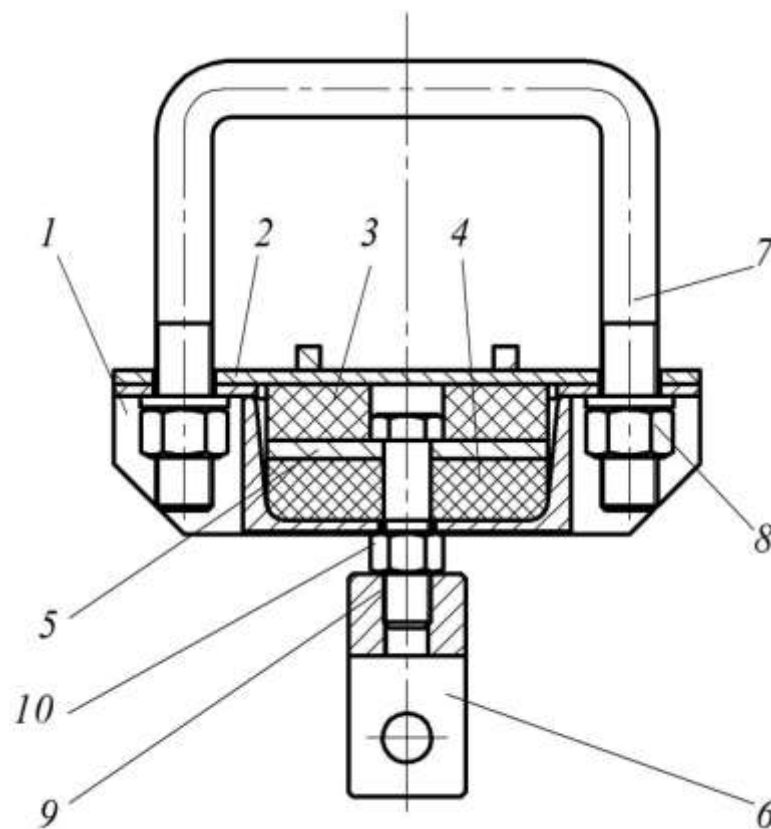


Рис. 8.8. Принципиальная схема подвеса монорельсового пути КП-17



Внутри корпуса располагаются амортизирующие прокладки, охватывающие металлическую пластину с крепежным болтом и сжимаемые с натягом 1...2 мм крышкой. Корпус подвеса крепится к крепи с помощью хомута и гаек. Свободный конец крепежного болта выступает из корпуса, а на его резьбовую часть навинчивается вилка. К проушинам вилки с помощью дополнительного болта с гайкой или пальца со шплинтом присоединяется круглозвенная цепь, поддерживающая монорельсовый путь.

Возникающие во время эксплуатации вертикальные колебания в подвеске монорельсового пути воспринимают металлическая пластина и амортизирующие прокладки, которые обеспечивают виброгашение и энергопоглощение.

Цель лабораторных испытаний заключалась в установлении работоспособности подвеса монорельсового пути КП-17 и возможности его эксплуатации в шахтных условиях. Предлагаемые устройства устанавливались на стенде, общий вид которого приведен на рис. 8.9. Стенд представлял собой участок полноразмерного монорельсового пути 1, состоящий из стыка в виде соединения двух отрезков монорельса из двутаврового профиля, подвешенных к металлоконструкции 2 с помощью круглозвенной цепи с подвесом 3. По монорельсовому пути перемещались одна или две ходовые тележки 4 монорельсовой дороги 6ДМКУ. При этом предусматривалась установка стыка с превышениями поверхностей качения до 5 мм и углами перекоса между продольными осями соединяемых отрезков до 7°.

В ходе лабораторных испытаний подвесного устройства устанавливались следующие параметры: действующая в подвеске монорельса сила; скорость подвижного состава; амплитуда, скорость и частота колебаний точек подвески монорельса.

Для регистрации указанных параметров использовались тензометрические датчики Keli PST-A5tB, датчик скорости УПДС-2, индикатор линейных перемещений ИЧ-25 и виброметр ВМ-8.

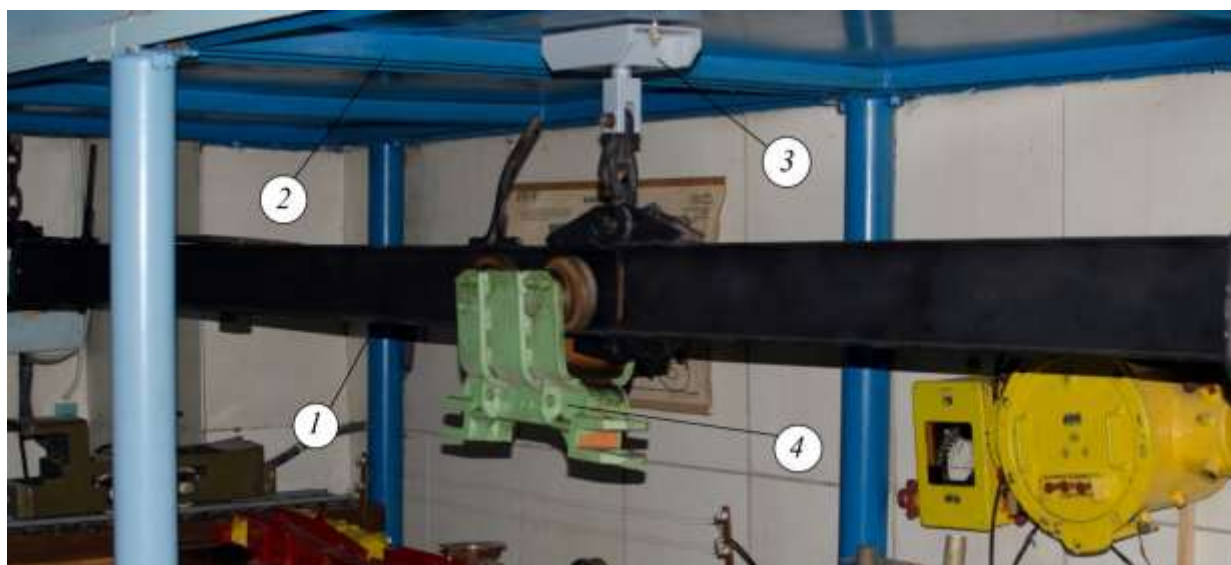


Рис. 8.9. Общий вид стенда для испытаний подвеса монорельсового пути

Тензометрический датчик указанного типа является законченным устройством с чувствительным элементом, имеющим четыре тензорезистора, включенных по мостовой схеме и электрическую схему. Этот датчик встраивается в разрыв круглозвенной цепи подвески, как показано на рис. 8.10,*а* и позволяет определять действующие на подвес динамические нагрузки. Измеряемая нагрузка тензометрического датчика составляет до 50 кН, а предельно допустимая – 60 кН. Предел отклонения баланса нуля не превышает 0,46%.

При определении динамических нагрузок в подвеске монорельса производились замеры скорости движения ходовой тележки подвижного состава. Для этого использовался датчик скорости УПДС-2 (рис. 8.10,*б*), представляющий собой тахогенератор переменного тока, на валу которого закрепляется приводной ролик.

Индикатор ИЧ-25 устанавливался на кронштейне с помощью зажима и позволял измерять линейные перемещения точек крепления монорельса крепи до 25 мм. Цена деления круговой шкалы индикатора – 0,01 мм.

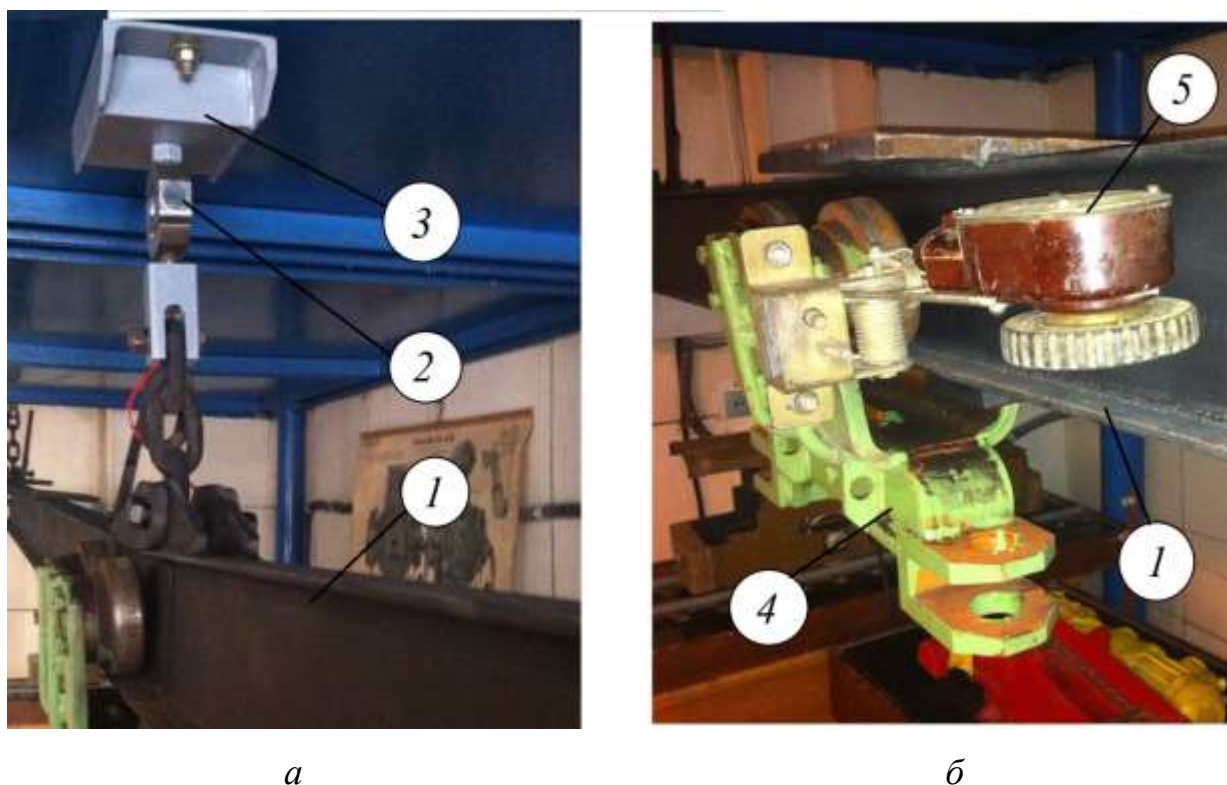


Рис. 8.10. Расположение датчиков на стенде для измерения: *а* – усилий в подвеске; *б* – скорости движения ходовой тележки, где *1* – монорельс; *2* – тензометрический датчик Keli PST-A5tB; *3* – подвес КП-17; *4* – ходовая тележка; *5* – датчик скорости УПДС-2

Виброметр ВМ-8 (рис. 8.11) предназначен для измерения скорости, ускорения, амплитуды и частоты колебаний узлов и агрегатов машин. Он имеет пьезоэлектрический датчик и преобразователь, позволяющий представлять измеряемый параметр в виде цифр или графика. Пределы допускаемой относительной погрешности составляют не более 5%.

Для возбуждения колебаний во время прохождения стыков монорельса, в месте соединения его отрезков устраивали с превышениями поверхностей качения до 5 мм. Во время движения, когда тележка наезжала на превышение, амплитуды вертикального смещения монорельса составляли от 162 до 212 мкм, а когда съезжала – от 87 до 159 мкм. При этом амплитуды вертикальных смещений корпуса подвеса находились в диапазоне от 350 до 548 мкм, а виброскорость изменялась от 4,7 до 6,8 мм/с.

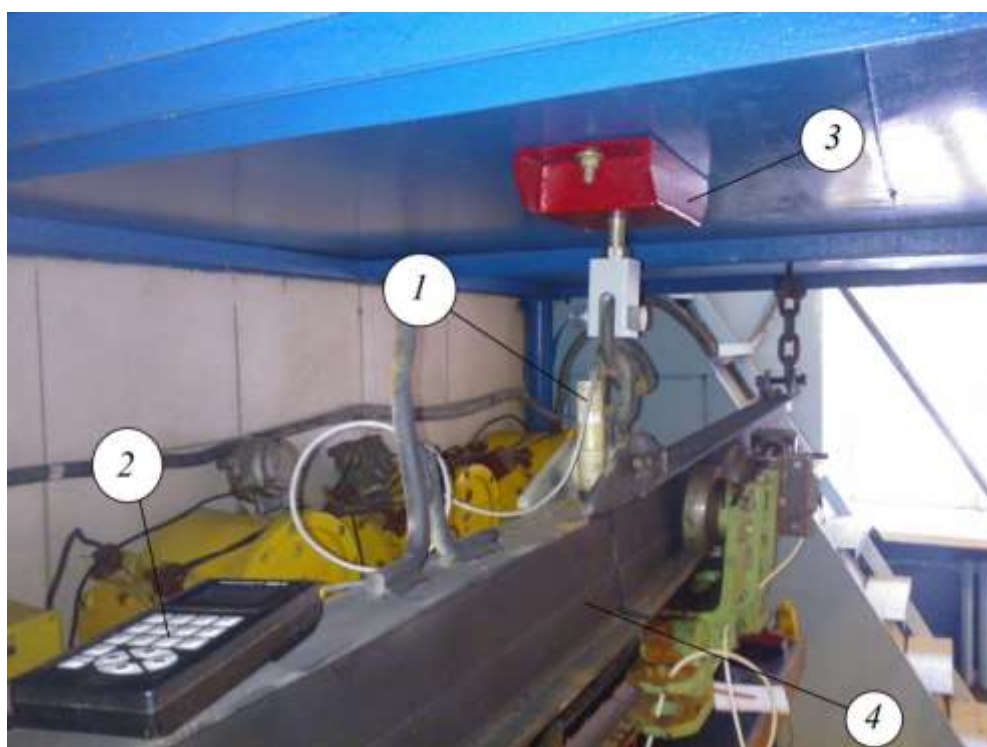


Рис. 8.11. Расположение пьезоэлектрического датчика 1 виброметра 2 на подвесе 3 монорельса 4

Обработка экспериментальных результатов показала, что приведенные данные свидетельствуют о достаточной адекватности используемой модели. Так, максимальное расхождение данных моделирования и эксперимента не превышает 12%.

Для проведения производственных испытаний подвесные устройства монорельсового пути внедрены в условиях шахты ПАО «Шахтоуправление «Покровское». Испытания этих устройств, были проведены в ходе промышленной эксплуатации подвесной монорельсовой дороги фирмы «Феррит» на 13-м южном конвейерном треке блока №10. Схема крепления монорельсового пути в горной выработке с помощью подвеса КП-17 показана на рис. 8.12.

Цель производственных испытаний заключалась в установлении работоспособности подвесного устройства монорельсового пути и возможности его эксплуатации в шахтных условиях.

