

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Государственное высшее учебное заведение
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



С.Р. Ильин, С.С. Ильина, В.И. Самуся

МЕХАНИКА ШАХТНОГО ПОДЪЕМА

Монография

Днепропетровск
НГУ
2014

У ДК 622.673
ББК 33.16
И 46

Рекомендовано до друку вченою радою
Державного ВНЗ «Національний гірничий університет»
(протокол № 2 від 25 лютого 2014 р.)

Рецензенти:

В.П. Надутий – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу механіки машин та процесів переробки мінеральної сировини Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України;

А.П. Дзюба – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри обчислювальної механіки та міцності Дніпропетровського національного університету ім. Олеся Гончара.

Ильин С.Р.

И 46 Механика шахтного подъема: монография. / С.Р. Ильин, С.С. Ильина, В.И. Самуся; М-во образования и науки Украины; Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2014. – 247 с.

ISBN 978-966-350-476-6

Изложены теоретические основы комплексной механики взаимодействия упругих звеньев шахтных подъемных установок, эксплуатирующихся в сложных горнотехнических условиях стволов, которые находятся в зонах сдвижения горных пород при повышенном износе металлоконструкций армировки. Показано, что в стволах с нарушенной геометрией для обеспечения работы подъемов в проектных режимах необходима модернизация традиционных средств и действующего нормативно-методического обеспечения. Разработаны методы и технические средства повышения эксплуатационной безопасности действующих стволов в современных условиях.

Предназначена для научных работников, преподавателей, аспирантов, инженерно-технических работников проектных институтов, специализированных организаций, работающих в области диагностики и обследования оборудования шахтных подъемных установок.

У ДК 622.673
ББК 33.16

© С.Р. Ильин, С.С. Ильина, В.И. Самуся, 2014
© Державний ВНЗ „Національний
гірничий університет”, 2014

ISBN 978-966-350-476-6

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	6
1 АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ В СТВОЛАХ С НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ.....	10
1.1 Основные показатели, характеризующие интенсивность работы систем шахтного подъема горнорудных предприятий Украины в современных условиях	10
1.2 Анализ показателей технического состояния вертикальных стволов шахт и жесткой армировки при длительной эксплуатации	14
1.3 Источники возникновения неустойчивости в существующих системах шахтного подъема	21
2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАНАТОВЕДУЩИХ ОРГАНОВ НА ПАРАМЕТРЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ С АРМИРОВКОЙ	26
2.1 Экспериментально-аналитическое исследование взаимодействия ветвей уравнивающих канатов в зумпфе ствола.....	26
2.2 Общие дифференциальные уравнения вертикальных колебаний системы «головные канаты – подъемный сосуд – уравнивающие канаты».....	35
2.3 Интегро-дифференциальная модель динамики системы «шкив – канаты – сосуды» уравновешенной многоканатной подъемной установки в рабочих режимах движения.....	40
2.4 Построение общего решения интегро-дифференциальных уравнений вертикальных колебаний системы «канаты – сосуды» уравновешенной подъемной установки.....	48
2.5 Исследование влияния нарушений цилиндричности канатоведущих шкивов на динамическое взаимодействие подъемных сосудов с армировкой шахтных стволов.....	60
3 ЭНЕРГОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ВЗАИМОВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕЖДУ ЗВЕНЬЯМИ ШПУ.....	66
3.1 Анализ взаимосвязанных механических процессов в звеньях шахтных подъемных установок.....	66
3.2 Влияние внецентренного расположения груза в подъемном сосуде и знакопеременного ускорения при вращении шкива подъемной машины на процесс взаимодействия сосуда с армировкой	72
3.3 Влияние параметров рабочей диаграммы скорости подъема на динамику системы «сосуд – армировка».....	82
3.4 Влияние отклонений радиусов желобов шкива на взаимодействие подъемного сосуда с армировкой в многоканатном подъеме	103
4 ДИНАМИКА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК В РЕЖИМАХ ТОРМОЖЕНИЯ.....	122
4.1 Расчетная схема и математическая модель процесса торможения подъемной установки.....	122

4.2. Влияние параметров подъемной установки и характеристики тормозного момента на динамические усилия в головных канатах в режиме предохранительного торможения.....	129
4.3 Экстремальные режимы торможения подъемных установок.....	136
4.4 Структура системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения.....	147
5 ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ «ПОДЪЕМНЫЙ СОСУД – АРМИРОВКА» В ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ.....	153
5.1 Исследование жесткостных параметров армировок действующих вертикальных стволов.....	153
5.2 Исследование жесткостных параметров роликовых направляющих устройств шахтных подъемных сосудов.....	160
5.2.1 Аналитическое исследование кинематики двухрычажной направляющей подъемного сосуда.....	161
5.2.2 Экспериментальное исследование упругих свойств пружинных и резиновых амортизаторов роликовых двухрычажных направляющих.....	167
5.2.3 Исследование направляющих типа НКП.....	170
5.3 Исследование показателей эффективности работы амортизирующих направляющих устройств подъемных сосудов по данным натурных измерений в промышленных условиях.....	178
5.4 Экспериментальное исследование динамики системы «сосуд – армировка» в промышленных условиях.....	182
6 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМ «СОСУД – АРМИРОВКА» И РАЗРАБОТКА СРЕДСТВ СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ В СТВОЛАХ С НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ.....	186
6.1 Математическое моделирование динамики системы «сосуд – армировка».....	188
6.2 Разработка дифференциальной математической модели взаимодействия скипов с армировкой в условиях стволов с нарушенной геометрией.....	197
6.3 Результаты численных экспериментов.....	203
6.3.1 Исследование взаимодействия шахтного подъемного сосуда с жесткой армировкой на участках локального сужения колеи проводников.....	203
6.3.2 Исследование влияния параметров профилей проводников на динамику скипов в стволах с нарушенной геометрией.....	217
6.3.3 Влияние параметров роликовых направляющих на контактные нагрузки в системе «сосуд – армировка» для шахтных стволов с нарушенной геометрией.....	221
6.3.4 Исследование влияние смещенного положения боковых роликов относительно проводников на динамическую устойчивость	

колебаний сосудов.....	226
6.4 Методы и средства стабилизации движения скипов в стволах с нарушенной геометрией	231
6.4.1 Определение рациональных параметров сглаживания профилей проводников.....	233
6.4.2 Определение параметров модернизации роликовых направляющих и их адаптации к условиям конкретной системы «сосуд – армировка».....	235
6.4.3 Алгоритм метода снижения нагрузок в стволах с нарушенной геометрией.....	236
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	239

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время техническое состояние парка шахтных подъемных установок горнодобывающих предприятий Украины и СНГ перешло в такую стадию, когда их дальнейшая эксплуатация в проектных режимах из-за износа до 50 % или вообще не возможна, или представляет собой источник повышенной аварийной опасности. Глубина основных рудоподъемных стволов Украины уже перешла 1500 м. Однако из-за отсутствия достаточных средств на восстановление и ремонт действующего оборудования его эксплуатация ведется либо с пониженной производительностью, либо с повышенной аварийной опасностью. Такая ситуация привела к тому, что во многих случаях стволы стали узким местом в транспортной цепочке горнодобывающих предприятий.

В прошедшие десятилетия произошло резкое сокращение ассигнований на поддержание рабочего состояния оборудования. Подземная часть подъемных комплексов находится в тяжелых условиях сильного износа и накопления повреждений под действием агрессивной шахтной среды, сдвижения горных пород, подвергается значительным динамическим нагрузкам. Такая ситуация привела к тому, что по критериям аварийной опасности технического состояния оборудования производительность работы шахтных подъемов повсеместно снизилась в 2 – 3 раза, скорости подъема снизились с проектных 14 м/с до 5 – 7 м/с.

В последние годы в связи с ситуацией на рынке продукции горнодобывающих предприятий сложилась устойчивая тенденция необходимости возврата к проектным режимам работы подъемов, которые стали узким местом в транспортной цепочке предприятий. Однако выполнение этих требований практически невозможно из-за необходимости огромных капитальных затрат на полное восстановление подъемного оборудования шахтных стволов.

В этих условиях выходом из создавшегося положения является управляемый перевод подъемного оборудования из дефектного эксплуатационного состояния, допускающего только эксплуатацию на пониженных скоростях, требующего постоянных ремонтных работ из-за опасности аварий, в исправное состояние, допускающее безопасную работу при интенсивном переходе на проектные режимы.

Сложность проблемы заключается в том, что в настоящее время отсутствует научно-методическая и нормативная база, которая бы учитывала реальные условия эксплуатации подъемов в условиях существенной неоднородности распределения по глубине ствола физико-механических, геометрических, динамических, прочностных и деформационных параметров оборудования. В таких условиях на первое место выходит проблема управления эксплуатационным состоянием оборудования шахтного подъема с целью обеспечения безопасности при одновременном повышении его производительности до проектного уровня.

Решение проблемы заключается в создании общей теории, методов и технологий управления процессом изменения дефектного эксплуатационного состояния путем многопараметрической оперативной диагностики подъемного

оборудования. Это может быть сделано на базе применения современных аппаратно-программных измерительных комплексов, расчета корректирующих воздействий, локализованных по адресу и управляющим параметрам. Эти меры призваны упреждать возникновение аварийных ситуаций и обеспечивать перевод стволового оборудования в состояние равномерного распределения показателей безопасности заданного уровня по глубине стволов, при воздействии внешних факторов сложных горно-геологических и горнотехнических условий с минимальными технико-экономическими затратами.

Шахтные стволы должны выполнять свои функции на все время отработки месторождения. Они должны эксплуатироваться от момента начала вскрытия месторождения на стадии проходки и еще долгое время после прекращения добычи для откачки воды, обслуживания мероприятий по консервации горных выработок и предотвращения несанкционированных обрушений земной поверхности. Поэтому шахтные стволы являются непрерывно изменяющимися системами, в разный период времени находящимися в разных видах технического состояния – от исправного до аварийно опасного. С увеличением срока их эксплуатации скорость возможного локального перехода из исправного в аварийно опасное состояние растет из-за параллельного накопления сопутствующих деградиционных явлений во все большем числе элементов стволового оборудования. Это является главным источником аварий в шахтных стволах с тяжелыми материальными последствиями и угрозой для жизни людей.

За последние десятилетия рудные и угледобывающие предприятия Украины находились в условиях снижения своих производственных мощностей. В это же время интенсифицировались процессы старения, деградации, химической коррозии металлоконструкций шахтных стволов, что привело к резкой потере несущей способности металлоконструкций армировки, копров, подъемных машин, подъемных сосудов, их подвесных устройств и других элементов шахтного подъема. В силу технических причин более 95% подъемов в отечественной горнорудной промышленности в настоящее время не могут работать на проектных режимах из-за невозможности обеспечения эксплуатационной безопасности.

С другой стороны, в настоящее время на подавляющем большинстве горнорудных предприятий Украины наметилась тенденция существенного возрастания темпов добычи и потребностей в транспортировании на поверхность полезных ископаемых (железной руды и угля). Стволы стали «узким местом» в транспортной цепочке горнодобывающих предприятий. Такое сочетание факторов повышения интенсивности эксплуатации с уже имеющимся в наличии уровнем деградации эксплуатационных свойств параметров основного оборудования является основной причиной снижения устойчивости и стабильности работы систем шахтного подъема в целом и требует нового подхода к развитию научных основ управления техническим состоянием систем шахтного подъема (эволюционный фактор).

Потеря устойчивости и стабильности работы шахтных подъемных установок напрямую связана со спецификой функционирования современного большегрузного и скоростного подъемного оборудования (технический фактор). Осо-

бенностью работы любой шахтной подъемной установки является то, что центром управления механическим движением всех ее звеньев является барабан (шкив) подъемной машины, к которому во время цикла спуска/подъема с разной интенсивностью могут прикладываться механические воздействия в виде вращающего момента электропривода, рабочего или предохранительного тормозных моментов. При этом горизонтальное взаимодействие подъемных сосудов со стационарными металлоконструкциями шахтного ствола (проводниками и расстрелами армировки) происходит на большом удалении от барабана.

Управляющее воздействие на подъемные сосуды со стороны привода или тормоза ШПУ возможно осуществить только через барабан посредством гибких и очень податливых в продольном и поперечном направлениях головных канатов. Такая схема системы силовой передачи ШПУ (особенно для глубин свыше 1000 м) является главной технической причиной сложности в обеспечении синхронности между движением барабана и сосудов, создает условия для свободного перехода кинетической энергии между звеньями системы, а при определенных соотношения их параметров, локальной концентрации и потери устойчивости движения. Примером являются аварии на угольных подъемах в 60-х годах прошлого века, вызванные перекачкой энергии вертикального движения сосудов в их горизонтальные колебания при параметрически резонансных соотношениях между скоростью подъема, шагом армировки и массивностью подъемных сосудов.