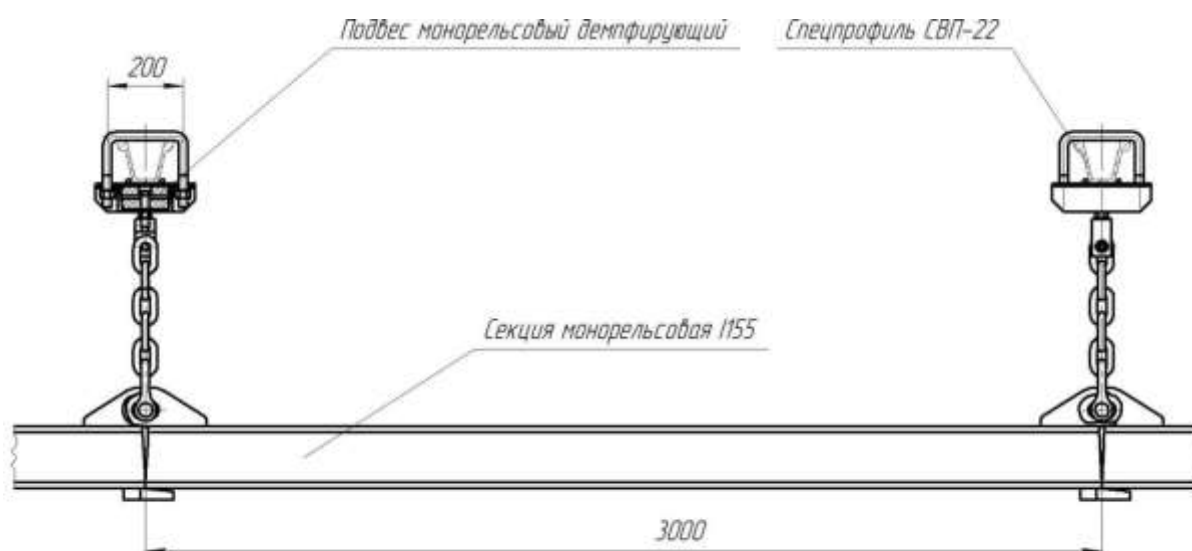


Рис. 8.12. Схема крепления монорельсового пути в горной выработке с помощью подвеса КП-17

Предлагаемые устройства устанавливались на стыках отрезков монорельса вместо штатных захватов на искривленных участках пути. Причем подвеска секций монорельсового пути выполнялась как на двух, так и на трех опорах. Крепление опор к верхнякам арочной крепи производилось с помощью хомутов диаметром 24 мм.

Для проверки работоспособности подвесного устройства проводились опытные поездки с разными режимами движения подвижного состава и загрузкой кузова от 0,1 т до 4 т. Программа натурных испытаний приведена в табл. 8.4.

Дополнительно были проведены заезды по монорельсовому пути с отклонениями в стыках соседних отрезков монорельса. Для этого стыки выполнялись с превышением поверхностей качения высотой до 1 мм и углами перекоса между продольными осями монорельса до  $\pm 2^{\circ}$ . Испытания проводились в течение рабочей смены. В ходе испытаний произведено несколько циклов нагружения подвесных устройств КП-17 и после этого они были переданы для опытно-промышленной эксплуатации.

Таблица 8.4. Программа испытаний подвесных устройств КП-17 в шахте

Масса кузова, т	Режим движения				
	установившееся движение со скоростью, м/с		торможение с ускорением, м/с <sup>2</sup>		
	0,5	2,5	0,1	0,2	0,3
0,1	–	–	+	+	+
2,0	–	–	+	+	+
4,0	+	+	–	–	–
4,0	–	–	+	+	+

В результате производственных испытаний в период с 01 июня 2015 г. по 31 октября 2016 г. подтверждена работоспособность подвесных устройств КП-17. По сравнению с существующими устройствами, их применение позволило увеличить срок служб секций монорельсового пути на 40%.

Полученные экспериментальные данные дают основание заключить, что конструктивные решения оказались достаточно эффективными для улучшения динамических качеств подвижного состава и подвески монорельсового пути.

### **8.5. Экономическая эффективность применения подвесных устройств для монорельсового пути**

Найдем экономическую эффективность от разработки и применения усовершенствованного подвеса монорельсового пути. При этом рассмотрим базовый вариант изготовления 1 км монорельсового пути – с использованием обычных подвесов (скоб) и новый – с использованием подвеса КП-17. Учитывая, что применение подвеса КП-17 не требует сопутствующих капи-

тальных вложений и не приводит к росту годовых эксплуатационных издержек у потребителя, то годовой экономический эффект от разработки и внедрения монорельсового пути будет

$$\mathcal{E}_r = \mathcal{Z}_1 \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} - \mathcal{Z}_2,$$

где  $\mathcal{Z}_1; \mathcal{Z}_2$  – приведенные затраты на единицу продукции соответственно базового и нового варианта;

$B_1; B_2$  – годовые объемы транспортных работ, выполняемых ПМД соответственно для базового и нового вариантов;

$P_1; P_2$  – доли отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление (реновацию) для базового и нового вариантов, соответственно;

$E_H$  – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений в производственные фонды.

Приведенные затраты для базового и нового вариантов составляют

$$\mathcal{Z}_1 = C_1 + E_H K_1; \quad \mathcal{Z}_2 = C_2 + E_H K_2,$$

$C_1; C_2$  – себестоимость единицы продукции соответственно базового и нового вариантов;

$K_1; K_2$  – удельные капитальные вложения в производственные фонды соответственно базового и нового вариантов.

Себестоимость базового варианта установим на основании цен производителя, указанных на электронной площадке профессиональных закупок, а нового – поузловым методом.

На основании [301] цена отрезка монорельса ходового I-140E длиной 2 м составляет 3,600 тыс.р., а скобы подвесной для арочной крепи – 0,700 тыс.р. Себестоимость узлов монорельса найдем по формуле  $C_i = C_i / (1 + p_H)$ , где  $C_i$  – цена  $i$ -го узла;  $p_H$  – нормативная рентабель-

ность. С учетом нормативной рентабельности, равной 0,15, себестоимость отрезка монорельса составляет  $C_{1M} = 3,130$  тыс.р, а скобы  $C_{1P} = 0,609$  тыс.р.

Считаем, что на каждые 2 м монорельсового пути необходимы один отрезок монорельса и две скобы. Тогда на 1 км монорельсового пути приходится 500 отрезков монорельса и 501 скоба. На основании этого себестоимость по базовому варианту составит

$$C_1 = 500 \cdot C_{1M} + 501 \cdot C_{1P} = 500 \cdot 3,130 + 501 \cdot 0,609 \cdot 501 = 1870,0 \text{ тыс.р.}$$

Определим себестоимость для нового варианта. Отличие этого варианта заключается в том, что подвес комплектуется дополнительными элементами, увеличивающими его массу. Используя поузловой метод и принимая за аналог скобу, себестоимость подвеса будет,  $C_{2P} = C_{1P} m_{1P} / m_{2P} a_{cl}$ , где  $m_{1P}$  – масса скобы для базового варианта;  $m_{2P}$  – масса подвеса для нового варианта соответственно;  $a_{cl}$  – коэффициент сложности изготовления подвеса для нового варианта.

Согласно технической документации  $m_{1P} = 4,5$  кг и  $m_{2P} = 6,5$  кг. Указанные узлы имеют одинаковую сложность изготовления и поэтому  $a_{cl} = 1$ .

Тогда

$$C_{2P} = 0,609 \cdot 4,5 / 6,5 \cdot 1 = 0,879 \text{ тыс.р.}$$

В результате найдем себестоимость для нового варианта

$$C_2 = 500 \cdot C_{1M} + 501 \cdot C_{2P} = 500 \cdot 3,130 + 501 \cdot 0,879 = 2006,0 \text{ тыс.р.}$$

Удельные капитальные вложения в производственные фонды для базового варианта будут  $K_1 = a_{CT} C_1$ , где  $a_{CT}$  – стоимость производственных фондов на 1 р. товарной продукции. При  $a_{CT} = 2,79$  имеем

$$K_1 = 2,79 \cdot 1870,0 = 5218,0 \text{ тыс.р.}$$



Для нового варианта удельные капитальные вложения в производственные фонды равны

$$K_2 = a_{CT} C_2 + \frac{K_{2П}}{A_{2П}},$$

где  $K_{2П}$  – производственные затраты на создание подвеса, равные 50,0 тыс.р.;

$A_{2П}$  – выпуск во втором году серийного производства, который принимаем 501 шт.

Удельные капитальные вложения в производственные фонды для нового варианта составят

$$K_2 = 2,79 \cdot 2006,0 + \frac{50,0}{501} = 5596,0 \text{ тыс.р.}$$

На основании этого получим приведенные затраты для базового и нового вариантов:

$$Z_1 = 1870,0 + 0,15 \cdot 5218,0 = 2653,0 \text{ тыс.р.};$$

$$Z_2 = 2006,0 + 0,15 \cdot 5596,0 = 2845,0 \text{ тыс.р.}$$

Годовые объемы транспортных работ, выполняемые для базового и нового вариантов, принимаем одинаковыми, поскольку использование подвеса не влияет на пропускную способность ПМД. На основании этого имеем:  $B_1 = B_2$ .

Доли отчислений от балансовой стоимости  $P_1$  и  $P_2$  находим как величины, обратные срокам службы монорельсового пути для базового и нового вариантов, соответственно. Для базового варианта, когда срок службы монорельса составляет 5 лет,  $P_1 = 0,20$ , а для нового – 7 лет и, следовательно  $P_2 = 0,143$ . Увеличение срока службы обосновано за счет применения подвеса.

са КП-17, позволяющего снизить износ секций монорельсового пути на 40% (прил. Г).

Таким образом, годовой экономический эффект от применения подвеса КП-17, приходящийся на 1 км монорельсового пути составит:

$$\mathcal{E}_Г = 2653,0 \frac{0,2 + 0,15}{0,143 + 0,15} - 2845,0 = 325,4 \text{ тыс.р./км.}$$

Для других разработанных устройств, позволяющих снизить динамические нагрузки, экономический эффект устанавливается аналогично. Это позволяет считать, что конструктивные решения, реализованные при разработке устройств на основе рекомендаций, полученных в результате проведенных теоретических исследований ПМД, являются достаточно эффективными для улучшения динамических качеств подвижного состава и подвески монорельсового пути.

## 8.6. Выводы

На основании проведенных экспериментальных исследований выявлено:

1. При ударных возбуждениях свободных затухающих колебаний в подвесном монорельсовом пути возникают колебания с комбинированным спектром частот, близким по своему составу расчетному. Это подтверждает корректность представленных математических моделей движения подвижного состава по стыкам монорельсового пути.

2. Колебательные процессы, протекающие в подвеске подвесного монорельсового пути, практически полностью затухают в течение 2,5 с, что характеризует уровень рассеивания энергии. Наибольшие амплитуды колебаний достигались в период до 0,5 с.

3. Значение амплитуд вертикальных колебаний в месте подвески монорельсового пути в зависимости от массы подвижного состава и скорости

его движения составляют от 0,1 до 2,95 мм. При этом происходят колебания с частотами от 0,8 до 20,0 Гц. Причем, колебания с частотой 0,8 – 1,0 – 1,4 Гц соответствуют свободным колебаниям подвижного состава, 2,6 Гц – подвесному монорельсовому пути, а 5,0...20,0 Гц - верхнякам крепи горной выработки.

4. Обработка экспериментальных результатов показала, что приведенные данные свидетельствуют о достаточной адекватности используемой математической модели, поскольку максимальное расхождение данных моделирования и эксперимента не превышает 9% по динамическим нагрузкам и 12% – по частоте колебаний.

5. Экспериментальные исследования подвеса КП-17 подтвердили его работоспособность и эффективность использования в составе подвесной монорельсовой дороги. Расчетный годовой экономический эффект от его применения составляет 325,4 тыс.р. на 1 км монорельсового пути.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-исследовательской работой, в которой на основании проведенных автором исследований, получено новое решение **актуальной научной проблемы**, имеющей важное хозяйственное значение, заключающейся в развитии научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами, установлении закономерностей формирования динамических нагрузок на крепь горной выработки в зависимости от свойств подвески монорельса и подвижного состава, что позволяет снизить динамическое воздействие от нагрузок на элементы дороги и на крепь горных выработок в 1,5 раза, а также расширяет область применения, повышает технический уровень и эффективность работы монорельсового транспорта.

Основные научные результаты заключаются в следующем.

1. Впервые разработана математическая модель функционирования шахтных подвесных монорельсовых дорог как элемента логистической системы горного предприятия, позволяющая с учетом неопределенности и рисков моделировать два вида взаимодействия встречных потоков в перегрузочном пункте: первый, когда погрузочно-разгрузочные работы проводятся без промежуточного хранения, и второй – с использованием промежуточного хранения. С помощью найденных решений возможно минимизировать стоимость и время доставки грузов, а также корректно в научном отношении устанавливать массу перевозимого груза и целесообразную область применения монорельсового транспорта.

2. Выполнен анализ динамических характеристик подвесного пути шахтных монорельсовых дорог и получено математическое описание, позволяющее производить количественную оценку параметров колебаний подвижного состава и подвесного монорельсового пути. Впервые разработана математическая модель, которая представлена системой дифференциальных урав-

нений, описывающих вертикальные и боковые колебания подвижного состава, что позволяет исследовать вертикальные и боковые колебания как совместно, так и отдельно.

3. Установлены закономерности влияния кинематических и параметрических возмущений подвесного монорельсового пути на колебания элементов подвесной дороги, позволяющие обоснованно определять параметры динамических процессов, возникающих во время эксплуатации. Для математического моделирования протекающих процессов в качестве кинематических возмущений необходимо учитывать неровности поверхностей качения монорельса, взаимное смещение его соединяемых отрезков и в качестве параметрических возмущений – изменение жесткости по длине, поскольку по мере приближения к подвеске коэффициент жесткости монорельсового пути в вертикальном направлении увеличивается, а удаления – снижается.

4. Усовершенствована математическая модель вертикальных колебаний шахтной подвесной монорельсовой дороги, являющихся следствием взаимодействия подвижного состава с монорельсом переменной жесткости по длине и неровностями по высоте, которая позволяет установить влияние скорости движения подвесной вагонетки, ее массы и коэффициента вязкого сопротивления подвески монорельса на значения амплитуды колебаний тележек и кузова. В результате выявлено, что за счет рационального выбора коэффициентов жесткости подвески монорельса и подвижного состава, а также их масс, возможно снизить амплитуды вертикальных колебаний тележек и монорельса в 1,7 раза.

5. Впервые определены закономерности извилистого движения ходовых тележек подвижного состава, учитывающие сложную волнообразную траекторию движения по монорельсу, что позволило определить возникающие силы и моменты сил инерции, вызывающие боковое раскачивание подвижного состава.

6. Получила дальнейшее развитие модель бокового раскачивания подвесной монорельсовой дороги, которая позволяет исследовать взаимосвязь

между параметрами подвески монорельса и подвижного состава. Предложены устройства для снижения амплитуды бокового раскачивания шахтной подвесной монорельсовой дороги. Для снижения амплитуд боковых колебаний кузова относительно вертикали следует устанавливать тележку с боковыми роликами, имеющими коэффициент жесткости пружин  $200 \text{ кН/м}$ , что позволяет снизить возникающие во время движения по подвесному монорельсовому пути боковые колебания более, чем в 4 раза.

7. Получены аналитические выражения для установления продольных колебаний подвижного состава во время движения по монорельсу как системы твердых тел, связанных между собой упругими связями. При жесткости сцепок более  $8000 \text{ кН/м}$  расчетная схема продольных колебаний может быть представлена в виде системы, где массы тележек заменены одной приведенной массой, совершающей движение вдоль монорельса, и приведенными массами подвешенной части подвижного состава, раскачивающихся вокруг точек подвеса относительно вертикали. В результате вычислений получено, что продольные динамические силы более, чем в 1,6 раза могут превышать значения прикладываемых тормозных усилий. Возникающие во время торможения перевозимого груза отклонения относительно вертикали периодически изменяются в пределах от  $0,05$  до  $0,67$  рад. Для уменьшения продольных колебаний составных частей подвесной монорельсовой дороги во время торможения, достаточно увеличивать значение коэффициента вязкого сопротивления только сцепок тормозных тележек, что позволяет существенно не усложнять конструкцию подвижного состава.

8. Выполнен синтез подвески монорельсового пути с оптимальными динамическими характеристиками и установлена оптимальная передаточная функция, учитывающая одновременное действие гармонических возмущений и относительных перемещений, вызванных динамическими ударами, возникающими во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу со стыками. Полученная оптимальная передаточная функция относится к линейной механической системе, имеющей упругую подвеску с параллельно

расположенным демпфером. Установлено оптимальное сочетание параметров: коэффициенты жесткости подвески для монорельсового пути 5060 кН/м и ходовой тележки 4070 кН/м; их коэффициенты вязкого сопротивления – 50 кН·с/м. Реализация указанных значений в подвесе позволяет снизить динамические нагрузки на крепь горной выработки в 1,5 раза.

9. Проведены экспериментальные исследования опытного образца монорельсового локомотива в условиях шахты «Горняк» ПО «Селидовуголь», подтверждающие достоверность теоретических выводов. Расхождение результатов вычислений динамических нагрузок и натуральных экспериментальных данных не превышает 9%. При этом частоты колебаний отличаются не более, чем на 12%.

10. Предложены научно-обоснованные технические решения для подвешивания и соединения отрезков монорельса в горных выработках, которые позволяют снизить динамические нагрузки, возникающие во время движения подвесной монорельсовой дороги. Новизна технических решений подтверждена патентами на изобретения. Годовой экономический эффект от применения устройств для снижения динамических нагрузок, возникающих во время движения подвижного состава по подвесному монорельсу, составляет 325,4 тыс.р. на 1 км дороги.

11. Полученные в диссертации результаты, разработанные методики и устройства приняты к использованию в МакНИИ и внедрены на предприятиях: ГП «Донецкий энергозавод», ГП «Донецкгормаш», ГП «Шахтерскантрацит», ООО «Шахта «Свято-Покровская №3», ООО «Завод «Амплитуда» и АО «EVAS B&P». Предложенные устройства позволяют повысить технический уровень шахтной подвесной монорельсовой дороги. Внедрение результатов работы подтверждает практическую ценность работы и имеет социальный эффект за счет повышения безопасности работы монорельсового транспорта.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Авдеев, А. М. Рельсовые транспортные средства для сложных горно-геологических условий [Текст] / А. М. Авдеев, А.В. Большунов, Г. В. Соколова // Научно-технические разработки и использования минеральных ресурсов : сб. науч. ст. / Сиб. гос. индустр. ун-т ; под общей ред. В. Н. Фрянова. – Новокузнецк, 2013. – С. 51–55.
2. Айзеншток, Л. И. Исследование состояния пути шахтных монорельсовых дорог [Текст] / Л. И. Айзеншток, В. С. Носов, Р. Л. Слободенюк // Способы и средства безопасной эксплуатации электромеханического оборудования в шахтах : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 1982. – С. 61–62.
3. Александров, С. Н. Охрана труда в угольной промышленности [Текст] / С. Н. Александров, Ю. Ф. Булгаков, В. В. Яйло ; под общей ред. Ю. Ф. Булгакова. – Донецк : РИА ДонНТУ, 2012. – 480 с.
4. Ананьев, И. В. Динамика конструкций летательных аппаратов [Текст] / И. В. Ананьев, Н. М. Колбин, Н. П. Серебрянский. – Москва : Машиностроение, 1972. – 416 с.
5. Баус-Нойфанг, Б. Подвесные и напочвенные дизель-гидравлические локомотивы для перемонтажей механизированных комплексов «тяжелого» класса [Текст] / Б. Баус-Нойфанг, Д. В. Великанв, Ю. Русинек // Уголь. – 2011. – № 2. – С. 19–21.
6. Бахвалов, Н. С. Численные методы [Текст] / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. – Москва : Бином. Лаборатория знаний, 2008. – 636 с.
7. Беккер, Ф. Becker Mining Systems учреждает новое предприятие в России [Текст] / Ф. Беккер // Уголь. – 2010. – № 12. – С. 31.
8. Беккер, Ф. Модернизация логистической инфраструктуры объединённой шахты «Борыня-Зовьюфка» (Польша) посредством применения высокопроизводительной транспортной техники и интегрированной системы управления и коммуникации [Текст] / Ф. Беккер // Уголь. – 2012. – № 5. – С. 81–85.



9. Березин, И. С. Методы вычислений [Текст] / И. С. Березин, Н. П. Жидков. – Москва : Наука, 1975. – Т. 1. – 632 с.
10. Берсенева, В. С. Методы увеличения силы тяги и допустимых углов и наклона рельсовых путей для рудничных локомотивов [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 : защищена 1965 / Берсенева Валентин Савельевич ; Ленингр. горн. ин-т. – Ленинград, 1968. – 422 с.
11. Берсенева, В. С. Тяговые устройства с гладкими ведущими колесами и перспективы их применения в горной промышленности [Текст] / В. С. Берсенева // Записки Ленинградского горного института. – 1975. – Т. LXVII, вып. 1. – С. 249–256.
12. Бирюков, И. В. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак ; под ред. И. В. Бирюкова. – Москва : Транспорт, 1992. – 440 с.
13. Биттнер, Х. Три наклонных ствола для новой шахты «Распадская-Коксовая» в Кузбассе [Текст] / Х. Биттнер // Глюкауф. – 2006. – № 2(3). – С. 36–39.
14. Блехман, И. И. Прикладная математика: Предмет, логика, особенности подходов. С примерами из механики [Текст] / И. И. Блехман, А. Д. Мышкис, Н. Г. Пановко. – Москва : УРСС, 2006. – 376 с.
15. Блохин, С. Е. Выбор рациональных параметров системы подвешивания маневрового электровоза [Текст] / С. Е. Блохин, И. В. Данович // Динамика и прочность подвижного состава : межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1991. – Вып. 281/32. – С. 34–39.
16. Блохин, С. Е. Использование упруго-диссипативных связей в системе подвешивания шахтного локомотива [Текст] / С. Е. Блохин, О. В. Дерюгин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2002. – № 8. – С. 222–223.
17. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] : монография / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – Москва : Транспорт, 1982. – 222 с.

18. Большевцев, Э. М. О построении множества Парето в некоторых задачах оптимизации [Текст] / Э. М. Большевцев, Э. К. Лавровский // Изв. АН СССР, МГТ. – 1977. – № 6. – С. 44–53.
19. Бородин, А. В. Как уменьшить удары колес в стыках [Текст] / А. В. Бородин, В. В. Иванов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 6. – С. 13–14.
20. Бородин, А. В. Теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния колеса грузового вагона при прохождении рельсового стыка [Текст] / А. В. Бородин, В. В. Иванов // Омский научный вестник. – 2009. – № 2(82). – С. 141–143.
21. Будиков, Л. Я. Многопараметрические исследования динамики мостовых кранов [Текст] / Л. Я. Будиков. – Луганск : изд-во Луганского ун-та им. В. Даля, 2015. – 236 с.
22. Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути [Текст] : монография / В. Вербицкий, А. Новак, Э. Даниленко. – Москва : Ситаж ; Донецк : Вебер, 2007. – 255 с.
23. Вербицкий, В. Г. Моделирование динамического поведения монорельсового вагона [Текст] / В. Г. Вербицкий, Л. Г. Лобас // Электронное моделирование. – 2000. – Т. 22, № 1. – С. 86–94.
24. Вербицкий, В. Г. Моделирование динамического поведения монорельсовой тележки [Текст] / В. Г. Вербицкий, Л. Г. Лобас // Прикладное моделирование. – 2000. – Т. 18. – С. 119–130.
25. Вершинина, Н. В. Внедрение монорельса в транспортно-логистическую структуру региона [Текст] / Н. В. Вершинина, М. Б. Трапезников // Транспорт Урала. – 2014. – 1(40). – С. 3–7.
26. Вершинский, С. В. Динамика вагона [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов ; ред. С. В. Вершинский. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.

27. Веткин, А. С. Геометрические параметры контакта вертикального колеса с монорельсом [Текст] / А. С. Веткин // Разработка месторождений полезных ископаемых. – Киев, 1983. – Вып. 41. – С. 114–118.
28. Веткин, А. С. Разработка методики расчета вписывания подвижного состава в закругления шахтных монорельсовых дорог для совершенствования их проектирования и эксплуатации [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Веткин Андрей Семенович ; Ин-т геотехнической механики. – Донецк, 1985. – 20 с.
29. Взаимодействие железнодорожных мостов с подвижным составом [Текст] / Н. Г. Бондарь [и др.]. – Москва : Транспорт, 1984. – 272 с.
30. Вибрации в технике [Текст] : справочник : В 6 т. Т. 6 : Защита от вибрации и ударов / В. К. Асташев [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – Москва : Машиностроение, 1995. – 456 с.
31. Волошко, Ю. Д. Исследование свободных колебаний колеса и рельса при переменной жесткости пути [Текст] / Ю. Д. Волошко // Труды ДИИТа. – Москва, 1965. – Вып. 57. – С. 30–37.
32. Временные требования безопасности к основному горнотранспортному оборудованию для угольных и сланцевых шахт [Текст] : НПАОП 10.0-7.09-82 : утв. М-вом угольной пром-сти СССР 05.07.82. – Макеевка : МакНИИ, 1982. – 14 с.
33. Галиев, И. И. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей [Текст] / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев. – Москва : Учеб.-метод. центр по образованию на ж.-д. трансп., 2010. – 340 с.
34. Галкин, В. И. Инженерная логистика погрузочно-разгрузочных транспортных и складских работ на горных предприятиях [Текст] / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко. – Москва : Горная книга, 2009. – 156 с.
35. Галкин, В. И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности [Текст] / В. И. Галкин, Е. Е. Шешко // Горный инфор-

- мационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) : тр. науч. симп. «Неделя горняка-2011». – Москва, 2011. – Отд. вып. № 1. – С. 458–507.
36. Гнайдинг, Э. Презентация фирмы «СМТ Шарф» и новые разработки. Дальнейшее расширение производственной программы [Текст] / Э. Гнайдинг // Глюкауф. – 2011. – № 1. – С. 24–27.
37. Гнайдинг, Э. Системы шахтного транспорта Группы компаний «СМТ Шарф»: компетентность и высокий стандарт качества продукции и услуг [Текст] / Э. Гнайдинг, А. Будников // Глюкауф. – 2009. – № 1. – С. 44–45.
38. Говоруха, В. В. Механика взаимодействия вагонов со свободной и жесткой насадкой колес и рельсового пути с горизонтальными и вертикальными плавными и ступенчатыми неровностями [Текст] / В. В. Говоруха // Форум гірників – 2012 : матеріали міжнар. конф., 3–6 жовт. 2012 р., Нац. гірничий ун-т. – Дніпропетровськ, 2012. – Т. 2. – С. 221–235.
39. Говоруха, В. В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств [Текст] : монография / В. В. Говоруха. – Дніпропетровськ : Лира, 2006. – 448 с.
40. Говоруха, В. В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров [Текст] / В. В. Говоруха. – Киев : Наук. думка, 1992. – 200 с.
41. Голубенко, О. Л. Визначення частот і форм головних власних коливань пасажирського вагона у вертикальній площині [Текст] / О. Л. Голубенко, Л. О. Губачева // Залізничний транспорт України. – 2006. – № 2. – С. 35–37.
42. Грачева, Л. О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути [Текст] / Л. О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. – Москва, 1968. – Вып. 356. – 207 с.
43. Грачева, Л. О. Спектральный анализ вынужденных колебаний вагона при случайных неровностях железнодорожного пути и выбор параметров рессорного подвешивания [Текст] / Л. О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. – Москва, 1967. – Вып. 347. – С. 151–168.

44. Гребенкин, С. С. Научные основы создания систем передвижения механизированных крепей для тонких крутых пластов [Текст] : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.05.06, 05.15.02 / Гребенкин Сергей Семенович ; Ин-т горного дела. – Москва, 1991. – 37 с.
45. Применение канатных анкеров для монтажа монорельсовых подвесных дорог [Текст] / П. В. Гречишкин [и др.] // Уголь Украины. – 2013. – № 4. – С. 25–26.
46. Григорьев, В. Н. Зависимость кинематических и силовых параметров монорельсового дизелевоза с гидростатической передачей от схемы включения гидромоторов и способа регулирования [Текст] / В. Н. Григорьев // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1983. – Вып. 8. – С. 203–208.
47. Григорьев, В. Н. Конструктивные особенности и результаты испытаний шахтного монорельсового дизелевоза ДМВ-7 [Текст] / В. Н. Григорьев, Г. К. Лещов, В. А. Шлыков // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1981. – Вып. 7. – С. 180–183.
48. Григорьев, В. Н. Физическая сущность процесса реализации силы сцепления тяговыми колесами монорельсовых локомотивов [Текст] / В. Н. Григорьев // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1977. – Вып. 3. – С. 219–225.
49. Григорьев, Ю. И. Перевозка людей, оборудования и материалов на шахтах за рубежом [Текст] : обзор / Ю. И. Григорьев, Г. Н. Кост, М. А. Котов – Москва : ЦНИЭИуголь, 1981. – 40 с.
50. Груйич, М. Условия транспортировки тяжеловесных и длиномерных грузов монорельсовыми подвесными транспортными средствами [Текст] / М. Груйич // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Москва, 2009. – № 16. – С. 25–30.
51. Группа компаний «СМТ Шарф»: компетентность и высокий стандарт качества услуг [Текст] // Глюкауф. – 2012. – № 2(3). – С. 14–15.

52. Губачева, Л. О. Моделирование динамических процессов транспортных средств [Текст] / Л. О. Губачева. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2009. – 119 с.
53. Гукенхаймер, Дж. Нелинейные колебания, динамические системы и бифуркации векторных полей [Текст] / Дж. Гукенхаймер, Ф. Холмс. – Москва ; Ижевск : Ин-т компьютерных исслед., 2002. – 559 с.
54. Гутаревич, В. О. Боковые колебания подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Москва, 2014. – № 6. – С. 264–270.
55. Гутаревич, В. О. Вертикальные колебания подвижного состава шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2013. – № 2(26). – С. 97–107. – (Серія “Гірничо-електромеханічна”).
56. Гутаревич, В. О. Влияние подвижной нагрузки на колебания тележек и подвесного монорельсового пути [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2013. – № 18(207), Ч.1. – С. 52–56.
57. Гутаревич, В. О. Динамическая нагруженность монорельсовых тележек и подвесного пути / В. О. Гутаревич // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2015. – № 4 – С. 85–88.
58. Гутаревич, В. О. Исследование продольных колебаний подвесного монорельсового пути [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2013. – № 5(194), Ч. 1. – С. 100–105.
59. Гутаревич, В. О. Динамика шахтных подвесных монорельсовых дорог [Текст] : монографія / В. О. Гутаревич. – Донецк : ЛАНДОН-XXI, 2014. – 205 с.
60. Гутаревич, В. О. Динамическая модель движения шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – № 4(175). – С. 107–111.