Так как звенья силовой передачи подъемной установки объединены между собой в систему с последовательным и параллельным включениями, то выход из строя хотя бы одного из последовательных звеньев нарушает нормальную работу всей системы подъема и вызывает аварийную ситуацию (например, разрушение одного из пролетов проводника или узла его крепления к расстрелам), обрыв головного каната на одноканатной установке или неправильную работу предохранительного тормоза. Выход из строя одного из параллельных звеньев (например, разрушение одного из роликовых амортизаторов сосуда, разрушение одного из расстрелов, не находящегося в узле стыковки проводников, обрыв одного из головных или уравнивающих канатов на многоканатной установке) приводит к перераспределению общей нагрузки на другие звенья параллельной цепочки и их временной перегрузке до аварийно опасного уровня, сохраняющейся вплоть до проведения ремонтно-восстановительных работ.

Появление таких факторов вызывает неустойчивость в режимах работы подъемной установки и является одной из основных причин перехода непрерывно эволюционирующей технологической системы шахтного подъема из работоспособного в аварийно опасное техническое состояние.

Критерием перехода ШПУ в аварийно-опасное техническое состояния является нарушение параметров безопасности хотя бы у одного из звеньев последовательной цепочки, а так же определенной группы звеньев из параллельной цепочки ее систем силовой передачи.

Изучению этих условий и разработке мер по предотвращению аварийных ситуаций в стволах при длительной эксплуатации посвящена данная монография. Она является первым отечественным трудом, обобщающим опыт ком-

плексных исследований, посвященных проблеме стабилизации движения подъемных сосудов в проводниках жесткой армировки в условиях длительной эксплуатации в стволах с нарушенной геометрией.

В монографии выполнен анализ реальных условий эксплуатации систем «сосуд – армировка» вертикальных стволов, проведены комплексные исследования динамики систем «сосуд – армировка» и выявлены новые факторы, непосредственно влияющие на безопасность движения подъемных сосудов, которые не были учтены в действующей нормативно-методической документации. В заключительных главах представлены рекомендации и технические решения, обеспечивающие необходимое повышение уровня эксплуатационной безопасности подъемных установок для стволов с нарушенной геометрией в сложных горнотехнических и горно-геологических условиях при переходе на проектные скорости работы.

Изложенные решения и рекомендации основаны на многолетнем опыте практической работы в рудоподъемных стволах Украины с использованием аппаратурной динамической диагностики систем «сосуд – армировка» под руководством Комиссии анализа состояния стволов (КАСС) Госгорпромнадзора Украины. Авторы выражают глубокую признательность и благодарность ее руководителю Радченко Владимиру Константиновичу за многолетнюю организаторскую работу и личный вклад в разработку и совершенствование методов обследования стволов, что дало возможность получения в промышленных условиях действующих стволов большого объема нового фактического материала, анализ которого явился основой разработки представленных в монографии новых научных результатов.

Вклад авторов в работу:

Ильин С.Р. – введение, разделы 1 – 3;

Самуся В.И. – раздел 4;

Ильина С.С. – разделы 5, 6.

1 АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ В СТВОЛАХ С НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

1.1 Основные показатели, характеризующие интенсивность работы шахтного подъема горнорудных предприятий Украины в современных условиях

Практика эксплуатации показывает, что максимальный уровень контактных нагрузок в системе «сосуд – армировка» растет с увеличением вертикальной скорости движения сосуда по стволу и массы груза. В силу этого на предприятиях при наличии видимых проблем с армировкой снижают эти параметры до интуитивно выбранных значений, чтобы уменьшить уровень контактных нагрузок на армировку до безопасного уровня. В таблице 1.1 приведены фактические данные, показывающие современное состояние скоростных режимов работы подъемов по отношению к их проектным параметрам, полученные при проведении специализированных обследований стволов горнорудных предприятий Украины.

Видно, что практически все подъемные установки работают на скоростях, сниженных по отношению к проектным на 60..30%. В наибольшей степени к проектным приближены режимы работы скиповых подъемных установок ЗАО «ЗЖРК» (90% от проекта).

В силу снижения рабочих скоростей подъема по сравнению с проектными значениями рудники и государство имеют большой дефицит добычи руды по сравнению с проектными показателями.

Эти данные убедительно доказывают реальное и тотальное ухудшение технического состояния подъемного оборудования на отечественных горнодобывающих предприятиях и говорят о необходимости принятия серьезных комплексных мер по техническому надзору за его эксплуатацией и мерам по восстановлению его безопасности в современных условиях.

В последнее десятилетие в практике эксплуатации наиболее рентабельных отечественных подъемных комплексов шахт и рудников, после продолжительного периода эксплуатации на пониженных скоростях порядка 4 – 7 м/с и с неполной загрузкой подъемных сосудов появилась определенная тенденция перехода на проектные скорости работы порядка 10 – 11 м/с с увеличением массы транспортируемых грузов (ЗАО «ЗЖРК», ПАО «Евраз Сухая Балка», ПАО «Кривбассжелезрудком»). Однако, к этому времени, вследствие воздействия агрессивной коррозионной среды, на некоторых участках стволов значительно уменьшилась площадь сечения металла расстрелов жесткой армировки, а сдвигание горного массива и выборочные ремонтные работы в стволах привели к искривлению профиля проводников и повышению уровня контактных динамических нагрузок на проводники со стороны подъемных сосудов, снизилась устойчивость и надежность работы всей системы шахтного подъема. Это

во многих случаях привело к непроектному снижению остаточных запасов прочности проводников и расстрелов под действием эксплуатационных нагрузок до потенциально опасного или даже аварийно-опасного уровня.

Таблица 1.1

Скоростные режимы работы подъемных установок

Рудник, ствол, подъемная машина	Проектная скорость, м/с	Рабочая скорость, м/с	Снаряженная масса основного сосуда, т	Высота подъема, м
ЗАО «ЗЖРК», <i>«ГС-1»</i>				
ПМ-5 (скип/скип),	12,5	11,0	45,0	940
ПМ-6 (скип/противовес)	12,5	10,5	45,0	940
<i>«ГС-2»</i>				
ПМ-4 (скип/скип)	12,5	11,0	36,5	940
ПМ-3 (клеть/противовес)	12,0	6,0	26,7	960
<i>«Вспомогательный»</i>				
ПМ-2 (клеть/противовес)	12,0	6,0	29,0	948
<i>«ЦСС»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	5,4	4,0	21,5	315
ПАО «Евраз Сухая Балка», <i>«Юбилейный»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14,0	8,0	95,0	1478
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	12,0	5	34,0	1340
<i>«Центральный»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	12,0	4,0	22,5	1380
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8,0	5,0	19,5	1380
<i>«Им. Фрунзе»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14,0	10,0	30,8	1110
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8,0	3,0	17,3	1269
<i>«Южный»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	4,4	2,0	13,5	1180
<i>«Северный Вентиляционный»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	4,4	4,4(5,0)	8,5	1060
ЗАО «КЖРК» <i>«Гвардейский Новый»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	12,0	5,0	15,0	1410
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8,0	5,0	16,0	1430
<i>«Гвардейский Южный»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	12,0	9	42,5	1500
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	12,0	4	29,5	1500

Рудник, ствол, подъемная машина	Проектная ско- рость, м/с	Рабочая ско- рость, м/с	Снаряженная масса основного сосуда, т	Высота подъ- ма, м
<i>«Октябрьский»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14,0	5,5	20,0	1100
Клетевая ПМ-1 (клеть/противовес)	8,0	6,0	20,0	1100
Клетевая ПМ-2 (клеть/противовес)	8,0	4,0	20,0	1100
<i>«Новый-Северный»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	5,0	4,0	12,0	1265
<i>«Слепой-Октябрьский»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	5,0	4,0	16,0	360
<i>«Им. Ленина»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14,0	10,0	45,0	1442
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8,0	6,0	27,5	1443
<i>«Фланговый»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	5,0	4,0	10,7	1350
<i>«Им. Газеты Правда»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14,0	4,0	18,5	1540
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8,0	4,0	13,0	1540
<i>«им. Орджоникидзе»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	12,0	8,0	22,5	1410
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8,0	5,0	10,3	1430
<i>«ЗАРЯ»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14,0	7,0	95,0	1340
ПАО «Северный ГОК»				
<i>«Первомайский»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	14	1,0	98,5	1025
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	8	1,0	28,0	1000
ГП «ВОСТГОК»				
<i>«Северный Ингульский»</i>				
Скиповая ПМ (скип/скип)	12,0	0,5	30,0	425
Клетевая ПМ (клеть/клеть)	12,0	6,0	22,5	425
<i>«Южный Ингульский»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/клеть)	12,0	3,0	22,5	425
<i>«Слепой Ингульский»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/противовес)	5,0	3,0	24,5	160
<i>«РЭ-6 Новоконстантиновский»</i>				
Клетевая ПМ (клеть/клеть)	5,0	3,0	16,8	766
<i>«Смолинский Главный»</i>				

Рудник, ствол, подъемная машина	Проектная скорость, м/с	Рабочая скорость, м/с	Снаряженная масса основного сосуда, т	Высота подъема, м
Клетевая ПМ (клеть/клеть) «Смолинский Вспомогательный»	12,0	9,0	22,5	500
Клетевая ПМ (клеть/клеть)	12,0	9,0	22,5	500
ПАО «ВОСТОКРУДА» «Новый»				
Скиповая ПМ (скип/скип)	12,0	6,0	33,0	615
Клетевая ПМ (клеть/клеть) «Северный Дренажный»	12,0	5,0	15,0	755
Клетевая ПМ (клеть/клеть)	5,0	2,5	5,7	475

Важным источником возникновения опасной неустойчивости в системе шахтного подъема является эксплуатация вертикальных стволов шахт в условиях техногенного сдвига и перемещения горного массива (технологический фактор). Это приводит к значительному искривлению оси ствола и армировки, создает условия для возникновения больших динамических нагрузок на армировку, уменьшению ее фактического остаточного запаса прочности в условиях эксплуатационных нагрузок со стороны скипов, клетей и контрвесов в зависимости от скорости движения сосудов и массы грузов. В сочетании со значительным механическим и коррозионным износом, это создает опасность возникновения аварийных ситуаций в процессе эксплуатации шахтных стволов.

Технологическими последствиями нарушения геометрии вертикальных стволов вследствие сдвижения горных пород являются:

- искривление вертикальных осей подъемных отделений и проводников;
- нарушение цилиндрической формы поперечного сечения ствола;
- вертикальная деформация крепи и армировки ствола;
- неравномерное распределение по глубине ствола коррозионного и механического износа проводников и расстрелов под действием агрессивной шахтной среды, что снижает несущую способность локальных участков армировки ниже проектно допустимого уровня;
- повышение динамических нагрузок на армировку со стороны движущихся подъемных сосудов;
- снижение запасов прочности армировки ниже допустимого уровня;
- возникновение уступов на стыках проводников, вызывающие повышенные одиночные ударные нагрузки со стороны подъемных сосудов;
- локальные искривления профиля проводников, вызывающие повышенные ударно-циклические нагрузки со стороны подъемных сосудов.

Своевременность диагностики проявлений негативных процессов в шахтных стволах является залогом успешного решения проблемы обеспечения устойчивой и безопасной работы систем шахтного подъема.

Действующими Правилами безопасности в угольной промышленности предусмотрен ежегодный контроль профиля проводников и износа элементов жесткой армировки вертикальных стволов. В рудной промышленности согласно действующей 2-й редакции ЕПБ 1977 г. сроки проведения контроля профилей проводников не нормируются. Из-за этого данные виды контроля в условиях постоянного перемещения околоствольного массива и технологических нарушений при выборочных локальных ремонтах не обеспечивают получения достоверной оценки состояния армировки и определения фактических остаточных запасов прочности ее элементов и подъемных сосудов.

Это показали проведенные в последние пятнадцать лет специальной Комиссией анализа состояния стволов (КАСС) Госгорпромнадзора Украины и Лабораторией диагностики ШПК ИГТМ НАН Украины обследования вертикальных стволов основных и вспомогательных рудоподъемных стволов Украины в частности, в Запорожском железорудном комбинате (стволы ГС-1, ГС-2, «Вспомогательный»), ОАО «Кривбассжелезрудком» (стволы шахт «Заря» и «Гвардейская – Южная»), на Смолинской шахте (стволы «Главный» и «Вспомогательный»), ЗАО «Сухая Балка» (ствол шахты «Юбилейная», «Заря», «им.Фрунзе») и др. В настоящее время КАСС является единственной государственной организацией, которая ведет постоянный мониторинг и экспертизу промышленной безопасности эксплуатации стволов горнорудных предприятий Украины. Под ее руководством работает несколько сертифицированных специализированных лабораторий ведущих научных институтов Украины горного профиля.

Обследования показали множественные отклонения отдельных параметров систем подъема от проектных значений и переход их в некоторых случаях в потенциально опасную или даже аварийно-опасную области.

1.2 Анализ показателей технического состояния вертикальных стволов шахт и жесткой армировки при длительной эксплуатации

Физико-механические характеристики отдельных элементов ШПУ и их целых систем непрерывно подвергаются деградиционным изменениям вследствие механического и коррозионного износа, смещения горных пород, ремонтных работ и пр.

Такие изменения происходят случайным образом. Они могут носить монотонный длительный характер, а могут происходить достаточно быстро за несколько десятков рабочих смен. Причем, с ростом степени деградации ее скорость значительно увеличивается. Это приводит к многократному нарушению проектной сбалансированности физико-механических параметров ШПУ и соз-

данию условий для локальной активизации динамических процессов в ее отдельных звеньях.

При длительной эксплуатации происходит неизбежное искривление осей стволов, которое влечет за собой деформирование крепи и армировки. Кроме того, в результате множественных и, часто неупорядоченных, замен изношенных проводников и расстрелов так же происходит искривление осей колеи грузо-подъемных отделений, которое приводит к образованию значительной неоднородности в показателях нагруженности и безопасности армировки по глубине ствола. Обеспечение безопасности движения подъемных сосудов с требуемой скоростью в таких случаях является достаточно сложной проблемой, требующей проведения постоянного аппаратурного мониторинга и контроля динамики систем «сосуд – армировка».

Примерами могут служить типичные диаграммы распределения параметров остаточных сечений проводников, динамических нагрузок на проводники, динамических прогибов проводников и их запасов прочности при лобовых и боковых нагрузках, характерные для большинства обследованных стволов (рис. 1.1 – 1.5). Выход указанных параметров в области с низким уровнем безопасности (желтый и красные цвета) свидетельствует об опасной неустойчивости работы системы подъема и требует проведения ряда мероприятий по нормализации ее эксплуатационного состояния.

Аналогичная картина состояния эксплуатационных показателей оборудования подъемных установок обследованных шахт характерна для всего периода наблюдений, начиная с середины 90-х годов прошлого века.

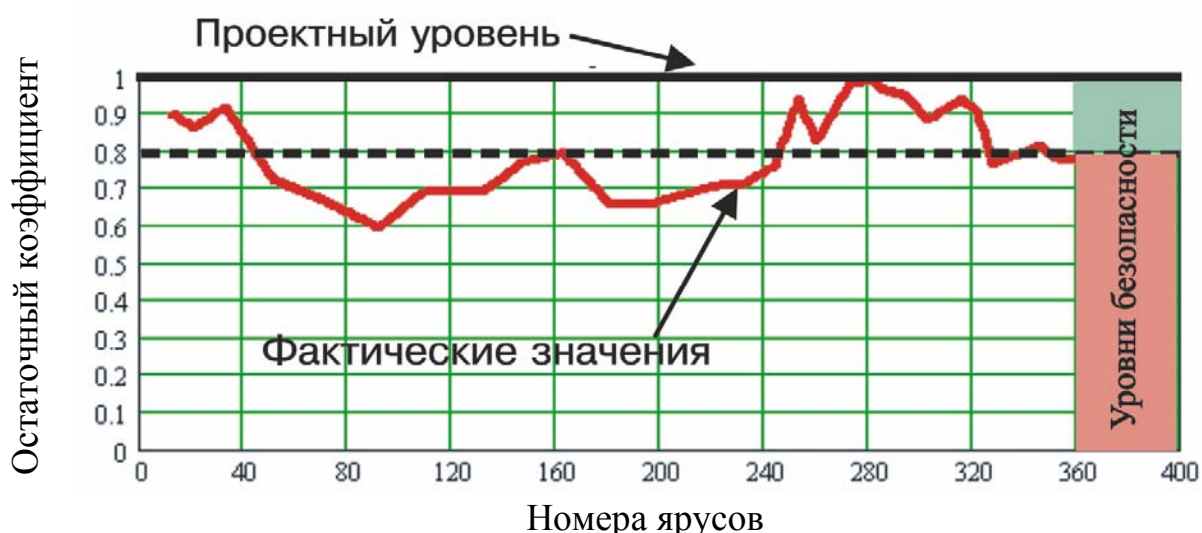


Рис. 1.1. Типовая диаграмма уровней остаточных сечений проводников обследованных стволов

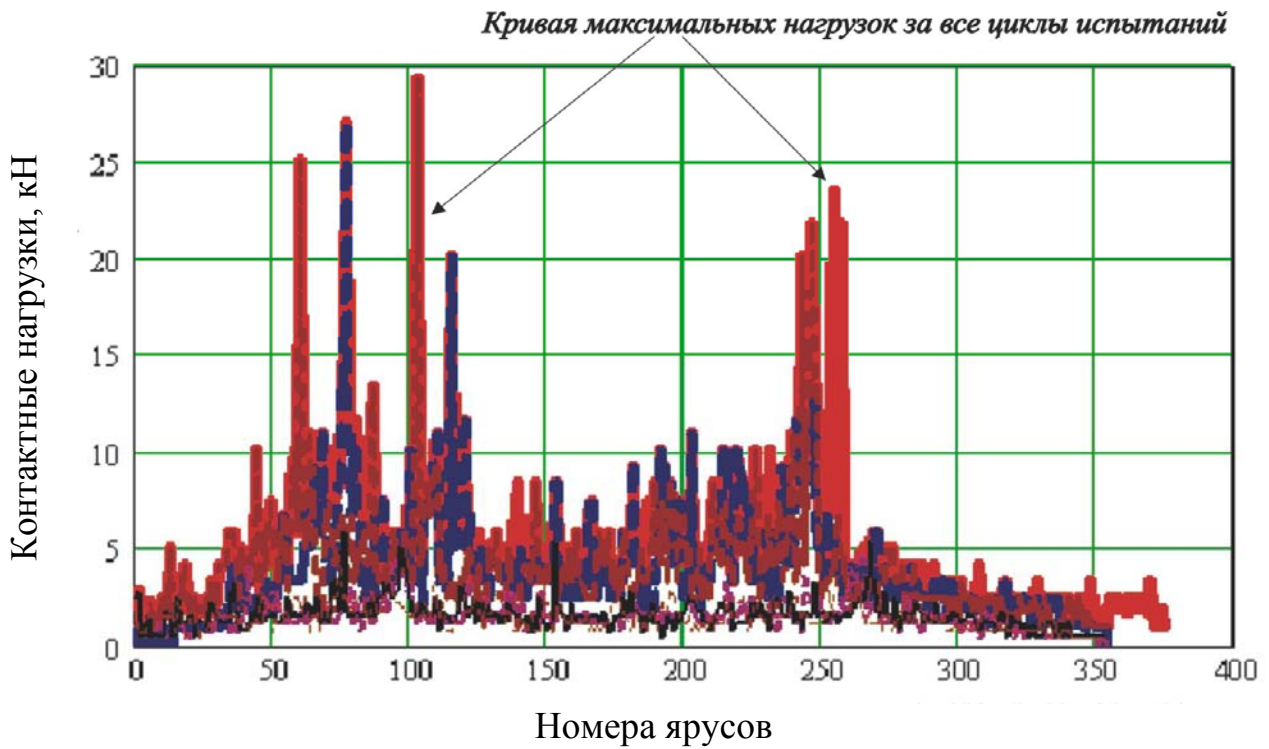


Рис. 1.2. Динамические нагрузки на проводники (типичные показатели для обследованных стволов)

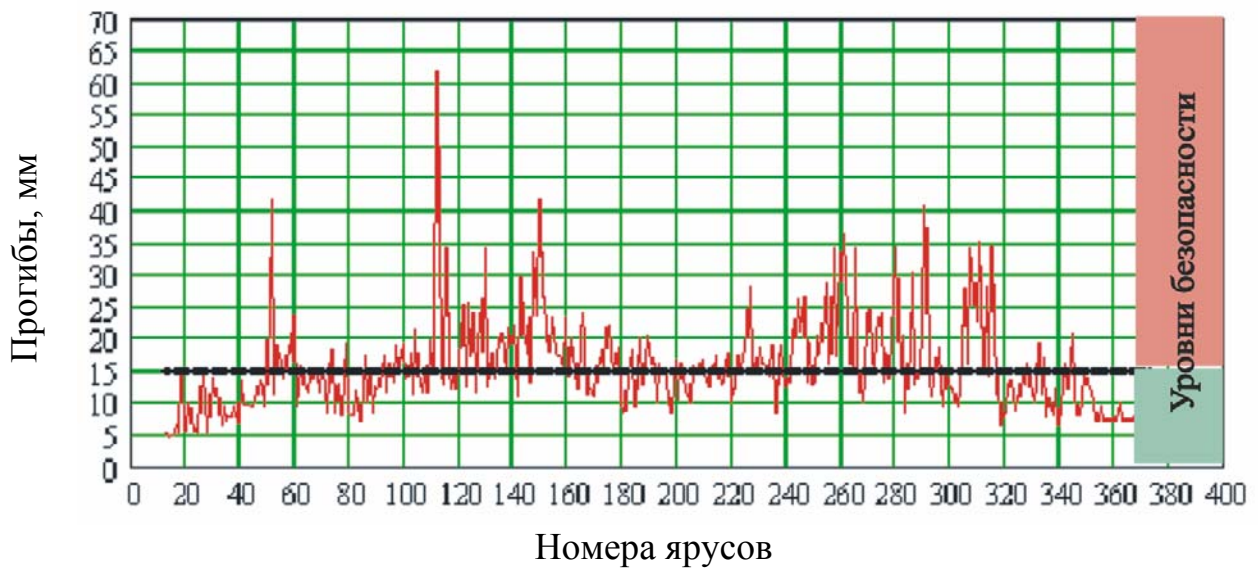


Рис. 1.3. Прогибы проводников от лобовых нагрузок (типичные показатели для обследованных стволов)

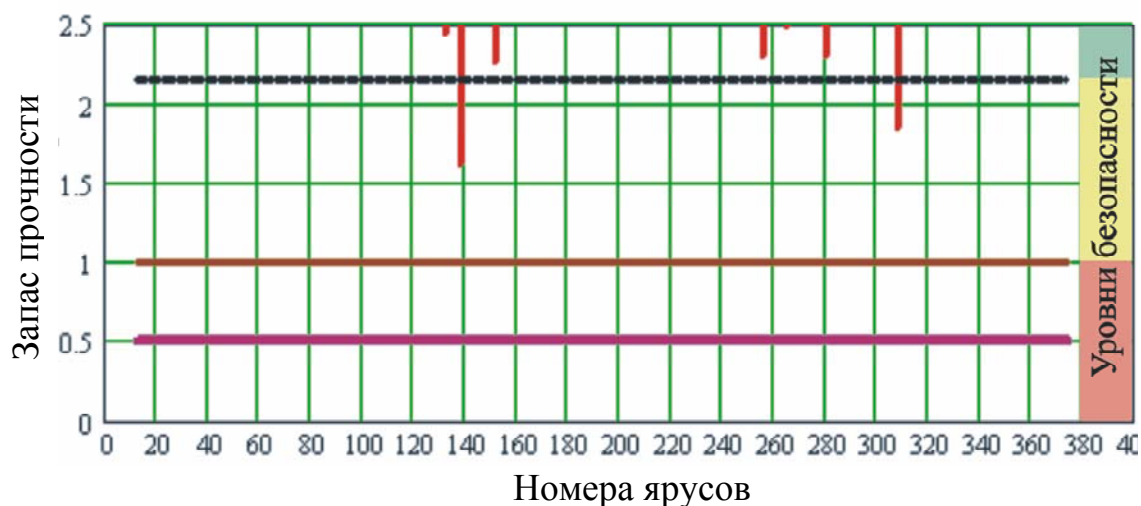


Рис. 1.4. Запасы прочности проводников от лобовых нагрузок (типичные показатели для обследованных стволов)

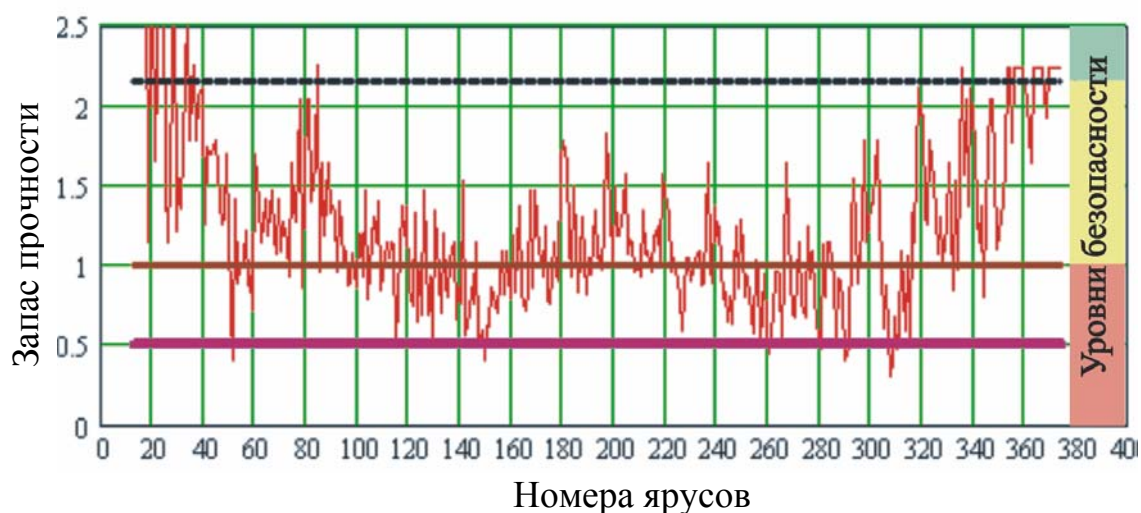


Рис. 1.5. Запасы прочности проводников от боковых нагрузок (типичные показатели для обследованных стволов)

На рис. 1.6 приведены лобовые профили четырех проводников клетового отделения рудоподъемного ствола. Из приведенного графика видно, что из-за нарушения геометрии ствола на участке зоны сдвижения горных пород вертикальность системы проводников имеет значительные нарушения – знакопеременные отклонения от проектной вертикали достигают от -50 мм до +70 мм на участке между ярусами № 60 ... № 150. Кроме того, система из четырех проводников в клетовом отделении, а так же системы из двух проводников скиповых отделениях имеют значительные отклонения от взаимной параллельности. Такое состояние профилей проводников неизбежно вызывает сильнейшие динамические возмущения движению скипов с контактными нагрузками на разных скоростях в различные периоды эксплуатации до 40 – 70 кН.