61. Гутаревич, В. О. Влияние динамических процессов бокового раскачивания монорельсового локомотива на параметры тягового устройства [Текст] / В. О. Гутаревич // Разработка месторождений полезных ископаемых. – Киев, 1991. – Вып. 88. – С. 77–80.
62. Гутаревич, В. О. Дослідження руху підвісного екіпажу при проходженні стиків монорейки [Текст] / В. О. Гутаревич, А. С. Тімонін // Вісті Донецького гірничого інституту. – 2013. – № 2(33). – С. 187–191.
63. Гутаревич, В. О. Исследование геометрических параметров монорельсовых тяговых устройств при движении в закруглениях пути [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2010. – № 1(152), Ч. 2. – С. 70–82.
64. Гутаревич, В.О. Исследование движения экипажа подвесной монорельсовой дороги с учетом деформации монорельса [Текст] / В. О. Гутаревич // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – № 4(40). – С. 45–53.
65. Гутаревич, В. О. Исследование закономерностей движения шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Способы и средства безопасной эксплуатации электромеханического оборудования в шахтах : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 2011. – Вып. 2(28). – С. 150–158.
66. Гутаревич, В. О. Исследование извилистого движения тележек подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2013. – № 9(198), Ч. 1. – С. 45–48.
67. Гутаревич, В. О. Исследование продольных колебаний подвесного монорельсового пути [Текст] / В. О. Гутаревич // Проблеми розвитку транспортних систем і логістики : матеріали IV Міжнар. наук.-практ. конф. – Луганськ, 2013. – С. 4–6.
68. Гутаревич, В. О. Исследование процесса взаимодействия ходового колеса с подвесным монорельсом [Текст] / В. О. Гутаревич // Способы и средства безопасной эксплуатации электромеханического оборудования в шахтах : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 2012. – Вып. 2(30). – С. 82–87.

69. Гутаревич, В. О. Исследование процесса взаимодействия экипажа с подвесным монорельсом [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2012. – № 6(177), Ч. 1. – С. 366–370.
70. Гутаревич, В. О. Исследование упругих колебаний экипажа и подвешеного пути шахтной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2013. – № 1(25). – С. 72–78. – (Серія «Гірничо-електромеханічна»).
71. Гутаревич, В. О. Исследования поперечных колебаний монорельсового пути шахтной подвешеной дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Донбаської держ. машинобуд. акад. : зб. наук. пр. – 2013. – № 1(30). – С. 42–47.
72. Гутаревич, В. О. Критерии оптимального синтеза шахтной подвешеной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2014. – № 1(27). – С. 90–99. – (Серія «Гірничо-електромеханічна»).
73. Гутаревич, В. О. Логистические подходы к формированию процесса перевозки вспомогательных грузов шахтными подвесными монорельсовыми дорогами [Текст] / В. О. Гутаревич // Проблеми розвитку транспортних систем і логістики : матеріали V Міжнар. наук.-практ. конф. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2014. – С. 50–52.
74. Гутаревич, В. О. Вплив логістики на сучасний транспорт / В.О. Гутаревич // Менеджмент малого і середнього бізнесу: логістика (SBM 2012): матеріали X Міжнар. наук.-практ. конф. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – С.13–14.
75. Гутаревич, В. О. Логістичні основи моделювання процесу функціонування підвісної монорейкової дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Проблеми підготовки професійних кадрів по логістике в умовах глобальної конкурентної середовища : сб. докл. XII МНПК, 23-24 октяб. 2014 г. / отв. ред. М. Ю. Григорак, Л. В. Савченко. – Киев : НАУ, 2014. – С. 95–97.
76. Гутаревич, В. О. Математическая модель подвешеного пути шахтной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Наукові праці ДонНТУ. – 2012. – № 2(24). – С. 61–69. – (Серія «Гірничо-електромеханічна»).



77. Гутаревич, В. О. Математические модели процесса перевозки шахтными подвесными монорельсовыми дорогами [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2014. – № 4(211), Ч. 1. – С. 158–164.
78. Гутаревич, В. О. Математическое моделирование движения ходовых тележек по подвесному монорельсу [Текст] / В. О. Гутаревич // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2014. – № 3(288). – С. 102–105.
79. Гутаревич, В. О. Математичні моделі просування вантажопотоків декількома видами транспорту [Текст] / В. О. Гутаревич // Проблеми розвитку транспортної логістики: тези доповідей III Міжнар. наук.-практ. конф. Інтер-ТРАНСЛОГ-2011, Одеса – Несебир, 25-30 верес. 2011 р. – Одеса : ОМНУ, 2011. – С. 182–184.
80. Гутаревич, В. О. Моделювання процесу функціонування підвісної монорейкової дороги як елементу логістичної системи [Текст] / В. О. Гутаревич // Зб. наук. пр. Донецького ін-ту залізничного трансп. – 2014. – № 39. – С. 40–51.
81. Гутаревич, В. О. Обоснование параметров маршрутов подвесных монорельсовых дорог [Текст] / В. О. Гутаревич // Проблеми розвитку транспортної логістики: тези доповідей V Міжнар. наук.-практ. конф. Інтер-ТРАНСЛОГ-2013. – Одеса : ОМНУ, 2013. – С. 182–184.
82. Гутаревич, В. О. Обоснование параметров прижимных устройств подвесных монорельсовых локомотивов [Текст] / В. О. Гутаревич, В. О. Будишевский // Наукові праці ДонНТУ. – 2010. – Вип. 19(175). – С. 55–64. – (Серія “Гірничо-електромеханічна”).
83. Гутаревич, В. О. Определение частот и форм свободных колебаний подвесного пути шахтной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Вісті Донецького гірничого інституту. – 2012. – № 1(30)–2(31). – С. 221–225.
84. Гутаревич, В. О. Поперечные колебания подвесного монорельса при действии на него продольных сил [Текст] / В. О. Гутаревич // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – № 3(39). – С. 74–82.

85. Гутаревич, В. О. Проблемы и перспективы совершенствования шахтных подвесных монорельсовых дорог [Текст] / В. О. Гутаревич // Форум гірників-2014: матеріали міжнар. конф., 01-04 жовт. 2014 р., м. Дніпропетровськ. – Дніпропетровськ: ЛізуновПрес, 2014. – Т. 3. – С. 137–145.
86. Гутаревич, В. О. Продольная динамика шахтной подвесной монорельсовой дороги [Текст] / В. О. Гутаревич // Науковий вісник НГУ. – 2015. – № 1. – С. 83–88.
87. Гутаревич, В. О. Розташування трансформаційних центрів у транспортно-складських логістичних системах [Текст] / В. О. Гутаревич // Логістика промислових регіонів Тези доповідей Міжнар. наук.-практ. конф. Донецьк, 26-28 травня 2010 р. – Донецьк, 2010. – С. 47–58.
88. Гутаревич, В. О. Системний підхід до розв'язування транспортних задач в логістиці [Текст] / В. О. Гутаревич // Проблеми розвитку транспортної логістики : тези доповідей IV Міжнар. наук.-практ. конф.» Інтер-ТРАНСЛОГ-2012. – Одеса : ОМНУ, 2012. – С. 189–191.
89. Гутаревич, В. О. Снижение динамических нагрузок на подвеску шахтных подвесных монорельсовых дорог [Текст] / В. О. Гутаревич, В. П. Кондрахин // Инновационные перспективы Донбасса: материалы междунар. науч.-практ. конф., г. Донецк, 20-22 мая 2015 г. Т. 3 : Инновационные технологии изготовления и эксплуатации промышленных машин и агрегатов / М-во образования и науки ДНР и др.; редкол.: Л. П. Полякова и др. – Донецк: ГВУЗ "ДонНТУ", 2015. – С. 64–71.
90. Дальнейший шаг в совершенствовании шахтного вспомогательного транспорта [Текст] // Горная Промышленность. – 2005. – № 2. – С. 26–28.
91. Данилов, В. Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] / В. Н. Данилов. – Москва: Трансжелдориздат, 1961. – 111 с.
92. Данилов, В. Н. Расчет рельсовой нити в зоне стыка [Текст] / В. Н. Данилов // Труды ВНИИЖТ. – Москва, 1952. – Вып. 70. – 113 с.

93. Данович, В. Н. Пространственные колебания грузового вагона при движении по пути с детерминированными и случайными неровностями [Текст] / В. Н. Данович, Р. С. Липовский, Р. Б. Грановский // Механика наземного транспорта. – Киев, 1977. – С. 37–41.
94. Даубер, К. Разработка и опробование автоматизированного дизелевоза монорельсовой подвесной дороги [Текст] / К. Даубер, Т. Гиссельман // Глюкауф. – 2007. – № 3. – С. 13–19.
95. Дедов, А. Н. Монорельсовый электропоезд МЭП-1 [Текст] / А. Н. Дедов, П. Д. Кийко, В. Е. Антонов // Механизация и автоматизация горных работ. – 1971. – Вып. 7. – С. 89–93.
96. Денищенко, А. В. Определение коэффициентов сопротивления движению подвижного состава и каната напочвенной дороги [Текст] / А. В. Денищенко // Науковий вісник НГУ. – 2007. – № 4. – С. 65–72.
97. Денищенко, А. В. Сопротивление движению буксировочной тележки напочвенной дороги [Текст] / А. В. Денищенко // Зб. наук. пр. НГУ. – 2007. – № 29. – С. 79–83.
98. Денищенко, А. В. Шахтные канатные дороги [Текст] : монография / А. В. Денищенко. – Днепропетровск : НГУ, 2011. – 172 с.
99. Дерюгин, О. В. Экспериментальное исследование влияния упруго-диссипативных свойств подвески шахтного локомотива на износ бандажей колес [Текст] / О. В. Дерюгин, К. А. Зибров, А. А. Сердюк // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2002. – № 3. – С. 100–101.
100. Дерюгін, О. В. Обґрунтування раціональних параметрів пружно-дисипативних зв'язків системи підвішування шахтного локомотива [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук : 05.05.06 / Дерюгін Олег Валентинович ; Нац. гірн. акад. України. – Дніпропетровськ, 2000. – 16 с.
101. Диментберг, М. Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний [Текст] / М. Ф. Диментберг. – Москва : Наука, 1980. – 368 с.

102. Динамика высокоскоростного транспорта [Текст] / В. О. Шихлен [и др.] ; пер. с англ. А. В. Попова ; ред. Т. А. Тибилов. – Москва : Транспорт, 1988. – 215 с.
103. Динамика и прочность шахтных транспортных сосудов [Текст] / Е. Е. Новиков [и др. ] ; отв. ред. В. К. Смирнов. – Киев : Наук. думка, 1983. – 149 с.
104. Динамика шахтных подъемных установок [Текст] : [науч.-произв. учеб. изд.] / В.И. Белобров [и др.] ; под общ. ред. В. И. Белоброва ; НАН Украины, Ин-т трансп. систем и технологий, Нац. горная акад. Украины. – Днепропетровск : Изд-во ДГУ, 2000. – 384 с.
105. Дьомін, Р. В. До способів оцінювання динамічної взаємодії коліс і рейок [Текст] / Р. В. Дьомін, А. В. Мостович, Ю. В. Щербина // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В Даля. – № 5(147), Ч. 1. – 2010. – С. 27–32.
106. Еременко, В. А. Современные технологии анкерного крепления [Текст] / В. А. Еременко, Е. А. Разумов, Д. Ф. Зяятдинов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – Москва, 2012. – № 12. – С. 38–45.
107. Желтухин, Л. Г. Исследование горизонтальной динамики подвижного состава подвесной монорельсовой дороги на аналоговых машинах [Текст] / Л. Г. Желтухин // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1983. – Вып. 8. – С. 208–210.
108. Желтухин, Л. Г. Определение продольных сил в подвесном монорельсовом поезде при торможении [Текст] / Л. Г. Желтухин // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1984. – Вып. 9. – С. 156–159.
109. Зиборов, К. А. Динамическая модель шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью ходовой части [Текст] / К. А. Зиборов, Г. К. Ванжа, С. А. Федоряченко // Современное машиностроение. Наука и об-

разование : материалы междунар. конф. – Санкт-Петербург .– 2012. – С. 329–334.

110. Зиборов, К. А. Прогнозирование динамических свойств системы: экипаж-тяговый привод-путь для шахтного локомотива [Текст] / К. А. Зиборов, И. А. Таран, О. В. Дерюгин // Вісник КДПУ. – 2006. – Ч. 1, 2(37). – С. 92–94.

111. Зиборов, К. А. Формирование кинематических и динамических характеристик звеньев ходовой части и выбор параметров составных упругих колес шахтного локомотива [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук : 05.15.16 ; 05.02.09 / Зиборов Кирилл Альбертович ; Гос. горная акад. Украины. – Днепропетровск, 1996. – 23 с.

112. Зіборов, К. А. До питання підвищення надійності опорних вузлів шахтних вагонеток [Текст] / К. А. Зіборов, Г. К. Ванжа, С. О. Федоряченко // Гірнична електромеханіка та автоматика. – 2011. – № 87. – С. 124–127.

113. Зіборов, К. А. Математична модель шахтної вагонетки з додатковою кінематичною рухливістю ходової частини [Текст] / К. А. Зіборов, С. О. Федоряченко // Вісник Криворізького національного університету. – 2012. – № 32. – С. 149–154.

114. Иванченко, И. И. Метод подконструкций в задачах динамики скоростной монорельсовой дороги [Текст] / И. И. Иванченко // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 2008. – № 6. – С. 101–117.

115. Иванченко, И. И. О действии подвижной нагрузки на мосты [Текст] / И. И. Иванченко // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 1997. – № 6. – С. 180–185.

116. Иориш, Ю. И. Виброметрия. Измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы [Текст] / Ю. И. Иориш. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машгиз, 1963. – 771 с.

117. Каллабис, У. Специальный состав для транспортирования дизельных монорельсовых тележек на шахте «София-Якоба» [Текст] / У. Каллабис // Глюкауф. – 1992. – № 7. – С. 31–32.

118. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава [Текст] / В. А. Камаев. – Москва : Машиностроение, 1980. – 215 с.
119. Качурин, Н. М. Взаимодействие подвесных транспортных устройств с породами и обеспечение безопасности и устойчивости горных выработок [Текст] / Н. М. Качурин, В. Р. Ногих // Известия ТулГУ. Науки о Земле. – 2015. – Вып. 4. – С. 65–75.
120. Киселев, И.П. Монорельсовые колесные транспортные системы [Текст] / И.П. Киселев // Транспорт Российской Федерации. – 2009. – Т.20. – №1. – С. 62–63.
121. Коварж, П. О продукции, производимой фирмой «ФЕРРИТ» [Текст] / П. Коварж // Глюкауф. – 2003. – № 3. – С. 65–66.
122. Коган, А. Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь [Текст] : сб. науч. тр. / А. Я. Коган. – Москва : Транспорт, 1969. – Вып. 402. – 208 с.
123. Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] / А. Я. Коган. – Москва : Транспорт, 1997. – 326 с.
124. Коган, А. Я. Колебания пути при высоких скоростях движения экипажей и ударном взаимодействии колеса и рельса [Текст] / А. Я. Коган, Д. А. Никитин, И. В. Полищук. – Москва : Трансинфо, 2011. – 168 с.
125. Коган, А. Я. Расчет нестационарного напряженно-деформированного состояния рельсового стыка [Текст] / А. Я. Коган, Ю. Л. Пейч // Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – № 2. – С. 31–39.
126. Козаченко, Д. М. Визначення раціональних параметрів поїздопотоків на залізничних напрямках [Текст] / Д. М. Козаченко, Г. Я. Мозолевич, О. О.Мазуренко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 2/3(50). – С. 40–45.