На рис. 1.7 приведены профили проводников 4-х скиповых стволов, из которых только ствол №1 находится в зоне сдвижения горных пород, а три дру-

гих ствола расположены в регионе, где такие явления отсутствуют. Сравнение приведенных профилограмм показывает, что эксплуатационные нарушения вертикальности профилей проводников за 30 – 50 лет могут достигать одного уровня с нарушениями профилей в стволах, подверженных влиянию сдвижения горных пород. Следовательно, уровни динамичности процессов в системах «сосуд – армировка» во всех этих случаях имеют величину одного порядка, степени их аварийной опасности определяются остаточной толщиной металлоконструкций проводников и расстрелов, узлов их соединения, заделкой расстрелов в крепи, индивидуальных для каждого предприятия и даже конкретного ствола.

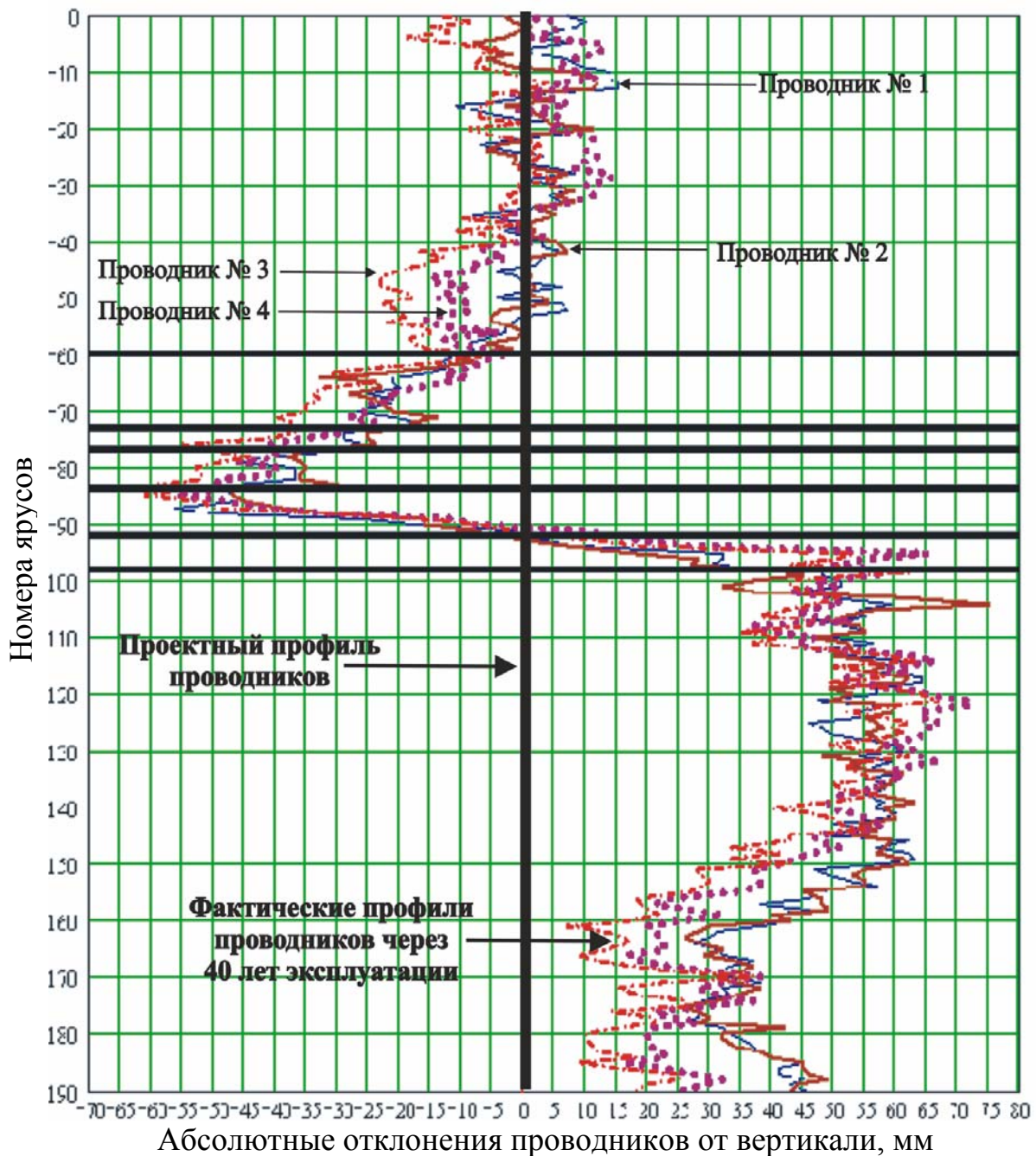


Рис. 1.6. Абсолютные отклонения проводников № 1 – 4 от вертикали клетового отделения ствола в зоне сдвижения горных пород

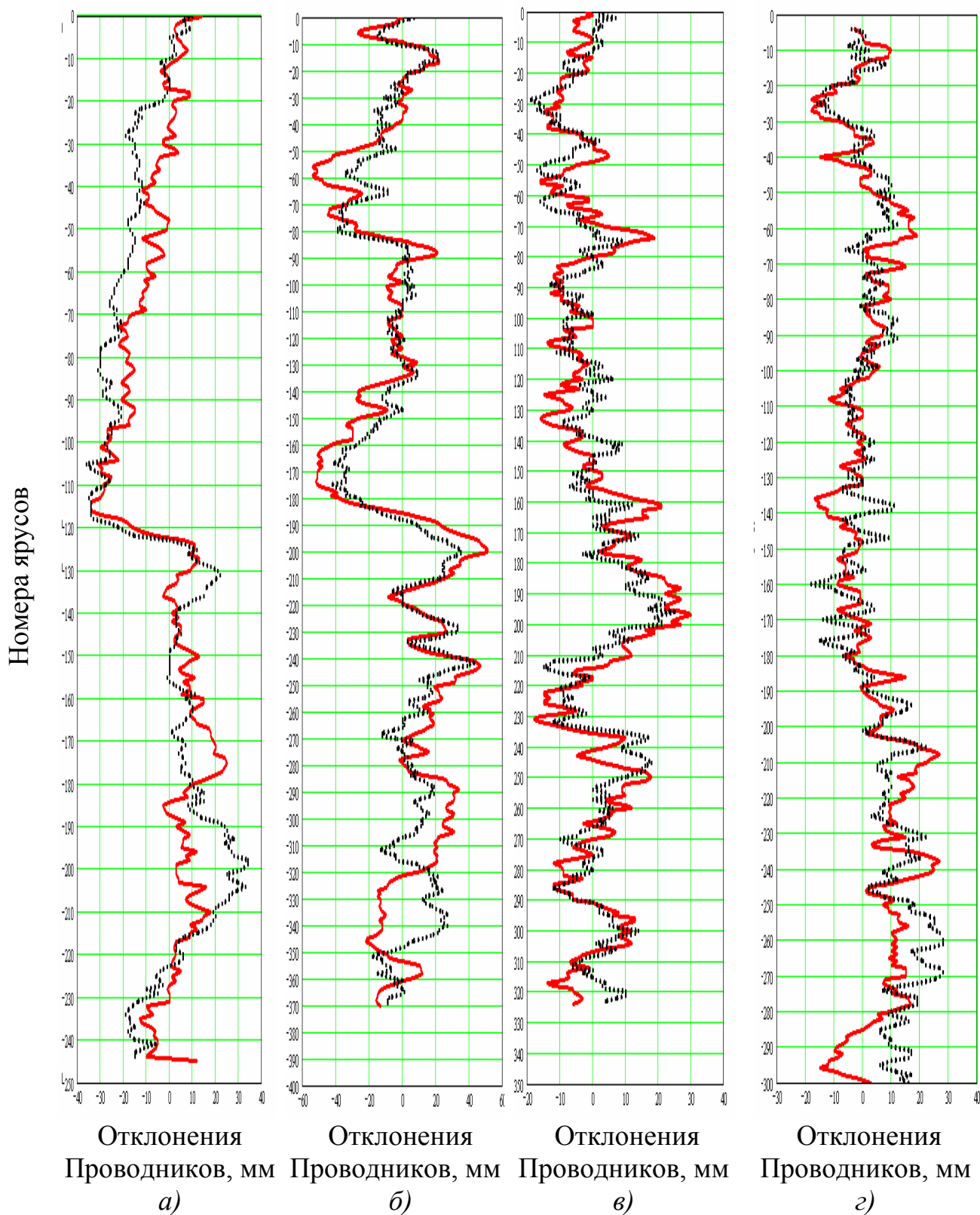


Рис. 1.7. Абсолютные профили проводников: а) Рудоподъемный ствол №1 в зоне сдвижения горных пород, скиповое отделение; б) Рудоподъемный ствол «А», скиповое отделение; в) Рудоподъемный ствол «Б», скиповое отделение; з) Рудоподъемный ствол «В», скиповое отделение

Стволы «А», «Б», «В» находятся вне зон сдвижения горных пород. Искривления профилей проводников одного абсолютного уровня со стволом №1 вызваны исключительно эксплуатационными причинами за 40 – 50 лет работы.

Искривление профиля проводников происходит в лобовой и боковой плоскостях независимо друг от друга. Восстановление прямолинейности проводников при плановых ремонтных работах в боковой плоскости осуществляется путем их параллельного смещения вдоль несущих расстрелов с узлами закрепления без каких-либо принципиальных трудностей. Спрявление проводника в лобовой плоскости, без нарушения целостности расстрела или его перекрепления в крепи ствола, возможно только в сторону сужения колеи с использованием дополнительных прокладок между проводником и расстрелом. В сторону уширения смещение возможно только подрезанием полки расстрела, что приводит к его ослаблению, или путем перекрепления всего расстрела, что требует больших затрат и времени.

Если деформации подвержен протяженный участок армировки, то смещение одного проводника в сторону сужения колеи неизбежно приводит к необходимости смещения противостоящего проводника в сторону уширения, то есть, сопряжено с большим техническим сложностями. Поэтому, на практике, стволы эксплуатируются со значительными лобовыми отклонения систем проводников от вертикали в лобовой плоскости в районе зоны сдвижения горных пород.

При движении подъемного сосуда по проводникам жесткой армировки, его динамическая реакция на нарушения вертикальности их профилей, встречающихся по глубине ствола, зависит от следующих факторов:

- скорости движения сосуда;
- массы сосуда;
- смещения груза в сосуде от вертикальной оси каната;
- упруго-диссипативных свойств системы его направляющих устройств;
- кинематических зазоров в парах «предохранительный башмак – проводник»;
- шага армировки;
- геометрических параметров нарушения вертикальности профилей проводников.

Факторов, влияющих на скорость износа по каждой рабочей грани проводника и по участкам ствола, несколько:

- перекос подъемного сосуда от смещения груза или разбаланса натяжений головных канатов при многоканатном подъеме, приводящий к расклиниванию сосуда в проводниках, деформации корпуса;
- изменение крутящего момента от головного каната при движении сосуда по стволу, разворачивающего подъемный сосуд вокруг вертикальной оси и прижимающего рабочие грани башмаков к проводникам сверх минимально допустимого значения кинематического зазора на сторону;
- местные искривления проводников на ограниченных участках, приводящие к затиранию сосуда или повышенной силе прижатия башмаков к соответствующим граням проводников;

- частые ударные нагрузки повышенного уровня на одних и тех же локальных участках за счет дефектов профиля проводников или нарушения плавности вращения барабана подъемной машины с вертикальными рывками каната.