127. Козаченко, Д. М. Дослідження параметрів потоків поїздів на залізничних напрямках [Текст] / Д. М. Козаченко, Г. Я. Мозолевиц // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3/5(45). – С. 17–21.
128. Козаченко, Д. М. Моделювання роботи залізничного напрямку [Текст] / Д. М. Козаченко, Г. Я. Мозолевиц, О. В. Власюк // Вісник ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2009. – Вип. 28. – С. 143–148.
129. Колесов, Ю. Б. Моделирование систем. Динамические и гибридные системы [Текст] / Ю. Б. Колесов, Ю. Б. Сениченков. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. – 224 с.
130. Кондрахин, В. П. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов [Текст] / В. П. Кондрахин, В. В. Косарев, Н. И. Стадник ; под общ. ред. В. П. Кондрахина. – Донецк : Технопарк ДонНТУ «УНИТЕХ», 2010. – 257 с.
131. Корнеев С.В. Оперативная защита от перегрузок забойных скребковых конвейеров с электромеханическим приводом [Текст] / С.В. Корнеев, В.Ю. Доброногова, В.П. Долгих // Изв. вузов. Горный журнал. – 2016. – №5. – С.69-75.
132. Коротенко, М. Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного грузового вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания [Текст] / М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Проблемы механики наземного транспорта : межвуз. сб. науч. тр. – Днепрпетровск, 1973. – Вып. 199/25. – С. 3–13.
133. Кохманюк, С. С. Колебания деформируемых систем при импульсных и подвижных нагрузках [Текст] / С. С. Кохманюк, Е. Г. Янютин, Л. Г. Романенко. – Киев : Наук. думка, 1980. – 231 с.
134. Кравцов, А. И. Определение жесткости грузового натяжного устройства и ветви тягового органа [Текст] / А. И. Кравцов // Горный журнал. Известия вузов. – 1983. – № 9. – С. 66–68.
135. Кропп, У. Развитие техники транспортирования угля и материалов [Текст] / У. Кропп // Глюкауф. – 1981. – № 16. – С. 45–53.

136. Кудрявцев Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов [Текст] / Н. Н. Кудрявцев – Москва : Транспорт, 1965. – 168 с.
137. Кузнецов, А. С. К вопросу оптимизации конструкции напочвенных и монорельсовых транспортных средств с гибким тяговым органом [Текст] / А. С. Кузнецов // Горный журнал. Известия вузов. – 1989. – № 11. – С. 75–79.
138. Кузнецов, Е. В. Метод выбора параметров сталеполимерных анкеров для подвески монорельсовых дорог большой грузоподъёмности в выработках [Текст] / Е. В. Кузнецов // Вестник КузГТУ. – 2005. – № 4 – С. 27–28.
139. Кузнецов, Е. В. Обоснование параметров крепления подвески монорельсовых дорог в выработках с анкерной крепью [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук : 25.00.22 / Кузнецов Евгений Владимирович ; КузГТУ. – Кемерово, – 2009. – 19 с.
140. Кузнецов, Е. В. Опыт эксплуатации подвесной монорельсовой дороги в условиях шахты ОАО «Разрез Сибиргинский» [Текст] / Е. В. Кузнецов // Вестник КузГТУ. – 2005. – № 4. – С. 24–26.
141. Лагерев, Р. Ю. О возможности эксплуатации монорельсовых дорог в Российской Федерации [Текст] / Р. Ю. Лагерев, Е. С. Немчинова, О. С. Немчинова // Вестник ИрГТУ. – 2013. – № 11(82). – С. 205–211.
142. Лазарян, В. А. Колебания железнодорожного состава [Текст] / В. А. Лазарян // Вибрации в технике. Т. 3 : Колебания машин, конструкций и их элементов. – Москва : Машиностроение, 1980. – С. 398–434.
143. Лазарян, В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – Киев : Наук. думка, 1972. – 193 с.
144. Ларин, В. Б. Статистические задачи виброзащиты / В. Б. Ларин. – Киев : Наук. думка, 1974. – 128 с.
145. Ларин, В. Б. Спектральные методы синтеза линейных систем с обратной связью [Текст] / В. Б. Ларин, К. И. Науменко, В. Н. Сунцев. – Киев : Наук. думка, 1971. – 137 с.



146. Лысенко, М. В. Канатный анкер АК01: крепление подвесной монорельсовой дороги [Текст] / М. В. Лысенко, А. М. Самок, Г. В. Райко, П. В. Гречишкин // Уголь. – 2011. – № 6. – С. 47–49.
147. Ляпунов, А. М. Общая задача об устойчивости движения [Текст] / А. М. Ляпунов. – Москва ; Ленинград : Гостехтеориздат, 1950. – 471 с.
148. Мала гірнича енциклопедія [Текст]. В 3 т. Т. 2. Мала гірнича енциклопедія Л-Р. / за ред. В. С. Білецького. – Донецьк : Донбас, 2007. – 652 с.
149. Малевич, Н. А. Горнопроходческие машины и комплексы [Текст] / Н. А. Малевич. – Москва : Недра, 1980. – 384 с.
150. Малкин, И. Г. Теория устойчивости движения [Текст] / И. Г. Малкин. – Москва : Наука, 1968. – 532 с.
151. Математическая теория оптимальных процессов [Текст] / Л. С. Понтрягин [и др.]. – Москва : Наука, 1983. – 392 с.
152. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / В. Ф. Ушкалов [и др.] ; ред. В. Ф. Ушкалов. – Киев : Наук. думка, 1989. – 240 с.
153. Мерещкий, В. М. Установление основных параметров и исследование эксплуатационных характеристик монорельсового дизелевоза с объемным гидроприводом [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.06 / Мерещкий В. М. – Москва, 1969. – 21 с.
154. Мешков, С. Н. Опыт применения подвесных монорельсовых фрикционно-зубчатых транспортных систем для транспортировки оборудования механизированного комплекса Тагор 15/32 [Текст] / С. Н. Мешков // Уголь. – 2011. – № 5(1023). – С. 78–79.
155. Мирошник, А. И. Группа компаний «КУЗБАССПРОМСЕРВИС»: Опережая сегодняшний день [Текст] / А. И. Мирошник // Уголь. – 2007. – № 8. – С. 66–69.

156. Мишин, В. В. О колебаниях звеньев привода шахтного локомотива с демпфирующими элементами [Текст] / В. В. Мишин, А. А. Сердюк, К. А. Зиборов // Изв. вузов. Горный журнал. – 1993. – № 8. – С. 91–94.
157. Мишин, В. В. Об оптимизации параметров системы подвешивания шахтных локомотивов [Текст] / В. В. Мишин, О. Б. Зайцева // Уголь Украины. – 1996. – № 10/11. – С. 66–67.
158. Модели и методы теории логистики [Текст] / В. С. Лукинский [и др.] ; под ред. В. С. Лукинского. – Санкт-Петербург : Питер, 2008. – 448с.
159. Мозолеви́ч, Г. Я. Дослідження поїздопотоків Дніпропетровського залізничного вузла [Текст] / Г. Я. Мозолеви́ч, Ю. В. Чибісов // Вісник НТУ «ХП». – Харків, 2011. – Вип. 9. – С. 72–78.
160. Мозолеви́ч, Г. Я. Підвищення ефективності процесу перевезень за рахунок визначення раціональних параметрів поїздопотоків [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук : 05.22.01 / Мозолеви́ч Григорій Якович ; Дніпропетр. нац. ун-т заліз. трансп. ім. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2011. – 21 с.
161. Мoня, А. Г. Математическая модель качения колеса по рельсу при наличии разделяющей их промежуточной среды [Текст] / А. Г. Мoня, И. А. Таран // Сб. науч. тр. НГУ. – 2006. – № 24. – С. 97–105.
162. Мышкис, А. Д. Элементы теории математических моделей [Текст] / А. Д. Мышкис. – Москва : КомКнига, 2007. – 192 с.
163. Найфэ, А. Введение в методы возмущений [Текст] / А. Найфэ. – Москва : Мир, 1984. – 535 с.
164. Николайчук, В. Е. Транспортно-складская логистика [Текст] / В. Е. Николайчук. – Москва : Дашков и Ко, 2011. – 452 с.
165. Новейшие транспортные системы для подземных рудников фирмы SCHARF GmbH [Текст] // Горная Промышленность. – 1999. – № 4. – 4 с.
166. Нoгин, В.Д. Эволюция принципы Эджворта-Парето [Текст] / В. Д. Нoгин, Н. А. Волкова // Таврический вестник информатики и математики. – 2006. – №1. – С. 21–33.

167. Ногих, В. Р. Методика и алгоритм расчета параметров анкерной подвески шахтной монорельсовой подвесной дороги [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2011. – № 5. – С. 78–79.
168. Ногих, В. Р. Методика и алгоритм расчета параметров анкерной подвески шахтной монорельсовой подвесной дороги [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2011. – № 5. – С. 84–85.
169. Ногих, В. Р. Подвесной монорельсовый путь ПМП-155М УС [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2009. – № 8. – С. 28–29.
170. Ногих, В. Р. Современный формат подвесных монорельсовых транспортных систем [Текст] / В. Р. Ногих // Уголь. – 2006. – № 4. – С. 34–36.
171. Нос, В. С. О зазорах в выработках при монорельсовом транспорте [Текст] / В. С. Нос, Л. И. Айзеншток // Безопасность труда в промышленности : сб. науч. тр. / МакНИИ. – Макеевка, 1982. – № 2. – С. 47–48.
172. Орловский, А. Н. Об одной характеристике расчетной схемы при исследовании динамических сил на неровности [Текст] / А. Н. Орловский // Труды ДИИТа. – Москва, 1965. – Вып. 57. – С. 38–41.
173. Ороховский, И. И. Монорельсовые дороги [Текст] : обзор / И. И. Ороховский, А. И. Кулевкин, Г. С. Руденко. – Москва : ЦНИЭИуголь, 1980. – 40 с.
174. Освоение производства нового двутаврового профиля для монорельсовых путей [Текст] / В. С. Медведев [и др.] // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2006. – № 5. – С. 41–44.
175. Основные направления совершенствования и разработки рессорного подвешивания вагонов для перспективных условий эксплуатации [Текст] / И. И. Челноков [и др.] // Динамика вагонов. Труды ЛИИЖТа. – Ленинград, 1977. – Вып. 403. – С. 3–20.
176. Оценка геометрических несовершенств рельсового пути в подземных выработках шахт Западного Донбасса [Текст] / А. В. Денищенко [и др.] // Научный вісник НГУ. – 2007. – №6. – С. 79–82.

177. Паламарчук, Н. В. Распознавание и поиск причин отказа стационарных шахтных машин [Текст] / Н. В. Паламарчук, А. П. Деньгин, Т. Н. Лушникова // Уголь Украины. – 2012. – № 1. – С. 24-29.
178. Пат. RU2611660С1 Российская Федерация, МПК В 61 В 13/04, Е 21 F 13/02, В 61 В 3/00, Е 01 В 25/24. Шахтная монорельсовая дорога [Текст] / Гутаревич В. О.; заявитель и патентообладатель Гутаревич В. О. – № 2015145934; заявл. 26.10.2015 ; опубл. 28.02.2017, Бюл. № 7. – 10 с.
179. Пат. UA79713U Україна, МПК Е 01 В 25/00, В 61 В 3/00. Рейкова нитка з профільних ходових рейок [Текст] / Гутаревич В. О. ; заявник і власник патенту Донецький нац. техн. ун-т. – № u201213471 ; заявл. 26.11.2012 ; опубл. 25.04.2013, Бюл. № 8. – 5 с.
180. Пат. UA94675U Україна, МПК В 61 В 3/00, Е 01 В 25/00. Шарнірне з'єднання [Текст] / В. О. Гутаревич, С. М. Зеленчук ; заявник і власник патенту Донецький нац. техн. ун-т. – № u201406164 ; заявл. 04.06.2014 ; опубл. 25.11.2014, Бюл. № 22/2014. – 4 с.
181. Пат. UA109446С2 Україна, МПК Е 01 В 11/00, В 61 В3/00. Спосіб амортизації стиків рейок та пристрій для його реалізації [Текст] / Гутаревич В. О. ; заявник і власник патенту Донецький нац. техн. ун-т. – № a201302196 ; заявл. 21.02.2013 ; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. – 4 с.
182. Пат. UA110136С2 Україна, МПК Е 21 F 13/08, В 61 В 13/04, Е 01 В 25/24. Спосіб підвішування монорейки в гірничий виробці [Текст] / Гутаревич В.О. ; заявник і власник патенту Донецький нац. техн. ун-т. – № a201400760 ; заявл. 27.01.2014 ; опубл.25.11.2015, Бюл. № 22. – 4 с.
183. Петренко, О. С. Подвесные рельсовые дороги [Текст] / О. С. Петренко. – Москва : Машиностроение, 1981. – 272с.
184. Пинскер, В. Л. Ремонт комплекс «Джой» с применением дизельных монорельсовых локомотивов фирмы «Шарф» на ОАО «Шахта им. С. М. Кирова» [Текст] / В. Л. Пинскер, В. Ф. Шаталов // Глюкауф. – 2002. – № 1(2). – С. 38–39.

185. Подземный транспорт шахт и рудников [Текст] : справочник / Л. И. Айзеншток [и др.] ; под общ. ред. Г. Я. Пейсаховича, И. П. Ремизова. – перераб. и доп. изд. – Москва : Недра, 1985. – 565 с.
186. Поляков, Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта [Текст] / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – Киев : Наук. думка, 1973. – 199 с.
187. Постан, М. Я. Моделирование работы двухмодальной контейнерной системы доставки груза в условиях неопределенности и риска [Текст] / М. Я. Постан, И. В. Савельева // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем : зб. наук. праць. – Одеса, 2012. – Вип. 19. – С. 55–73.
188. Постан, М. Я. Экономико-математические модели смешанных перевозок [Текст] : [монография] / М. Я. Постан ; Мин-во образования и науки Украины. Одесский нац. морской ун-т. – Одесса : Астропринт, 2006. – 376 с.
189. Презентация шахтного подвешного дизельного локомотива BEVEX 80R [Текст] // Уголь. – 2010. – № 12. – С. 32–33.
190. Применение канатных анкеров для монтажа монорельсовых подвешных дорог [Текст] / П. В. Гречишкин [и др.] // Уголь Украины. – 2013. – № 4. – С. 25–26.
191. Применение тягача мощностью 148 кВт в системах транспорта фирмы Becker-Warkor в горной промышленности [Текст] // Уголь. – 2010. – № 8. – С. 58–61.
192. Проектування та конструювання транспортних машин та комплексів [Текст] / В. О. Будішевський [та ін.] ; за ред. В. О. Будішевського. – Донецьк : Вебер., Донец. філія, 2009. – 599 с.
193. Проектування транспортних систем енергоємних виробництв [Текст] / В. О. Будішевський [та ін.] ; за ред. В. О. Будішевського, А. О. Суліми. – Донецьк : Інфо-Друк, 2008. – 454 с.
194. Процив, В. В. Моделирование торможения шахтного поезда рельсовыми тормозами [Текст] : монография / В. В. Процив. – Днепропетровск : НГУ, 2011. – 179 с.