Соотношение уровней динамических нагрузок на проводники в лобовой и боковой плоскостях не является постоянным по глубине ствола и определяется параметрами местных искривлений профилей проводников в пространстве по глубине ствола и рабочими параметрами направляющих.

Согласно проекту, все яруса армировки рассчитаны на то, чтобы работать в одинаковых условиях нагружения и на одном уровне противостоять нагрузкам со стороны подъемных сосудов и околоствольного массива, но уже в течение первых десяти лет эксплуатации в силу воздействия агрессивной среды, динамических нагрузок, сдвижения пород, неупорядоченных ремонтных работ образуется резко неоднородная по глубине ствола картина распределения уровней несущей способности элементов армировки – проводников и расстрелов.

Резкое сокращение срока службы проводников на несколько десятков лет по сравнению с проектным сроком происходит из-за постоянного влияния ряда эксплуатационных причин: повышенных квазистатических нагрузок, возникающих из-за перекоса сосуда при смещении центра тяжести груза, знакопостоянной искривленности проводников на протяженном участке, динамических нагрузок, действующих со стороны жестких предохранительных башмаков сосудов при знакопеременных отклонениях проводников на коротких участках ствола, интенсивной коррозии под действием агрессивной шахтной среды.

1.3 Источники возникновения неустойчивости в существующих системах шахтного подъема

Подъемные установки можно разделить на два класса, характеризующихся способом передачи тягового усилия со стороны канатоведущих органов на подъемные канаты. Это установки с ведущими шкивами трения и системы с барабанами навивки. Достоинством первых является компактность и относительно небольшая масса вращающихся частей конструкции, постоянная на всем цикле спуска – подъема грузов и не зависящая от глубины ствола. Это позволяет (особенно для уравновешенных установок) использовать достаточно простые, экономичные типы электропривода и обеспечить надежность работы комплексов в широком диапазоне глубин и масс полезного груза.

Один из самых серьезных недостатков данного класса систем — это ограниченность их тяговой способности фрикционными свойствами материалов футеровок, увеличение которой требует применения специальных конструктивных приемов, ведущих к усложнению системы и не всегда хорошо отрабатанных на практике. В то же время, такие системы нередко подвержены возникновению явления неустойчивости сцепления отдельных канатов с футеровкой и локальной пробуксовки срывного типа по отклоняющему или ведущему шкивам с возбуждением вертикальных рывков каната, передающихся на подъемный сосуд.

Класс подъемных установок с барабанами навивки лишен этого недостатка, так как канаты жестко запанцированы на барабанах, которые могут передавать на них большие тяговые усилия, вплоть до разрывных. Это важно с точки зрения безопасности работы при возникновении разного рода аварийных ситуаций, связанных с потерей устойчивости системы.

В то же время, барабанным машинам присущи недостатки, которые, в условиях больших глубин подъема, связаны с многослойной навивкой канатов на барабан, приводящей к их повышенному износу. Это неблагоприятно влияет на динамику системы при переходе с одного слоя на другой, снижает ее устойчивость и требует специальных решений по отработке плавности движения.

Отдельные недостатки многослойной навивки компенсируются использованием подъема с малыми рабочими нагрузками на канаты. Благодаря этому контактные напряжения между витками канатов на барабане не достигают величин, при которых происходит потеря нарушения их структурной целостности и ускоренный выход конструкции из строя. Такой подход может быть использован только при подъеме небольшого количества полезного ископаемого и неприемлем для большегрузных отечественных подъемных установок.

Каждый из этих классов подъемных установок включает ряд модификаций, отличающихся между собой конструктивным выполнением и взаимным расположением отдельных элементов. Эти отличия могут вносить особенности в характер физических процессов, протекающих в системе во время ее работы, что обуславливает необходимость в разработке методов оценки степени их влияния на работу всей системы и определения ее рациональных параметров, обеспечивающих устойчивые показатели эксплуатации.

В частности, известные на сегодняшний день схемы подъемных установок со шкивами трения различаются по типам конструкций канатопроводящих органов:

- с одним шкивом трения, огибаемым одним или несколькими канатами на дуге, меньшей 360° ;
- с противостоящими или дополнительными шкивами трения, суммарный угол охвата которых превышает 360° ;
- с двумя и более шкивами трения, расположенными последовательно один за другим по линии изгиба канатов, суммарный угол охвата может превышать 360° ;
- с одним многообхватным шкивом трения, с «бегущими» либо «остановленными» витками канатов и углом охвата шкива больше 360° .

Машины барабанного типа могут быть выполнены с постоянными или переменными радиусами навивки одного или нескольких канатов и содержать один или два закрепленных на одном валу барабана.

По расположению подъемной машины установки бывают двух типов:

- с подъемной машиной на башенном копре;
- с наземным расположением подъемной машины.

По конструкциям направляющих шкивов применяются установки:

- с отдельными направляющими шкивами под каждый канат;
- с направляющими шкивами барабанного типа.

По типам подъемных сосудов используются клетевые и скиповые подъемные установки. При этом существуют уравновешенные и неуравновешенные подъемные системы. На практике получило распространение только уравновешивание с использованием нижних уравновешивающих канатов и барабанов навивки переменного радиуса (бицилиндроконические барабаны).

При этом используются нижние уравновешивающие канаты двух типов - круглые или плоские (стальные, резиноканатные).

По типам армировки существуют установки с гибкими канатными и жесткими проводниками.

Многоканатные подъемные установки для больших глубин отличаются значительно большей податливостью упругих канатных звеньев (головных, уравновешивающих и проводниковых), чем одноканатные барабанные для глубин до 1000 м. Это вызывает возрастание амплитуд вынужденных колебаний, при равных по величине внешних возмущениях, проявляющихся при взаимодействии друг с другом элементов установки (при перемотке канатов через эллиптический шкив, движении сосудов по искривленной армировке, действии воздушной струи на уравновешивающие канаты и др.) и может приводить к локальной потере устойчивости системы в силу значительного возрастания роли динамических процессов и их взаимовлияния, особенно при больших скоростях движения сосудов.

Для многоканатных установок, по сравнению с одноканатными системами, возникновение неустойчивости функционирования так же связано с неравномерностью (разбалансом) натяжений отдельных канатов, изменяющихся во время движения. Этот процесс неизбежно оказывает влияние на поперечные колебания канатов и на движение сосудов в проводниках, вызывая действие на них дополнительных боковых нагрузок, разворот сосудов вокруг вертикальной оси, перекося (наклон) сосуда в вертикальной плоскости, сопровождающийся повышенным боковым износом направляющих и проводников, создает условия для возбуждения ударного режима взаимодействия сосуда с армировкой за счет нештатного снижения кинематических зазоров на сторону.

В машинах с несколькими шкивами барабанного типа (ведущим и направляющими) процесс разбаланса натяжений между головными канатами носит иной характер, чем в установках с отдельными отклоняющимися шкивами, а его влияние на возможные срывы и скольжение отдельных канатов на шкивах, из-за относительно малых длин участков между шкивами, значительно выше, чем в установках с одним барабанным ведущим шкивом трения. При попадании в режим проскальзывания со срывом, неустойчивость такой системы характеризуется импульсным динамическим воздействием на канаты и влиянием на их продольные, поперечные и крутильные колебания, возбуждением вертикальных и горизонтальных колебаний сосуда.

Для систем с барабанами навивки такое импульсное воздействие на верхние концы канатов характерно при переходе каната на новый виток и резком увеличении радиуса перемотки. На практике, в силу отсутствия эффективных технических средств гашения этих ударных нагрузок, обеспечивать устойчи-

вость системы часто приходится путем уменьшения скорости подъема в зонах перехода с витка на виток.

В системах с наземным расположением подъемной машины и наклонными струнами канатов неустойчивость их функционирования связана с достаточно сильным влиянием параметрического возбуждения поперечных колебаний струн при продольных колебаниях участков отвеса, а так же при возбуждениях со стороны ведущих и направляющих шкивов (эксцентриситет, неравномерности вращения и др.).

Уравновешивающие круглые канаты по-разному ведут себя в потоках воздуха. Плоские ленты более чувствительны к действию поперечных воздействий вентиляционных струй, дующих с горизонтов, чем круглые, вращающиеся при движении вокруг оси канаты. Это оказывает влияние на процессы потери устойчивости форм равновесия, которые проявляются гораздо сильнее с возрастанием глубины подъема.

Таким образом, динамические процессы в системах шахтного подъема и, связанные с ними проявления неустойчивости, отличаются достаточно большим разнообразием, зависящим как от конкретных конструктивных решений отдельных звеньев, так и от соотношений между параметрами системы. Реализация главной производственной функции каждого элемента системы подъема, сопровождается физическими явлениями, протекающими во взаимодействующих между собой узлах конструкции элемента установки. Эти явления могут носить локальный характер и описываться частными математическими моделями, не выходящими по постановке за границы данного элемента. В более сложных случаях необходимы обобщенные модели, связывающие воедино процессы во всех элементах системы, участвующих в этом явлении.

Сравнение отечественных ШПУ с зарубежными аналогами показывает, что по массивности и жесткости элементов подъемных машин [61], по жесткости армировки стволов отечественные конструкции являются более «ажурными», обладают часто меньшей массивностью и жесткостью чем их зарубежные аналоги. Это приводит к тому, что при одинаковых технологических режимах даже не очень значительные механические и геометрические изменения, проявляющиеся в процессе эксплуатации в неизбежном отклонении от первоначального проекта, потеря сечения из-за износа в процессе эксплуатации вызывают значительные изменения жесткости и несущей способности элементов оборудования, приводят к тому, что запасы прочности в отечественном оборудовании становятся значительно меньшими, чем в зарубежных подъемных комплексах и значительно ускоряется процесс накопления усталостных повреждений металла в узлах, отвечающих за безопасность и устойчивость работы всего подъемного комплекса.

Применение за рубежом более длинных, по сравнению с отечественными, подъемных сосудов (например, четырехэтажные клетки на 130 человек) делает их более гибкими и существенно снижает влияние инерционности на динамические нагрузки в системах «сосуд – армировка». Это происходит за счет распределения массы сосудов по большей длине, уменьшает их изгибную конструкционную жесткость, по сравнению с отечественными конструкциями.

Системы «сосуд – армировка» в зарубежных и отечественных стволах построены на разных принципах проектирования: в отечественных системах подъема используются относительно податливые в горизонтальной плоскости конструкции ярусов армировки (двухтавровые длинные, через весь ствол расстрелы в сечениях ярусов, шаг армировки в основном от 2,5 м до 4 м, редко 6 м) и короткие массивные подъемные сосуды, за рубежом – жесткие короткие коробчатые расстрелы, коробчатые проводники, шаг армировки 4 – 6 м и длинные гибкие подъемные сосуды. Это значит, что в зарубежных системах «сосуд – армировка» динамическим амортизирующим звеном в большей степени является подъемный сосуд, а в отечественных – армировка.

В то же время нормативные требования к допустимым отклонениям проводников от вертикали за рубежом более жесткие, чем в отечественных рудных и угольных нормативных документах. Например, допустимые абсолютные отклонения проводников от вертикали на стадии эксплуатации в Польше зависят от глубины ствола и при глубине свыше 1 км не должны превышать 40 мм. В отечественных нормативных документах такие ограничения отсутствуют.

В тех случаях, когда применяется «жесткая» конструкция армировки с коробчатыми проводниками и расстрелами на фоне значительно больших пространственных искривлений проводников, чем это допускается и реализуется на практике в зарубежных стволах, на отечественных подъемах в отдельных случаях начинаются проблемы с ускоренным усталостным повреждением несущих рам подъемных сосудов [26].

Таким образом, на протяжении жизненного цикла функционирования шахтного подъема от момента строительства и до момента закрытия параметры технического состояния армировки по глубине ствола претерпевают существенные изменения. На профилях проводников образуются локальные и протяженные участки со сверхнормативными и знакопеременными нарушениями вертикальности, образуются локальные зоны повышенного износа проводников и расстрелов, динамические нагрузки в системах «сосуд – армировка» на разных участках ствола начинают значительно различаться по уровням, металлоконструкции армировки теряют проектное свойство одинаковой прочности по его глубине. Отклонения параметров от проектных значений могут достигать десятка и более раз по отдельным участкам ствола.