195. Проців, В. В. Наукове обґрунтування нових технічних рішень з удосконалення гальмівної системи шахтного шарнірно-зчленованого локомотива [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 / Проців Володимир Васильович ; ДВНЗ "Нац. гірн. ун-т". – Днепропетровск, 2011. – 36 с.
196. Проців, В. В. О формировании кинематических и динамических параметров выходных звеньев шахтных транспортных средств в переходном режиме движения [Текст] / В. В. Проців, К. А. Зиборов, С. А. Федоряченко // Науковий вісник НГУ. – 2013. – № 4. – С. 64–70.
197. Ракша, С. В. Анализ влияния подвижных масс подвесной канатной дороги на спектр собственных частот привода [Текст] / С. В. Ракша, Ю. К. Горячев, А. С. Куропятник // Вісник Донбаської держ. машинобуд. акад. – 2013. – № 1(30). – С. 110–116.
198. Ракша, С. В. Застосування частотних діаграм для вивчення динаміки приводів підвісних канатних доріг [Текст] / С. В. Ракша, Ю. К. Горячев, О. С. Куроп'ятник // Подъемно-транспортная техника. – 2014. – № 3(43). – С. 38–53.
199. Расцветаев, В. А. Особенности формирования дополнительных нагрузок на арочную крепь участковых выработок с подвесными монорельсовыми дорогами [Текст] / В. А. Расцветаев // Науковий вісник НГУ. – 2011. – № 4. – С. 35–38.
200. Расцветаев, В. А. Дополнительные нагрузки от действия подвесных монорельсовых дорог на арочное крепление выработок в условиях шахт Западного Донбасса [Текст] / В. А. Расцветаев // Геотехнічна механіка : міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2014. – Вип.117. – С. 53–59.
201. Расчеты транспортных установок периодического действия горных предприятий [Текст] / А. А. Ренгевич, Т. А. Сергеева. – Дніпропетровськ : Січ, 2007. – 176 с.
202. Розрахунок шахтного локомотивного транспорту [Текст] / О. О. Ренгевич [та ін.]. – Дніпропетровськ : НГУ, 2007. – 82 с.

203. Ройтер, Э. Технический уровень и перспективы развития транспортировки материалов в горных выработках [Текст] / Э. Ройтер, У. Кельм // Глюкауф. – 1987. – № 6. – С. 19–24.
204. Рудничный транспорт и механизация вспомогательных работ [Текст] / И. Н. Груздев [и др.]. – Москва : Горная книга, 2009. – 534 с.
205. Савенков, В. Н. Исследование напряженно-деформированного состояния колеса и рельса в зоне контакта и определение коэффициента трения качения [Текст] / В. Н. Савенков, В. Ю. Тимохина, Ю. В. Тимохин // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – 2012. – № 31. – С. 129–134.
206. Савоськин, А. Н. К выбору методики прочностного и динамического расчета рам тележек электропоездов [Текст] / А. Н. Савоськин // Труды МИИТ. – Москва, 1968. – Вып. 265. – С. 77–98.
207. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л. И. Седов. – 10-е изд., доп. – Москва : Наука, 1987. – 430 с.
208. Сердюк, А. А. Определение упруго-жесткостных параметров резинометаллического элемента в центральном подвешивании шахтного локомотива [Текст] / А. А. Сердюк, В. В. Литвин // Національний гірничий університет : зб. наук. праць. – Дніпропетровськ, 2005. – № 21. – С. 163–169.
209. Сердюк, А. О. Наукове обґрунтування технічних рішень по підвищенню ходових характеристик шахтних локомотивів [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 / Сердюк Андрій Олександрович ; Нац. гірн. акад. України. – Дніпропетровськ, 2000. – 36 с.
210. Сигалов, Л. Н. Уравнения движения подземной канатной дороги при пуске [Текст] / Л. Н. Сигалов, А. И. Кравцов // Горный журнал. Известия вузов. – 1984. – № 6. – С. 60 – 67.
211. Сладковский, А. В. Решение задач механики железнодорожного транспорта с помощью МКЭ [Текст] / А. В. Сладковский, М. Ситаж, Ю. Р. Мартыненко. – Днепропетровск : Новая идеология, 2002. – 219 с.

212. Сладковский, А. В. Теоретическое обоснование и разработка рациональных конструкций пары колесо-рельс для рельсовых горно-транспортных машин и агрегатов [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.15.16 / Сладковский Александр Валентинович ; Гос. металлург. акад. Украины. – Днепропетровск, 1997. – 40 с.
213. Следь, Н. Н. Шахтная монорельсовая дорога с бесконтактным электропитанием [Текст] / Н. Н. Следь, М. В. Чашко, В. О. Гутаревич // Промышленный транспорт. – 1983. – № 7. – С. 8–9.
214. Смирнов, В. И. Курс высшей математики [Текст]. В 5 т. Т. 2 / В. И. Смирнов. – Москва : Наука, 1974. – 656 с.
215. Советов, Б. Я. Исследование процесса адаптивного автоматизированного управления [Текст] / Б. Я. Советов, В. В. Цехановский, В. Д. Чертовский // Информационно-управляющие системы. – 2013. – № 4. – С. 16 – 20.
216. Советов, Б. Я. Моделирование систем [Текст] / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев. – Москва : Юрайт, 2012. – 343 с.
217. Сухарев, Э. А. Параметрическая оптимизация машин и оборудования [Текст] / Э. А. Сухарев. – Ровно : НУВХП, 2007. – 179 с.
218. Статистическая теория подобия: надежность технических систем [Текст] / Н. А. Северцев [и др.] ; отв. ред. В. И. Никишин, АН СССР, Науч. совет по комплекс. проблеме "Кибернетика". – Москва : Наука, 1986. – 204 с.
219. Стендовые испытания подвесной монорельсовой дороги 2ДМД с дизельным приводом [Текст] / В. В. Бухановский [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1981. – Вып. 7. – С. 193–189.
220. Степанов, А. Г. Динамика машин [Текст] / А. Г. Степанов ; РАН, Горный институт. – Екатеринбург : УрО РАН, 1999. – 391 с.
221. Стретт, Дж. В. Теория звука [Текст]. В 2 т. Т. 1 / Дж. В. Стретт. – Москва : ГИТТЛ, 1955. – 503 с.



222. Таран, И. А. Математическая модель боковых колебаний шахтного локомотива [Текст] / И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2008. – № 11. – С. 75–79.
223. Таран, И. А. Математическая модель пространственных колебаний динамической системы «дизелевоз-прицепная часть» [Текст] / И. А. Таран. // Вісник Криворізького технічного університету : зб. наук. пр. – 2005. – Вип. 10. – С. 124–128.
224. Таран, И. А. Математическая модель транспортного средства с механической трансмиссией [Текст] / И. А. Таран // Науковий вісник НГУ. – 2004. – № 4. – С. 65–69.
225. Таран, И. А. Трансмиссии шахтных дизелевозов [Текст] : монография / И. А. Таран. – Днепропетровск : НГУ, 2012. – 255 с.
226. Таран, І. О. Наукове обґрунтування нових технічних рішень з удосконалення трансмісії шахтного дизелевоза [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.06 / Таран Ігор Олександрович ; Держ. вищ. навч. закл. "Нац. гірн. ун-т". – Дніпропетровськ, 2012. – 36 с.
227. Тарасов, В. М. Совершенствование технологии работы дизель-гидравлических локомотивов и навесного оборудования в горных выработках при внедрении инновационного способа строповки и перемещения груза [Текст] / В. М. Тарасов // Безопасность труда в промышленности. – 2009. – № 8. – С. 21–26.
228. Тарасов, В. М. Об экономии финансовых средств и эффективности работ в процессе перемещения груза в шахте путем внедрения инновационных технологий на монорельсовом транспорте [Текст] / В. М. Тарасов, Н. И. Тарасова, Д. В. Тарасов // Уголь. – 2013. – № 11. – С. 16–19.
229. Тарасов, В. М. Технология работы дизель-гидравлических локомотивов и навесного оборудования в горных выработках [Текст] / В. М. Тарасов // Вестник Научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. – 2010. – № 2. – С. 155–165.

230. Теоретические исследования движения подвижного состава по рельсовому пути с вертикальными и горизонтальными неровностями [Текст] / Е. Е. Новиков [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1978. – Вып. 4. – С. 221–225.
231. Технология демонтажа механизированных комплексов из предварительно пройденных камер на тонких пластах Кузбасса [Текст] / П. В. Гречишкин [и др.] // Уголь Украины. – 2014. – № 1. – С. 23–25.
232. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко. – Москва : Наука, 1967. – 444 с.
233. Тимошенко, С. П. Прочность и колебания элементов конструкций [Текст] / С. П. Тимошенко ; ред. Э. И. Григолюк – Москва : Наука, 1974. – 704 с.
234. Транспортно-складська логістика гірничих підприємств [Текст] : навч. посіб. / В. О. Будішевський [та ін.] ; ред. В. О. Будішевський, Л. Н. Ширін. – Дніпропетровськ : Нац. гірничий ун-т, 2010. – 433 с.
235. Транспортно-технологічна логістика енергоємних виробництв [Текст] : навч. посіб. / В. О. Будішевський [та ін.] ; ред. В. О. Будішевський, А. О. Суліма. – Донецьк : РВА ДонНТУ, 2003. – 302 с.
236. Украинская техника для угольных шахт: каталог [Текст] / В. В. Косарев [и др.] ; под ред. В. В. Косарева. – Донецк : АСТРО, 2008. – 321 с.
237. Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика механических систем [Текст] / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый // Техн. механика. – 2008. – № 2. – С. 123–138.
238. Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей [Текст] / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев : Наук. думка, 1982. – 360 с.
239. Федоряченко, С. О. Математична модель шахтної вагонетки [Текст] / С. О. Федоряченко // Форум гірників-2012 : матеріали міжнар. конф.; 3-6 жовт. 2012 р., Нац. горн. ун-т. – Дніпропетровськ, 2012. – Т. 4 – С. 108–114.

240. Формирование геометрических размеров и механических свойств двутавровой балки для шахтных монорельсовых дорог [Текст] / Е. Г. Белов [и др.] // Известия вузов. Черная металлургия. – 2009. – № 12. – С. 18–19.
241. Хазанович, Г.Ш. Расчет технической производительности шахтных погрузочных машин [Текст] / Г.Ш. Хазанович, И.Е. Колесниченко // Горное обогащение и электромеханика. - 2014. - № 6. - С. 3-7.
242. Хан, В. В. Исследование и разработка подвесных монорельсовых дизелевозов [Текст] / В. В. Хан // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1980. – Вып. 5. – С. 233–240.
243. Хлусов, А. Е. К расчету параметров анкеров, служащих для подвешивания монорельсовой дороги к кровле горной выработки [Текст] / А. Е. Хлусов // Сб. науч. тр. ВНИМИ / под ред. Д. В. Яковлева. – Санкт-Петербург : ВНИМИ, 2012. – С. 317–322.
244. Хусидов, В. Д. Моделирование реакций упругих и демпфирующих элементов рессор тележки КВЗ-ЦНИИ в задачах динамики [Текст] / В. Д. Хусидов // Проблемы механики железнодорожного транспорта. – 1996. – С. 137–138.
245. Циглер, Ф. Механика твердых тел и жидкостей [Текст] / Ф. Циглер. – Ижевск : НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, 2002. – 912 с.
246. Чашко, М. В. Бесконтактное электроснабжение подъемно-транспортных машин [Текст] / М. В. Чашко, Н. Н. Следь, В. О. Гутаревич // Безопасность труда в промышленности. – 1983. – № 8. – С. 38–39.
247. Чашко, М. В. Монорельсовые транспортные средства на основе электромагнитной индукции для рудничных вспомогательных грузов [Текст] / М. В. Чашко // Статика и динамика машин. – 1978. – С. 70–71.
248. Челноков, И. И. Гасители колебаний вагонов [Текст] / И. И. Челноков [и др.]. – Москва : Трансжелдориздат, 1963. – 176 с.
249. Челноков, И. И. К вопросу о выборе оптимальных характеристик гасителей колебаний пассажирских вагонов [Текст] / И. И. Челноков, Л. А. Новиков,

- Ю. Г. Путин // Динамика подвижного состава. Труды ЛИИЖТа. – Ленинград, 1969. – Вып. 298. – С. 3–12.
250. Шахтарь, П. С. О колебаниях сосудов монорельсовых дорог [Текст] / П. С. Шахтарь [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1981. – Вып. 7. – С. 199–209.
251. Шахтарь, П. С. Исследование колебаний рудничных локомотивов [Текст] / П. С. Шахтарь, Б. Х. Белостоцкий, Я. Е. Степанов // Транспорт шахт и карьеров / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1971. – 479 с.
252. Шахтарь, П. С. Рудничные локомотивы: динамика и расчет [Текст] / П. С. Шахтарь. – Москва : Недра, 1982. – 296 с.
253. Шахтные испытания монорельсовой дороги с бесконтактным электропитанием на промышленной частоте [Текст] / М. В. Чашко [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт / под ред. А. О. Спиваковского. – Москва, 1986. – Вып. 10. – С. 168–171.
254. Шевченко, Ф. Л. Будівельна механіка. Спеціальний курс. Динаміка пружних стержньових систем [Текст] / Ф. Л. Шевченко. – Донецьк : РІА ДонНТУ, 2000. – 292 с.
255. Шевченко, Ф. Л. Динамика упругих стержневых систем [Текст] / Ф. Л. Шевченко. – Донецк : Лебедь, 1999. – 268 с.
256. Шевченко, Ф. Л. Упрощенный расчет стержневых систем ступенчато-переменного сечения на продольные колебания как систем с распределенными параметрами [Текст] / Ф. Л. Шевченко // Наукові праці ДонНТУ. – 2008. – Вып. 5(139). – С. 166–179. – (Серія “Машинобудування і машинознавство”).
257. Ширин, Л. Н. Оценка эксплуатационных параметров подвесных монорельсовых дорог [Текст] / Л. Н. Ширин, Л. Н. Посунько, В. А. Расцветаев // Геотехнічна механіка : міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ, 2008. – Вып. 76. – С. 91–96.
258. Ширин, Л. Н. Повышение эффективности работы монорельсовых дорог при подготовке запасов угля к очистной выемке [Текст] : монография /

- Л. Н. Ширин, В. А. Расцветаев, А. И. Коваль ; М-во образования и науки Украины ; Нац. горн. ун-т. – Днепропетровск : НГУ, 2014. – 144 с.
259. Штейнвольф, Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов [Текст] : учеб. пособие для вузов [Текст] / Л. И. Штейнвольф. – Москва ; Киев : Машгиз, [Юж. отд-ние], 1961. – 340 с.
260. Шульце-Буксло, Х. Рационализация вспомогательного подземного транспорта с использованием оборудования фирмы «ШАРФ» [Текст] / Х. Шульце-Буксло, М. Хульм // Глюкауф. – 2006. – № 2(3). – С. 53–58.
261. Application of Electro-Monorail Mine Haulage Systems in Underground Decline Development [Text] / E. K. Chanda [et al.] // Proceedings of the Sixteenth International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection (MPES 2007), 11–13 Dec. Bangkok, Thailand, 2007. – Bangkok, 2007. – P. 159–175.
262. Becker, F. Integriertes Konzept zur Kollisionsvermeidung zwischen Personen und Fahrzeugen im Untertagebergbau [Text] / F. Becker, S. Becker // Glückauf. – 2011. – Vol. 147. – P. 20–24.
263. Becker, F. Modernisierung der Logistikkette im polnischen Verbundbergwerk “Borynia-Zofiówka” durch leistungsstarke Transportmittel und ein integriertes Steuerungs- und Kommunikationssystem [Text] / F. Becker // Mining+geo. – 2012. – Nr. 2. – P. 224–230.
264. Besa, B. Numerical Modelling of Monorail Support Requirements in Decline Development [Text] / B. Besa, M. Kuruppu, E. K. Chanda // Mine Planning & Equipment Selection (MPES 2010)’, The AusIMM, 1–3 December 2010, Fremantle, Western Australia, 2010. – Fremantle, 2010. – P. 209–224.
265. Buniok, T. Optimierung von Transportsystemen im untertägigen Steinkohlenbergbau [Text] / T. Buniok, J. Rusinek, H. Cichos // Kolloquiums "Fördertechnik im Bergbau", TU Clausthal, 2010. – Clausthal, 2010. – P. 29–42.
266. Chanda, E. K. A computer simulation model of a monorail based mining system for decline development [Text] / E. K. Chanda, B. Besa // International Journal

of Mining, Reclamation and Environment, Taylor & Francis Publishers. – 2011. – Vol. 25, Iss. 1. – P. 52–68.