Эксплуатационные изменения физико-механических характеристик звеньев подъемных установок при длительной эксплуатации в определенных условиях становятся источниками возникновения технологической и динамической неустойчивости работы транспортной цепочки горного предприятия.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КАНАТОВЕДУЩИХ ОРГАНОВ НА ПАРАМЕТРЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ С АРМИРОВКОЙ

2.1 Экспериментально-аналитическое исследование взаимодействия ветвей уравнивающих канатов в зумпфе ствола

Расчет собственных частот вертикальных колебаний сосудов и проведение спектрального анализа колебаний полной системы подъемной установки является одним из самых важных этапов решения различных задач динамики шахтного подъема и кроме того является обоснованием справедливости допущений при разработке математических моделей динамических процессов в упругих звеньях ШПУ.

Наиболее сильно собственные колебания поднимающейся и опускающейся ветвей установки проявляются в режиме аварийного торможения и при резком изменении вертикальной скорости движения сосуда. В задачах динамики шахтного подъема вопрос об учете распределенных масс и жесткостей поднимающейся и опускающейся ветвей уравнивающего каната, и обоснования граничных условий в нижних концах уравнивающих каната при проходе через петлю до сих пор является не достаточно изученным, а среди исследователей в этом отношении используются различные трактовки этого физического фактора.

После стопорения подъемной машины каждая ветвь многоканатной установки совершает вертикальные колебания не независимо одна от другой и в этом движении наиболее сильно проявляются динамические свойства системы «головной канат поднимающейся ветви – поднимающийся сосуд – вертикальный отрезок уравнивающего каната поднимающейся ветви – петля – вертикальный отрезок уравнивающего каната опускающейся ветви – опускающийся сосуд – головной канат опускающейся ветви». Взаимовлияние ветвей осуществляется только через петлю уравнивающего каната из-за наличия у нее определенной продольной жесткости, величина которой, вообще говоря, на этом коротком отрезке свободно изогнутого и натянутого только собственным весом, для волновых процессов (распространения бегущих и формирования стоячих волн) может быть отличной от значения для вертикальных отрезков натянутых рабочих ветвей установки. Можно предполагать, что в этом режиме наиболее ярко проявляются динамические свойства влияния участка петли на динамику обеих ветвей, которые, к тому же, легче всего зарегистрировать в шахтном эксперименте.

В данном разделе приведены данные теоретического и экспериментального исследований спектральных свойств механических подъемной системы в рамках модели «разрезанного в нижней точке петли» уравнивающего каната при условии равенства нулю динамических усилий в его нижних концах, рис. 2.1. Полученные результаты являются исходными предпосылками для дальнейших исследований спектральных характеристик всей дискретно-

континуальной системы подъемной установки с учетом контурного движения канатов, условий их неразрывности на канатоведущем шкиве и в зоне петли.

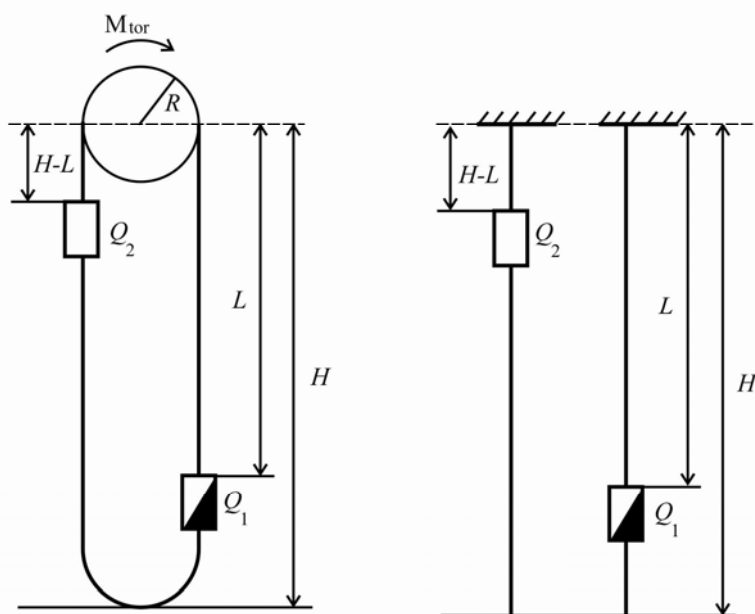


Рис. 2.1. Схематизации шахтной подъемной установки при заторможенной машине в связи с учетом распределенных масс уравнивающих канатов

Для каждой из ветвей канатов неуравновешенной подъемной установки частотное уравнение имеет общеизвестный вид:

$$\frac{\lambda}{c} \cdot L \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\lambda}{c} \cdot L\right) = \frac{q \cdot L}{Q}. \quad (2.1)$$

В уравновешенной подъемной установке (рис. 2.1) под сосудами подвешиваются дополнительные канаты, имеющие перегиб в нижней части ствола в виде петли, через которую их сечения переходят из одной ветви в другую при движении сосудов. В связи с этим возникает вопрос о выборе корректной математической модели «сшивки» динамических параметров каната в окрестности петли при рассмотрении его вертикальных колебаний на всей стадии процесса торможения, и критериях адекватности модели реальному объекту.

После стопорения машины исчезает взаимное влияние поднимающейся и опускающейся ветвей установки через ведущий шкив и в канатах устанавливаются чисто собственные затухающие колебания, «впитавшие» в себя все влияние распределенной массы и упругости уравнивающих канатов на вертикальных отрезках и в петле. Вопрос о том, влияет ли на колебания сосуда только часть уравнивающего каната, расположенная в его одной вертикальной ветви (модель «разрезанного каната»), или же на амплитудно-частотную характеристику существует еще влияние другой части уравнивающего каната во

второй вертикальной ветви (модели фиктивного шкива с закрепленной неподвижно в пространстве осью вращения, криволинейного стержня с конечной изгибной жесткостью и т.п.), требует своего более детального исследования. Из физических соображений можно видеть, что изогнутый участок каната имеет две степени свободы: одна соответствует контурному движению по дуге изгиба и может быть промоделирована фиктивным невесомым шкивом, а вторая соответствует вертикальным перемещениям центра масс этого участка и может быть промоделирована вертикальным перемещением оси вращения этого шкива. Таким образом, мы имеем три условных модели взаимодействия ветвей канатов через петлю: 1 – «разрезанный канат» со свободно висящими концами; 2 – фиктивный шкив с неподвижной осью вращения; 3 – фиктивный шкив с вертикально подвижной осью вращения. Первые две модели описаны в научной литературе по шахтному подъему [18, 31, 57], третья еще не имеет своего аналитического описания.

Уточнение модели может базироваться на представлении участка петли изогнутым весомым стержнем, свободно подвешенным на двух ветвях уравновешенных канатов. Из физических соображений нам представляется очевидным, что для параметров шахтного подъема модели 1 и 3 более близки друг к другу и к реальному объекту, чем модель 2. Однако, модель 2, являясь незначительным усложнением модели 1, впервые дает возможность качественно учесть возможность контурного взаимовлияния динамических усилий в ветвях через петлю и исследовать характер спектральных характеристик такой системы. Кроме того, установки с реальным натяжным шкивом еще, хоть и очень редко, но применяются в практике шахтного подъема. Для подвесных дорог маятникового типа эта схема с массивным шкивом является повсеместной, и конструктивно выполняется с подпружиненной осью вращения или свободной под действием натяжного груза.

Усложнение модели петли приводит к соответствующему усложнению общей системы уравнений динамики ШПУ и требует наращивание математического ресурса для ее решения. Естественно, что в зависимости от поставленной цели исследования, необходимо обосновано определиться с выбором минимально достаточной по сложности модели объекта, которая даст достаточную для практики точность полученных результатов.

Впервые экспериментально-аналитическое исследование вертикальных колебаний подъемного сосуда уравновешенной подъемной установки в промышленных условиях было выполнено в 70-х годах прошлого столетия на шахте «Горловская – Глубокая» (Украина) авторами работы [57], а также в стволе №4 Мечекского рудника (г. Печ, Венгрия) автором [28]. Наши измерения проводились на клетевой подъемной установке с применением портативной цифровой измерительной аппаратуры в рамках комплексного эксперимента по исследованию продольных и поперечных колебаний канатов в зоне закрепления в коушах на рабочих режимах движения и при аварийном торможении. Оба эксперимента и их аналитические модели показали, что уравновешивающий канат

при нахождении сосуда в верхней части ствола оказывает значительное влияние качественного и количественного характера на частоту и амплитуду вертикальных колебаний системы.

В обеих работах для сравнения с данными экспериментов использовалась модель 1, представляющая головной и уравнивающий канаты континуальными объектами с равномерно распределенными по их длине погонной массой и продольной жесткостью, содержащими дискретное включение в виде подъемного сосуда. В рамках данной модели это соответствует отсутствию взаимного влияния распределенной массы канатов одной ветви подъемной установки через участок петли на частоты и амплитуды колебаний канатов противоположной ветви. В частности, было получено трансцендентное частотное уравнение колебаний системы «головной канат – груз – уравнивающий канат» для каждой ветви. Его вывод будет показан в Главе 3.

$$\cos\left(\frac{\lambda}{c} \cdot H\right) - \frac{\lambda}{c} \cdot \frac{Q}{q} \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{c} \cdot L\right) \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{c} \cdot (H - L)\right) = 0, \quad (2.2)$$

где H – высота подъема, м (полная длина головного и уравнивающего канатов); Q – концевая масса сосуда, кг; L – длина головного каната поднимающегося сосуда в момент торможения, м; λ – циклическая частота вертикальных колебаний сосуда на канате, 1/с; c – скорость распространения продольной волны в канате, м/с,

$$c = \sqrt{\frac{EF}{q}}, \quad (2.3)$$

где EF – жесткость канатов на растяжение, Н; q – масса одного метра обобщенного головного и уравнивающего каната, кг/м.

Если в уравнении (2.2) положить $L=H$, что соответствует положению сосуда в крайней нижней точке ствола, где длина уравнивающего каната в ветви равна нулю, то после умножения правой и левой частей (2.2) на L , мы в точности приходим к уравнению (2.1). Если положить $L=0$, что соответствует крайнему верхнему положению сосуда у шкива, то мы получим классическое частотное уравнение свободно висящего каната.

В работе [28] приведено подробное описание поставленного эксперимента. Полнота приведенных в ней данных дает возможность и в настоящее время использовать их для верификации новых математических моделей динамики ШПУ. Поэтому целесообразно в качестве базы тестирования математических моделей выбрать описанную там четырехканатную уравновешенную подъемную установку ствола №4 Мечекского рудника (г.Печ, Венгрия), на которой с использованием портативной виброизмерительной и обрабатывающей аппаратуры производства фирмы «Брюль – Кьер» (Дания) проводились указанные промышленные эксперименты. Торможение проводилось с интервалом около

100 м на протяжении всей глубины ствола. В эксперименте варьировалась нагрузка клетки от 2-х до 6 – груженых вагонеток. Параметры подъемной установки приведены в таблице 1.

В состав измерительной аппаратуры входили: портативный четырехканальный магнитограф типа 7003, комплект из 4-х усилителей – интеграторов типа 2636, комплект из 4-х пьезоэлектрических акселерометров типа 4370. Датчики крепились на канатах выше коушей, регистрирующие блоки располагались на верхнем этаже клетки. Измерения проводились при вариации полной массы клетки путем установки в нее необходимого числа вагонеток, заполненных рудой.

При экспериментах одноосно-ориентированные датчики-акселерометры закреплялись на головных канатах с ориентацией их измерительных осей в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Их показания, после двукратного аппаратного интегрирования в режиме реального времени, регистрировались на портативный многоканальный магнитограф в виде амплитуд вертикальных и горизонтальных колебаний системы «канаты – клеть» синхронно с аудиотметками на магнитной ленте о координатах точек торможения и режимах движения клетки, считываемых машинистом подъемной машины с датчиков на пульте управления и передаваемых в клеть по каналу высокочастотной радиосвязи.

В лаборатории данные с магнитографа передавались в специальный обрабатывающий комплекс аппаратуры. В состав комплекса входил блок выделения сигнала, многоканальный спектроанализатор, монитор, самописцы. В результате программно-аппаратной обработки в заданные моменты времени торможения строились спектры колебаний сосуда, которые выводились на монитор и самописцы (рис.2.2).

Таблица 2.1

Параметры подъемной установки ствола №4 рудника «Мечек»

Параметры подъема	Значения
длина головных канатов, м	1180
длина уравнивающих канатов, м	1160
число головных канатов	4
число уравнивающих канатов	2
вес клетки с подвесными устройствами, Н	103500
вес вагонетки с грузом, Н	18300
вес уравнивающего груза, Н	187000
вес одного метра головного каната, Н/м	44,7
вес одного метра уравнивающего каната, Н/м	87
эквивалентная жесткость обобщенного каната на растяжение (EF), Н	2.95×10^8
диаметр канатопроводящего шкива, м	3,75



Рис. 2.2. Аппаратурный комплекс фирмы «Брюль – Кьер» для обработки данных, записанных на магнитограф, при работе в режиме спектрального анализа вертикальных колебаний клетки

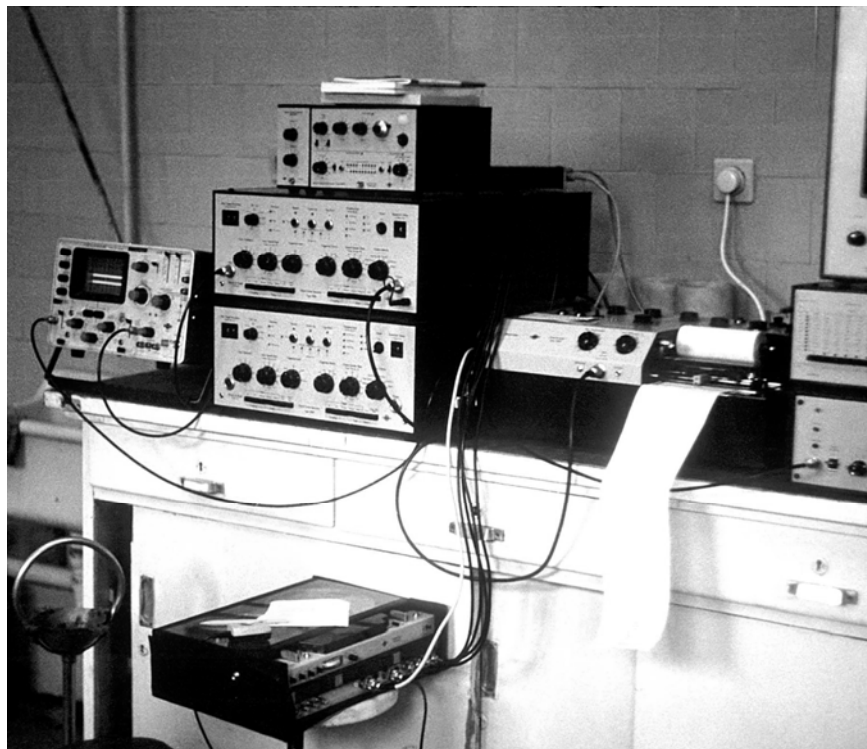


Рис. 2.3 Аппаратурный комплекс и портативный многоканальный магнитограф (в нижней части фото), при работе в режиме спектрального анализа вертикальных колебаний клетки

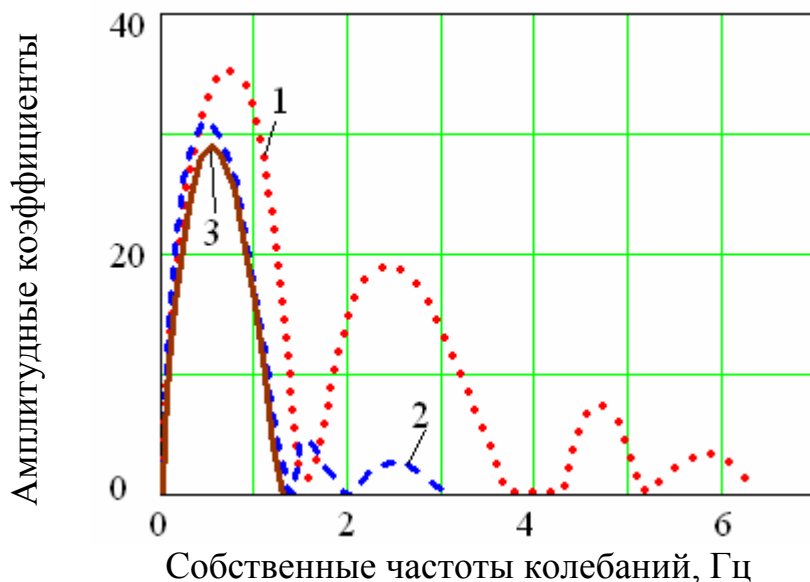


Рис. 2.4. Спектр вертикальных колебаний сосуда после стопорения подъемной машины: 1 – 0,1 с после стопорения; 2 – 0,5 с после стопорения; 3 – 9 с после стопорения

На рис. 2.4 приведены данные аппаратного спектрального анализа колебаний сосуда при торможении через 0,1 сек после срабатывания тормоза, через 0,5 с и через 9 с. На них видно, что в начале торможения значительный вклад имеют первые четыре гармоники колебаний. Видно, что первая гармоника за 9 с снизила свою амплитуду на 17% (т.е. на 1.8% в секунду). За это время вклад высших гармоник в общую картину колебаний сосуда практически полностью прекратился. Это говорит о том, что в практических расчетах при моделировании достаточно ограничиться учетом первых четырех – пяти гармоник для определения амплитуд колебаний и усилий в канатах, а верификацию допущений в аналитических моделях проводить по первой гармонике.

На графиках рис. 2.5 приведены зависимости первых частот вертикальных колебаний клетки от ее положения в стволе с указанными ниже параметрами для различной загрузки, рассчитанные по формуле (2.2), с нанесенными на них точками маркеров данных эксперимента, описанного выше. Дополнительная обработка осциллограмм, полученных в этом эксперименте, выполнена в работе [35]. Из графика видно, что по мере подъема клетки от отметки -1200 м до отметки -100 м первая частота вертикальных колебаний возрастает от значений 0,47..0,54 Гц (в зависимости от загрузки клетки) до значения 0,80 Гц (по эксперименту и 0,84 по расчету), то есть приблизительно в 1,5..1,7 раза. Это показывает, что уравнивающий канат оказывает очень существенное влияние на спектральную характеристику вертикальных колебаний подъемного сосуда, которая, в отличие от неуравновешенной установки, практически не изменяется при подъеме сосуда кверху ствола.

Следует иметь ввиду, что достаточно точное значение эквивалентной жесткости канатов, принимаемое для динамических расчетов при моделировании,

в том числе и по модели «обобщенного каната» (включающего в себя 4 головных и 2 уравнивающих свитых из проволок, трущихся при колебаниях друг о друга), определить априори (по имеющимся на шахте документам) практически не возможно. Поэтому, при верификации моделей эквивалентная жесткость канатов определялась путем специального комплекса натурных экспериментов и численных расчетов при нижнем положении сосуда в стволе.

В нижнем положении сосуда вес уравнивающего каната со стороны тестируемой клетки, по сравнению с весом ее головного каната практически равен нулю. Для этой конфигурации системы значение первой частоты, полученное из расчета по известной, протестированной эталонной модели должно быть равно значению этой же частоты, полученному в ходе натурального эксперимента для клетки (выбран случай загрузки клетки минимальным грузом – две полные вагонетки). Для других положений клетки по мере ее подъема по стволу и с другим количеством груженых вагонеток все расчеты частот проводятся с найденным по этому принципу значением эквивалентной динамической жесткости каната, указанному в Таблице 2.1.

При выбранном для тестирования нижнем положении клетки схема поднимающейся ветви уравновешенной установки по своим динамическим характеристикам практически полностью совпадает со схемой системы "головной канат – груз" одноканатной установки, для которой соответствующие модели расчета частот вертикальных колебаний уже давно и достаточно хорошо протестированы (2.1).

На рис. 2.5 приведены результаты расчетов по формуле 2.2 и данным эксперимента. При анализе данных расчетов и измерений необходимо также учитывать, что реальная жесткость уравнивающих канатов и их погонная масса несколько отличаются от соответствующих параметров головных, поэтому, по мере подъема сосуда эти отличия также будут вносить тем большие расхождения между данными расчета и экспериментов, чем выше поднимается сосуд по стволу (в данном случае около 4 – 5%). Однако, не смотря на это, общий характер зависимости первой частоты вертикальных колебаний сосуда от его положения в стволе останется неизменным – первая частота вертикальных колебаний сосуда после стопорения подъемной машины в режиме аварийного торможения возрастает до 2-х раз по мере его подъема по стволу.

Как следует из анализа характера изменения соотношения масс головных и уравнивающих канатов по мере подъема сосуда (его приближении к шкиву трения), каждая из частот колебаний должна стремиться к своему наибольшему значению, которое определяется только параметрами свободно висящего уравнивающего каната, а по мере движения вниз – к наименьшему значению, определяемому только физическими параметрами головного каната и массой сосуда. Это подтверждается данными эксперимента и расчетов по формуле (2.1).

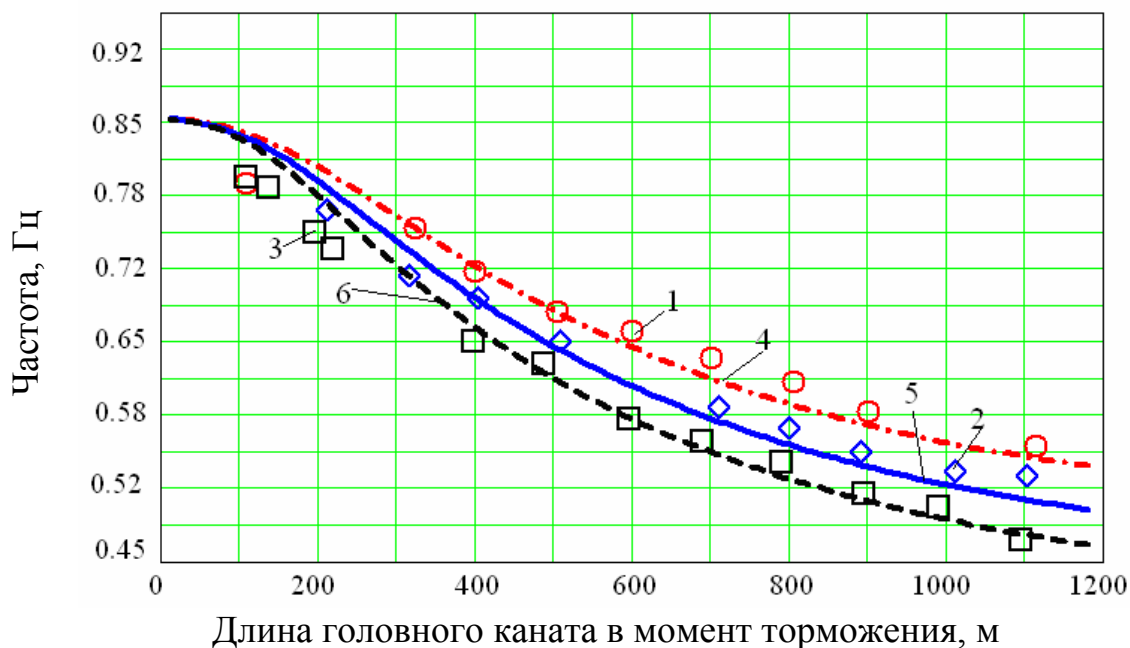


Рис. 2.5. Первые частоты колебаний клетки: 1 – 2 вагонетки в клетке (эксперимент); 2 – 4 вагонетки в клетке (эксперимент); 3 – 6 вагонеток в клетке (эксперимент); 4 – 2 вагонетки в клетке (расчет); 5 – 4 вагонетки в клетке (расчет); 6 – 6 вагонеток в клетке (расчет)

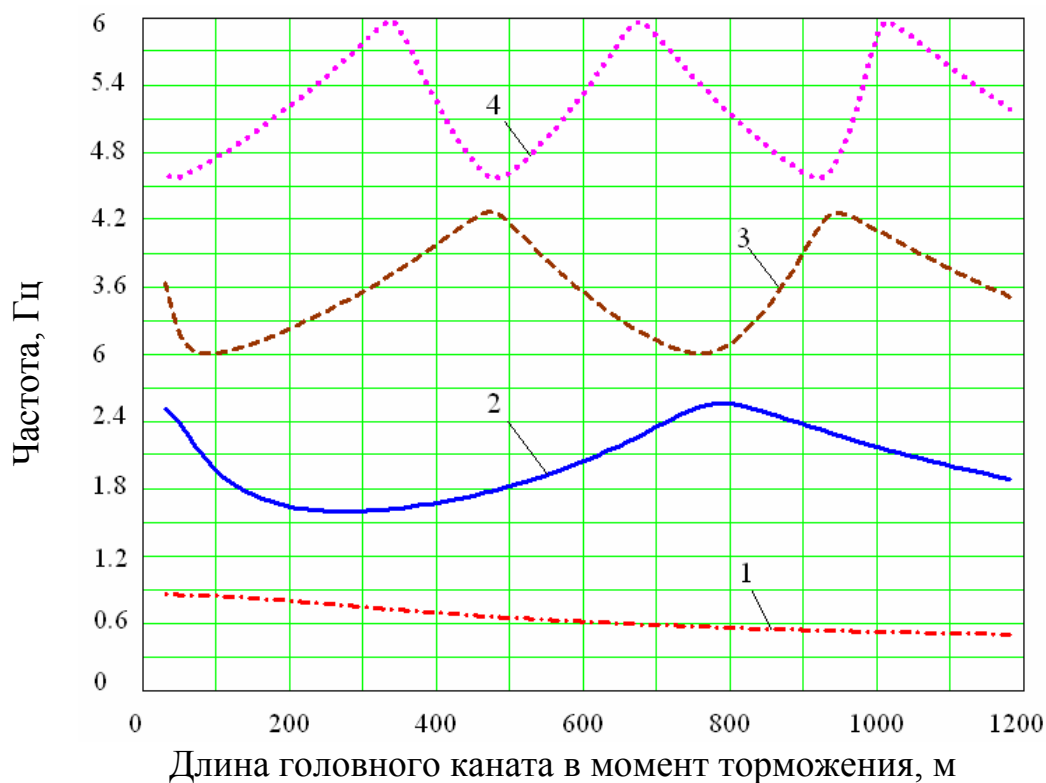


Рис.2.6. Высшие частоты колебаний сосуда многоканатной установки, рассчитанные по модели «разрезанной петли»: 1 – первая частота; 2 – вторая частота; 3 – третья частота; 4 – четвертая частота

Графики на рис. 2.6 показывают, что количество локальных максимумов на графике каждой из высших частот при полном проходе сосуда по стволу совпадает с номером частоты. Максимальные значения частот в точках локальных максимумов (минимумов) отдельно по каждой из частот для разных точек ствола практически одинаковы (для 2-й, 3-й и 4-й). То есть все собственные частоты системы по мере движения сосуда по стволу не выходят за одни и те же (для каждой частоты свои) пределы. Так, 1-я частота находится в пределах от 0,47 Гц до 0,85 Гц, 2-я от 1,6 Гц до 2,6 Гц, 3-я – от 3,0 Гц до 4,21 Гц, 4-я – от 4,5 до 6,0 Гц.