267. Chanda, E. K. Design of a Continuous Monorail Drilling System for Decline Development [Text] / E. K. Chanda, B. Besa, M. Kuruppu // The International Future Mining Conference' 19–21 Nov. 2008, The University of New South Wales, The AusIMM, Sydney, Australia, 2008. – Sydney, 2008. – P. 101–111.

268. Chanda, E. K. Design of Pneumatic Loading System for Monorail Application [Text] / E. K. Chanda, B. Besa // International Journal of Mining and Mineral Engineering. – 2009. – Vol. 1, No. 2. – P. 181–203.

269. Chanda, E. K. Monorail technology – A Rapid and Cost Effective Method of Decline Development [Text] / E. K. Chanda, B. Besa // Narrow Vein Mining Conference, The AusIMM. 14–15 Oct. 2008, Ballarat, Central Victoria, Australia, 2008. – Ballarat, 2008. – P. 129–141.

270. Cojocary, C. E. Elastically supported beam carrying a beam moving at constant speed [Text] / C. E. Cojocary, H. Irshik, K. Schlacher // International conference “Structural dynamics EURO DYN’202”, Munich, 2002. – Munich, 2002. – Vol. 2. – P. 1149–1154.

271. Gutarevich, V. Dynamic Processes During Monorail Locomotive Rocking and Their Impact on Draw Gear Characteristics [Text] / V. Gutarevich // Transport Problems. – 2011. – Vol. 6, Iss. 2. – P. 43–51.

272. Gutarevich, V. Service Areas of Transformation Centres [Text] / V. Gutarevich, A. Ovcharenko, V. Zhuchenko // Transport Problems. – 2009. – Vol. 4, Iss. 3. – P. 53–57.

273. Gutarevich, V. A Mathematical Model Study of Suspended Monorail [Text] / V. A Gutarevich // Transport Problems. – 2012. – Vol. 7, Iss. 3. – P. 61–66.

274. Gutarevich, V. Dynamic Model of Movement of Mine Suspended Monorail [Text] / V. Gutarevich // Transport Problems. – 2014. – Vol. 9, Iss. 1. – P. 13–18.

275. Gutarevich, V. Influence of the moving load on suspended monorail oscillations [Text] / V. Gutarevich, N. Vodolaskaya // 14th International Conference

"Research and Development in Mechanical Industry", RaDMI-2014, 18-21 September 2014. – Topola, 2014. – P. 228 – 234.

276. Gutarevych, V. Research of Process of Running Wheel with Suspended Monorail [Text] / V. Gutarevych // V International Scientific Conference "Transport Problems", (Katowice, 26-28 June 2013). – Katowice, 2013. – P. 163–168.

277. Gutarevych, V. Research of Regularities of Suspended Mine Monorail Motion [Text] / V. Gutarevych // Mechanical Testing and Diagnosis. – 2014. – Vol. 1(IV). – P. 12–17.

278. Gutarevych, V. Research on the Influence of Dynamic Load on Suspended Monorail [Text] / V. Gutarevych [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 806. – P. 23–29.

279. Gutarevych, V. O. Mathematical Modeling of End Carriage Motion on the Overhead Monorail [Text] / V. O. Gutarevych // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – No. 5. – P. 52–56.

280. Gyorgyi, J. Calculation of Vehicle-Bridge Dynamic Interaction in Shared System [Text] / J. Gyorgyi, D. Szoke // International Conference "Structural Dynamics EURO DYN'202". – Munich, 2002. – Vol. 2. – P. 1083–1088.

281. Junjie, F. U. Design and Analysis of an Electric-locomotive Turning System for Coal Mines [Text] / F. U. Junjie, F. U. Xingguang // Mining Science and Technology. – 2010. – Vol. 20, Iss. 4. – P. 621–624.

282. Lee, C. H. Dynamic Response of a Monorail Steel Bridge under a Moving Train [Text] / C. H. Lee [et al.] // Journal of Sound and Vibration. – 2006. – № 294(3). – P. 562–579.

283. Lutzenberger, S. Coupling of Moving, Actively Controlled Maglev Vehicles and Guide Way Systems: Algorithm and Simulation [Text] / S. Lutzenberger, C. Weibefels // International Conference "Structural Dynamics-EURO DYN'2005". – Paris, 2005. – P. 2083–2088.

284. Meisinger, R. Simulation of a Single and Double-Span Guideway under Action of Moving Maglev Vehicles with Constant Force and Constant Gap [Text] /

- R. Meisinger // International Symposium Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems –STECH'03. – Tokyo, 2003. – P. 607–611.
285. Morozova, I. V. Dynamic Optimization Model for Planning of Integrated Logistical System Functioning [Text] / I. V. Morozova, M. Ya. Poztan, S. Dashkovskiy // Dynamic in Logistics. – Berlin, 2013. – P. 291–300.
286. Naeimi, M. Dynamic interaction of the monorail–bridge system using a combined finite element multibody-based model [Text] / M. Naeimi [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K : Journal of Multi-body Dynamics – 2015. – Vol. 229. – P. 132–151.
287. Naeimi, M. Influence of uneven rail irregularities on the dynamic response of the railway track using a three-dimensional model of the vehicle–track system [Text] / M. Naeimi [et al.] // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 2015. – Vol. 53, Iss. 1. – P. 88–111.
288. Palmer, Henry R. Palmer's Description of a Railway on a New Principle; Observations on Railways [Text] / Henry R. Palmer. – London : J. Taylor, 1823. – 60 p. [Retrieved 2001–11–20].
289. Popp, K. Ground Vehicle Dynamics [Text] / K. Popp, W. Schiehlen. – Berlin : Springer-Verlag, 2010. – 366 p.
290. Schiehlen, W. Dynamics of High-Speed Vehicles [Text] / W. Schiehlen. – Wien-New York : International Centre for Mechanical Sciences Springer-Verlag, 1982. – 399 p.
291. Steisunas, S. Study of Wagon Running Dynamic Stability Taking into Account the Track Stiffness Variation [Text] / S. Steisunas, G. Bureika // Transport Problems. – 2014. – Vol. 9, Iss. 4. – P. 131–143.
292. Tokarczyk, J. Migration of Computational Models in Virtual Prototyping of Complex Mechanical Systems [Text] / J. Tokarczyk // Proceeding of the World Congress on Engineering and Computer Science 2012. Vol.II WCECS 2012. San Francisco. USA. October 24-26. 2012. – San Francisco, 2012. – P. 1334–1337.



293. Trahair, N. S. Distortional Buckling of Overhanging Monorails [Text] / N. S. Trahair // Engineering Structures. – 2010. – Vol. 32, Iss.4. – P. 982–987.
294. Trahair, N. S. Inelastic Buckling Design of Monosymmetric I-beams [Text] / N. S. Trahair // Engineering Structures. – 2012. – Vol. 34. – P. 564–571.
295. Tsunashima, H. Dynamics of Automated Guide Way Transit Vehicle under Earthquake [Text] / H. Tsunashima, Yo. Sato, D. Kondo // International Symposium Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems-STECH'03. – Tokyo, 2003. – P. 571–576.
296. Ziegler, F. Mechanics of Solids and Fluids [Text] / F. Ziegler. – New York : Springer-Verlag, 1998. – 845 p.
297. Becker Mining Systems [Electronic resource] : website. – Friedrichsthal, 2017. – Режим доступа: <http://becker-mining.com>, свободный. – Загл. с экрана.
298. Ferrit. Global Mining Solution [Electronic resource] : website. – Frýdlant nad Ostravicí, 2015. – Режим доступа: <http://ferrit.cz/ru/produkty/podvesnoj-transport>, свободный. – Загл. с экрана.
299. Neuhäuser Bergbau - und Tunneltechnik [Electronic resource] : website. – Lünen, 2017. – Режим доступа: <http://neuhaeuser-gmbh.de>, свободный. – Загл. с экрана.
300. SMT Scharf AG [Electronic resource] : website. – Hamm, 2016. – Режим доступа <https://smtscharf.com/deutsch/smt-scharf-gruppe/index.html>, свободный. – Загл. с экрана.
301. Tender.Pro – Электронная торговая площадка [Электронный ресурс] : сайт. – Долгопрудный, 2017. – Режим доступа: <http://tender.pro>, свободный. – Загл. с экрана.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

## Приложение А

Примеры решения транспортной задачи для шахтной подвесной  
монорельсовой дороги в Mathcad

ORIGIN := 1

$$a := \begin{pmatrix} 250 \\ 275 \\ 225 \end{pmatrix} \quad b := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \\ 50 \\ 275 \\ 125 \end{pmatrix} \quad C := \begin{pmatrix} 15 & 21 & 19 & 25 & 21 & 0 \\ 5.5 & 15 & 2.5 & 2 & 3 & 0 \\ 8 & 18 & 3.5 & 75 & 5 & 0 \end{pmatrix}$$

$$x_{3,5} := 0$$

$$\sum_{i=1}^3 a_i = 750$$

$$\sum_{j=1}^5 b_j = 750$$

$$\sum_{i=1}^3 x_{i,j}$$

$$\sum_{j=1}^5 x_{i,j}$$

$$\text{sum\_rows}(x) := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..3 \\ \quad v_i \leftarrow 0 \\ \quad \text{for } j \in 1..5 \\ \quad \quad v_i \leftarrow v_i + x_{i,j} \end{array} \right|_v$$

$$\text{sum\_columns}(x) := \left| \begin{array}{l} \text{for } j \in 1..5 \\ \quad v_j \leftarrow 0 \\ \quad \text{for } i \in 1..3 \\ \quad \quad v_j \leftarrow v_j + x_{i,j} \end{array} \right|_v$$

$$Z(x) := \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^5 (C_{i,j} \cdot x_{i,j})$$

Given

$$x \geq 0$$

$$\text{sum\_rows}(x) = a$$

$$\text{sum\_columns}(x) = b$$

$$x := \text{Minimize}(Z, x)$$

$$x = \begin{pmatrix} 50 & 200 & 0 & 1.188 \times 10^{-11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 275 & 0 \\ 50 & 0 & 50 & 7.105 \times 10^{-15} & 125 \end{pmatrix}$$

$$Z(x) = 1025$$

ORIGIN := 1

$$a := \begin{pmatrix} 250 \\ 275 \\ 225 \end{pmatrix} \quad b := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \\ 50 \\ 275 \\ 150 \end{pmatrix} \quad C := \begin{pmatrix} 1.5 & 2 & 1.75 & 1.25 & 2.25 \\ 15 & 21 & 19 & 25 & 21 \\ 5.5 & 15 & 2.5 & 2 & 3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$x_{4,5} := 0$$

$$a_4 := \sum_{j=1}^5 b_j - \sum_{i=1}^3 a_i$$

$$\text{sum\_rows}(x) := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..4 \\ \quad v_i \leftarrow 0 \\ \quad \text{for } j \in 1..5 \\ \quad \quad v_i \leftarrow v_i + x_{i,j} \end{array} \right|_v \quad \text{sum\_columns}(x) := \left| \begin{array}{l} \text{for } j \in 1..5 \\ \quad v_j \leftarrow 0 \\ \quad \text{for } i \in 1..4 \\ \quad \quad v_j \leftarrow v_j + x_{i,j} \end{array} \right|_v$$

$$Z(x) := \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^5 (C_{i,j} \cdot x_{i,j})$$

Given

$$x \geq 0$$

$$\text{sum\_rows}(x) = a$$

$$\text{sum\_columns}(x) = b$$

$$x := \text{Minimize}(Z, x)$$

$$x = \begin{pmatrix} 0 & 200 & 0 & 50 & 0 \\ 100 & 0 & 50 & 0 & 125 \\ 0 & 0 & 0 & 225 & 0 \\ 0 & 2.062 \times 10^{-4} & 0 & 0 & 25 \end{pmatrix}$$

$$Z(x) = 5.988 \times 10^3$$

$$\begin{aligned}
 & \underline{\text{ORIGIN}} := 1 \\
 & a := \begin{pmatrix} 250 \\ 275 \\ 235 \end{pmatrix} \qquad b := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \\ 50 \\ 275 \\ 125 \\ 10 \end{pmatrix} \\
 & \underline{C} := \begin{pmatrix} 15 & 21 & 19 & 25 & 21 & 0 \\ 5.5 & 15 & 2.5 & 2 & 3 & 0 \\ 8 & 18 & 3.5 & 75 & 5 & 0 \end{pmatrix} \\
 & x_{3,6} := 0 \\
 & \text{sum\_rows}(x) := \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..3 \\ \quad \left| \begin{array}{l} v_i \leftarrow 0 \\ \text{for } j \in 1..6 \\ \quad v_i \leftarrow v_i + x_{i,j} \end{array} \right. \\ \quad v \end{array} \\
 & \text{sum\_columns}(x) := \begin{array}{l} \text{for } j \in 1..6 \\ \quad \left| \begin{array}{l} v_j \leftarrow 0 \\ \text{for } i \in 1..3 \\ \quad v_j \leftarrow v_j + x_{i,j} \end{array} \right. \\ \quad v \end{array} \\
 & Z(x) := \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^6 (C_{i,j} \cdot x_{i,j})
 \end{aligned}$$

Given

$$x \geq 0 \quad \text{sum\_rows}(x) = a \quad \text{sum\_columns}(x) = b$$

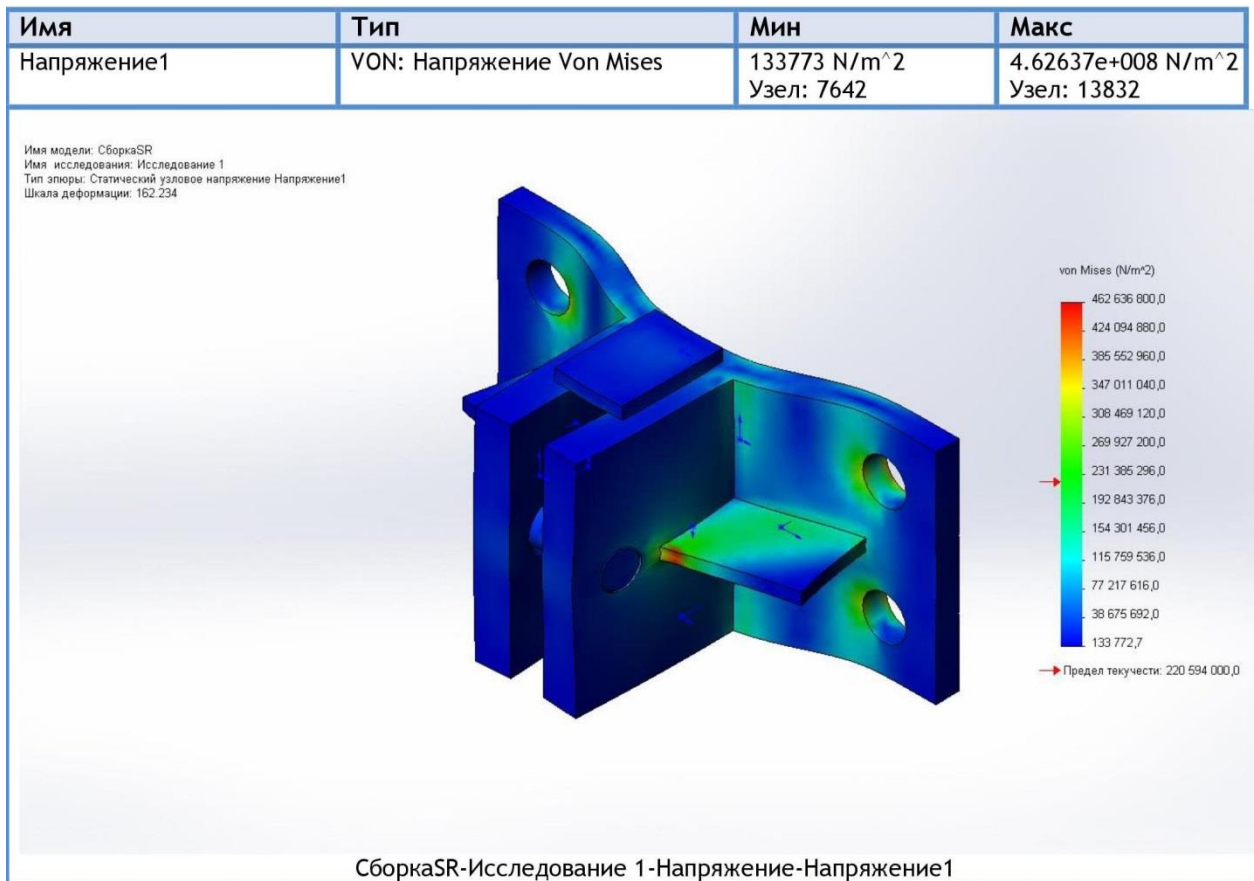
$$x := \text{Minimize}(Z, x)$$

$$x = \begin{pmatrix} 40 & 200 & 0 & 1.166 \times 10^{-14} & 0 & 10 \\ 0 & 0 & 0 & 275 & 0 & 0 \\ 60 & 0 & 50 & 0 & 125 & 0 \end{pmatrix}$$

$$Z(x) = 6.63 \times 10^3$$

## Приложение Б

### Результаты исследования корпуса подвеса монорельсового пути с помощью симулятора SolidWorks



Имя	Тип	Мин	Макс
Перемещение1	URES: Результирующее перемещение	0 mm Узел: 1122	0.161 mm Узел: 105

## Приложение В

Титульный лист методики определения динамических характеристик шахтных подвесных монорельсовых дорог

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ  
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**СОГЛАСОВАНО**

Заместитель директора по научной работе  
Макеевского государственного научно-исследовательского института по безопасности работ в горной промышленности, канд.техн.наук



*[Signature]* О.А. Демченко.

\_\_\_\_\_ марта \_\_\_\_\_ 2015 г.

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по научной работе государственного высшего учебного заведения «Донецкий национальный технический университет», докт.техн.наук, проф.



*[Signature]* К.Н. Маренич

\_\_\_\_\_ 02 \_\_\_\_\_ 2015 г.

**МЕТОДИКА**

**определения динамических характеристик шахтных подвесных монорельсовых дорог**

Научный консультант:  
докт.техн.наук, проф.

В.П. Кондрахин

Разработчик:  
канд.техн.наук, доц.

В.О. Гутаревич

Донецк- 2015

Соответствует оригиналу:  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский

## Приложение Г

Документы, подтверждающие внедрение результатов  
диссертационной работы





ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
**ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ**  
**«МАКЕЕВСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ**  
**ПО БЕЗОПАСНОСТИ РАБОТ В ГОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ»**  
**МакНИИ**

ул. Лихачева, 60, Горняцкий район, г. Макеевка, 86132, ДНР  
телефоны: (0623) 22-22-18, факс (0623)22-19-00  
e-mail: maknii2014@inbox.ru, http://maknii.jimdo.com

02.03.2017 № 157/441

на № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

**СПРАВКА**

о внедрении результатов диссертационной работы  
Гутаревича Виктора Олеговича на тему: «Развитие научных основ создания  
шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими  
параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора  
технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины» в Макеевском  
государственном научно-исследовательском институте по безопасности работ  
в горной промышленности

Результаты научных исследований, выполненных в рамках выполнения  
диссертационной работы Гутаревича В.О. на тему «Развитие научных основ создания  
шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими  
параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по  
специальности 05.05.06 «Горные машины», использованы отделом рудничного транспорта  
и подъема МакНИИ для оценки безопасных свойств шахтных подвесных монорельсовых  
дорог. При этом использовалась переданная в МакНИИ методика для определения  
динамических параметров монорельсовых дорог.

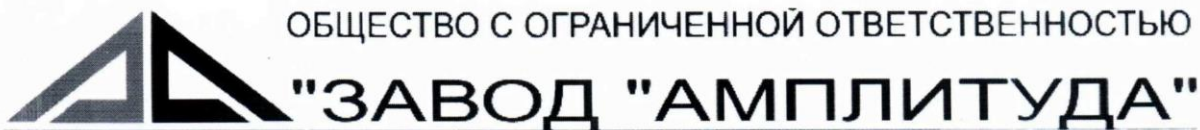
И.о. директора, канд. техн. наук  О.А. Демченко



Соответствует оригиналу:  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01




И.А. Бершадский



ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ  
"ЗАВОД "АМПЛИТУДА"

83023, г. Донецк, ул. Ходаковского, 1 Тел/факс: (062)297-45-02,  
(062)302-82-31 E-mail: amplituda@gmail.com

№ 07/03-01

Диссертационный совет Д01.008.01

«07» марта 2017г.

при Донецком национальном  
техническом университете

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы Гутаревича В.О.  
на тему «Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог  
с оптимальными динамическими параметрами», представленной на соискание ученой  
степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Основные результаты диссертационной работы Гутаревича В.О. «Развитие научных  
основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими  
параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по  
специальности 05.05.06 «Горные машины», используются ООО «Завод «Амплитуда». При  
этом приняты следующие комплекты чертежей устройств:

- подвес монорельсовый демпфирующий КМ16.304246.001;
- тележка монорельсовая КМ155.07.00.000;
- секция монорельса подвесного МП10.05.01.000 и МП10.05.02.000.

Применение разработанных устройств позволяет снизить динамические нагрузки  
на монорельсовый путь и крепь горных выработок дает возможность уменьшить воздействие  
вибрации на подвижной состав, что позволяет повысить срок службы подвесной  
состав, что позволяет повысить срок службы подвесной монорельсовой дороги.

Директор

ООО «Завод «Амплитуда»



А.О. Начвин.

Соответствует оригиналу  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский

**ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ  
«ШАХТА «СВЯТО-ПОКРОВСЬКА №3»**

Ідентифікаційний код юридичної особи: 39649746  
Юридична адреса: 85300, Донецька область, м. Покровськ, площа Шибанкова, будинок 1-а  
Поштова адреса: 53201, Україна, Дніпропетровська обл., місто Нікополь, проспект Трубників, будинок 56  
п/рахунок в гривні України №26001010592456 в ПТА «БТБ БАНК», МФО 321767

Диссертационний совет Д01.008.01  
при Донецьком національному  
технічному університеті

**СПРАВКА**

о внедрении результатов исследований диссертационной работы  
Гутаревича В.О. на тему «Развитие научных основ создания шахтных подвесных  
монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами», представленную на  
соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 «Горные  
машины»

Подвесы монорельсовые демпфирующие КП-17, разработанные Гутаревичем В.О. в ходе выполнения диссертации «Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами», прошли опытно-промышленные испытания в период с 01 июня 2015 г. по 31 октября 2016 г. на 13-м южном конвейерном штреке блока №10 ПАО «Шахтоуправление «Покровское»

Применение подвесов КП-17 позволило снизить удары на стыках и уменьшить изломы замков соединений, что привело к увеличению срока службы секции монорельсового пути на 40%, по сравнению с существующими устройствами.

Несущая способность подвесов КП-17 соответствует заявленным техническим параметрам, что позволяет рекомендовать указанные устройства к использованию в составе шахтных подвесных монорельсовых дорог.

С уважением,

Директор

ООО «Шахта Свято-Покровская №3»



Г.Э. Бойченко

Соответствует оригиналу.  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский



УТВЕРЖДАЮ

ГП, Шахтерскантрацит  
и.о. директора технического  
Костин А.Ф.



АКТ

о внедрении результатов диссертации  
Гутаревича Виктора Олеговича

г. Шахтерск

« 21 » ноября 2015г.

Комиссия в составе:

председатель – Костин А.Ф. и.о. директора технического

члены комиссии: Давыдов С.Н. – главный механик, Миронов И.А. – зам. директора технического, Соловьев Е.Т. – зам. главного механика составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «Теоретические основы синтеза шахтных подвесных монорельсовых дорог», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук, использованы на предприятии в виде:

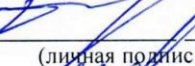
1. Рекомендаций по снижению динамических нагрузок, возникающих во время эксплуатации подвесной монорельсовой дороги и передающихся на крепь горной выработки.
2. Устройства для амортизации стыков подвесного монорельсового пути КМ17.

Использование указанных результатов позволяет повысить технический уровень оборудования, позволяет снизить динамические нагрузки на подвижной состав и крепь горной выработки, что повышает эффективность и безопасность работы подвесной монорельсовой дороги.


Председатель комиссии

  
(личная подпись) Костин А.Ф.  
фамилия, инициалы)

Члены комиссии

  
(личная подпись) Давыдов С.Н.  
фамилия, инициалы)

  
(личная подпись) Миронов И.А.  
фамилия, инициалы)

  
(личная подпись) Соловьев Е.Т.  
фамилия, инициалы)

Соответствует оригиналу:  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01




И.А. Бершадский

**ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА  
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТОРГОВЛИ**



**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ  
«ДОНЕЦКИЙ ЭНЕРГОЗАВОД»**

83049 г. Донецк, ул. Профессоров Богословских, 15

Идентификационный код 51017462

р/с 26001645000100 в ЦРБ ДНР, МФО 400019

тел.: (062) 3440798, 3440981, 3440754, 3440777

email: sekretar-dez@mail.ru, omta-dez@mail.ru, сайт: zavoddez.com

22.02.2014 г. № 46

На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

Диссертационный совет Д01.008.01  
при ГОУВПО «Донецкий национальный  
технический университет»

**СПРАВКА**

о внедрении результатов  
диссертационной работы Гутаревича В.О. на тему: «Развитие научной основы создания  
шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими  
параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук  
по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Настоящим подтверждаем, что результаты диссертационной работы Гутаревича Виктора Олеговича «Развитие научной основы создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами» и разработанный комплект чертежей тележки монорельсовой KM155.07.00.000 приняты к использованию.

Предлагаемые технические решения позволяют снизить амплитуды бокового раскачивания подвесных единиц в 1,7 раза, что дает возможность перевозить комплектные трансформаторные взрывозащищенные подстанции с помощью шахтных подвесных монорельсовых дорог.

Директор ГП «Донецкий энергозавод»

м.п.



А.П. Швечиков

Соответствует оригиналу  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский



ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА  
 МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТОРГОВЛИ  
 ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ «ДОНЕЦКГОРМАШ»  
 (ГП «ДОНЕЦКГОРМАШ»)

ул. Ткаченко, 189, г. Донецк, 83005, тел./факс: приемная (062) 344-24-64,  
 e-mail: donetskgormash@yandex.ru, Идентификационный код 51014325

17.03.2017 № 02/263  
 На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

Диссертационный совет Д01.008.01  
 при Донецком национальном  
 техническом университете

**СПРАВКА**

о результатах исследований диссертационной работы Гутаревича В.О. на тему «Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Настоящим подтверждаю, что результаты диссертационной работы Гутаревича В.О. «Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины» и технические решения в разработанном устройстве «Подвес монорельсовый демпфирующий КМ16.304245.001» представляют интерес и могут быть учтены при разработке средств колесного транспорта нового технического уровня.

Главный инженер



В.М.Пильгаев

Соответствует оригиналу  
 ученый секретарь диссертационного  
 совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский



# AKTSIASELTS EVAS B&P

№101/13.01.2015

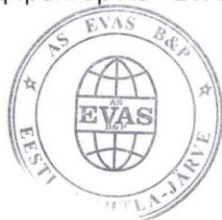
Об использовании результатов  
диссертационной работы

## СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы В.О. Гутаревича  
«Теоретические основы синтеза шахтных подвесных  
монорельсовых дорог»

Разработанные Гутаревичем Виктором Олеговичем в результате выполнения диссертационной работы рекомендации по усовершенствованию шахтных подвесных монорельсовых дорог переданы для использования предприятию AS «EVAS B&P». Результаты работы Гутаревича В.О. используются для обоснования параметров систем доставки крупногабаритных грузов – комплектных взрывозащищенных трансформаторных подстанций в подземных условиях сланцевых шахт Эстонии.

Директор AS «EVAS B&P»



С. Полянских

AS EVAS B&P  
Reg.nr.10128050  
EE100164150  
Põllu 6, Kohtla-Järve 30328

Tel. 37 233 96-210  
Faks 37 233 24-058  
GSM 37250 32698  
e-mail [info@evas.ee](mailto:info@evas.ee)

Eesti Ühispank  
A/k 10552010058001  
Kood 401  
[www.evas.ee](http://www.evas.ee)



Соответствует оригиналу:  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский



**ДОНЕЦКАЯ НАРОДНАЯ РЕСПУБЛИКА  
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
"ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"**

283001, г. Донецк, ул. Артема, 58 тел.: (062) 337-17-33, 335-75-62, факс: (062) 304-12-78  
эл. почта: donntu.info@mail.ru

28.02.17 № 02/4-48

На № \_\_\_\_\_

Г Об использовании результатов НИР 7

Диссертационный совет Д01.008.01  
при Донецком национальном  
техническом университете

**СПРАВКА**

о внедрении в учебный процесс результатов исследований диссертационной работы Гутаревича В.О. на тему «Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины»

Результаты диссертационной работы Гутаревича В.О. «Развитие научных основ создания шахтных подвесных монорельсовых дорог с оптимальными динамическими параметрами», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.06 «Горные машины», использованы в образовательной деятельности Донецкого национального технического университета:

- для чтения курса «Транспортные системы горных предприятий» для студентов специальности «Горное дело» специализаций «Горные машины и оборудование» и «Транспортные системы горного производства»;
- для чтения курса «Динамика транспортных машин» для студентов специальности «Наземные транспортно-технологические средства» специализации «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»;
- при выполнении курсового и дипломного проектировании, а также выпускных магистерских работ студентов указанных специальностей.

Использование результатов диссертационной работы позволяет повысить уровень знаний студентов по соответствующим разделам изучаемых курсов.

Проректор по научной работе ДонНТУ,  
д-р техн.наук, профессор



Ю.Ф.Булгаков

Соответствует оригиналу,  
ученый секретарь диссертационного  
совета Д 01.008.01



И.А. Бершадский