Приведенный анализ показывает, что модель вертикальных колебаний подъемного сосуда с частотным уравнением (2.2), полученным при граничном условии, соответствующем равенству нулю динамических усилий в петле, с достаточной для практики точностью соответствует реальным процессам в канатной системе уравновешенной подъемной установки.

2.2 Общие дифференциальные уравнения вертикальных колебаний системы «головные канаты – подъемный сосуд – уравновешивающие канаты»

Рассмотрим многоканатную подъемную установку, расчетная схема которой представлена на рис. 2.7. Она учитывает влияние непрерывного изменения длины канатов при движении сосудов на динамику системы в рабочем режиме по фактической диаграмме скорости, записанной с регистрирующего устройства подъемной машины. Следует иметь в виду, что данная расчетная схема является наиболее общей из всех применяющихся на практике схем подъемных установок. Полученные с использованием данной схемы разрешающие системы уравнений в частных случаях упрощаются для соответствия неуравновешенным установкам с «бегущими витками» на шкивах трения, неуравновешенным установкам с барабанами навивки и одноконцевым установкам

Неупругим проскальзыванием нитей на ободе барабана пренебрегаем, считаем, что $L_1 = L_2 = l_0$ – средней недеформированной длине нитей.

При условии, что скорость точек схода и набегания нитей на барабан равна окружной скорости барабана, положение элемента dx i -го каната для опускающейся и поднимающейся ветвей определится выражением:

$$X_i^j(x, t) = x_i^j + u_i^j(x, t) - (-1)^j \int_0^t V_c(t) dt - \delta_2^j \cdot l_2^0 - \delta_1^j \cdot l_1^0 \quad (2.4)$$

где $j=1$ относится к опускающейся ветви, $j=2$ – к поднимающейся; $\delta_{1,2}^j$ – символ Кронекера; $\delta_1^1 = \delta_2^2 = 1$, $\delta_2^1 = \delta_1^2 = 0$; u_i^j – абсолютное удлинение i -го каната длиной x_i^j ; R – радиус шкива; x_i^j – координата элемента ds_i^j (недеформированная длина нити, здесь индексы i, j в дальнейшем будут опускаться); X_i^j –

расстояние от точки схода (набегания) до элемента dx ; l_i – начальная, недеформированная длина нити от точки O_j до точки схода (набегания) при $t=0$;
 $\int_0^t V_c dx \cdot t$ – длина перемотанной через шкив нити за время t ; V_c – окружная скорость шкива.

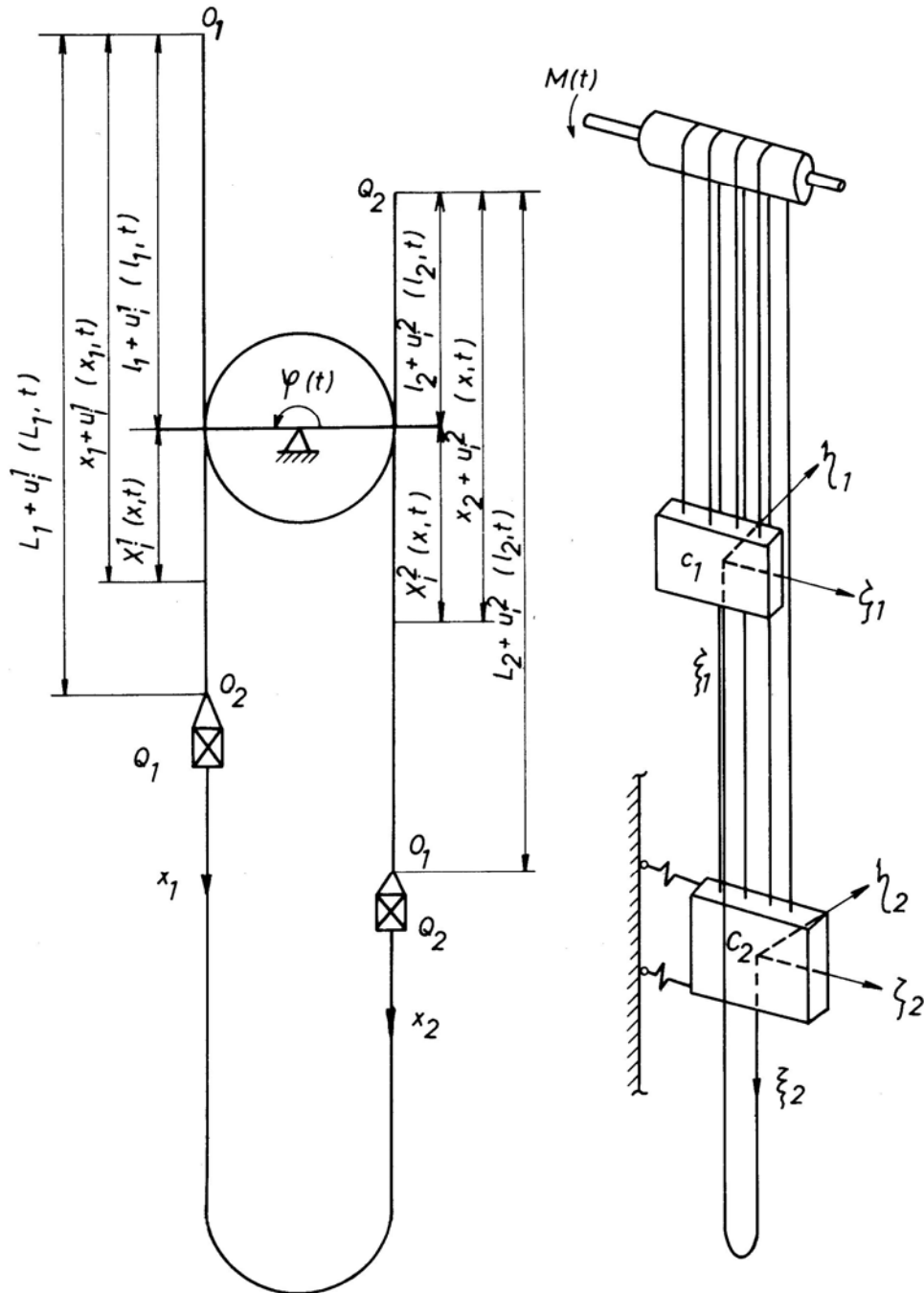


Рис. 2.7. Расчетная схема многоканатной уравновешенной подъемной установки

Неупругим проскальзыванием нитей на ободе барабана пренебрегаем, считаем, что $L_1 = L_2 = l_0$ – средней недеформированной длине нитей.

При условии, что скорость точек схода и набегания нитей на барабан равна окружной скорости барабана, положение элемента dx i -го каната для опускающейся и поднимающейся ветвей определится выражением:

$$X_i^j(x, t) = x_i^j + u_i^j(x, t) - (-1)^j \int_0^t V_c(t) dt - \delta_2^j \cdot l_2^0 - \delta_1^j \cdot l_1^0 \quad (2.4)$$

где $j=1$ относится к опускающейся ветви, $j=2$ – к поднимающейся; $\delta_{1,2}^j$ – символ Кронекера; $\delta_1^1 = \delta_2^2 = 1$, $\delta_2^1 = \delta_1^2 = 0$; u_i^j – абсолютное удлинение i -го каната длиной x_i^j ; R – радиус шкива; x_i^j – координата элемента ds_i^j (недеформированная длина нити, здесь индексы i, j в дальнейшем будут опускаться); X_i^j – расстояние от точки схода (набегания) до элемента dx ; l_i – начальная, недеформированная длина нити от точки O_j до точки схода (набегания) при $t=0$; $\int_0^t V_c dx \cdot t$ – длина перемотанной через шкив нити за время t ; V_c – окружная скорость шкива.

Согласно гипотезе Кельвина–Фойгхта, усилия в i -м головном канате j -й ветви установки определяются выражением

$$p_i^j(x, t) = \frac{\partial u_i^j(x, t)}{\partial x} \cdot EF + K_0 \cdot F \cdot \frac{\partial^2 u_i^j(x, t)}{\partial x \partial t}, \quad (2.5)$$

в уравнивающем канате

$$\tilde{p}_j(x, t) = \frac{\partial V_j(x, t)}{\partial x} \cdot \tilde{E}F + \tilde{K}_0 \cdot F \cdot \frac{\partial^2 V_j(x, t)}{\partial x \partial t}, \quad (2.6)$$

где E, \tilde{E} – модули Юнга проволок головного и уравнивающего канатов, F, \tilde{F} – площади поперечного сечения всех проволок для головного и уравнивающего канатов, K_0, \tilde{K}_0 – коэффициенты рассеивания энергии головного и уравнивающего канатов.

С учетом упругости приводных устройств (приводного вала, подпружиненного редуктора) окружную скорость барабана можно представить следующим образом:

$$V_c(t) = R(\dot{\phi} + \dot{\gamma}) \quad (2.7)$$

где R – радиус барабана, $\dot{\phi}$ – угловая скорость вала, $\dot{\gamma}$ – угловая скорость его упругого закручивания.

Рассматривая элемент dx – го каната на основании принципа Даламбера получим систему $2n$ дифференциальных уравнений относительно функций $u_i^j(x,t)$:

$$\frac{q}{g} \cdot \frac{\partial^2 u_i^j(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 u_i^j(x,t)}{\partial x^2} \cdot EF - K_0 \cdot F \cdot \frac{\partial^2 u_i^j(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = \frac{q}{g} \cdot [g \pm R(\ddot{\phi} + \ddot{\gamma})] \quad (2.8)$$

и уравнение для функций $V_j(x,t)$, определяющих абсолютное удлинение уравновешивающего каната

$$\frac{\tilde{q}}{g} \frac{\partial^2 V_i(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 V_i(x,t)}{\partial x^2} \tilde{E}F - \tilde{K}_0 \cdot F \frac{\partial^2 V_i(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = \frac{\tilde{q}}{g} [g \pm R(\ddot{\phi} + \ddot{\gamma})] \quad (2.9)$$

где \tilde{q}, q – силы веса единицы длины уравновешивающего и головного канатов, g – ускорение свободного падения, $\ddot{\phi}$ – угловое ускорение вала, $\ddot{\gamma}$ – угловое ускорение его упругого закручивания.

Граничными условиями к полученным уравнениям будут служить: при $x=l_0$ – уравнения пространственного движения грузов в проводниках армировки как твердых тел:

$$\begin{aligned} I_\eta \cdot \ddot{\psi}_\eta + \left[b \cdot \sum_1^n P_i(l_0, t) + H_\eta \right] \cdot \psi_\eta + \sum_1^n P_i(l_0, t) \cdot \zeta_i &= 0; \\ I_\zeta \cdot \ddot{\psi}_\zeta + \left[b \cdot \sum_1^n P_i(l_0, t) + H_\zeta \right] \cdot \psi_\zeta + \sum_1^n P_i(l_0, t) \cdot \eta_i &= 0; \\ \frac{Q}{g} \cdot \ddot{U}_c + \sum_1^n P_i(l_0, t) + \tilde{P}_i(l_0, t) &= \frac{Q}{g} \cdot (g \pm W); \\ U_i(l_0, t) &= U_c(t) + \zeta_i \cdot \psi_\eta - \eta_i \cdot \psi_\zeta^j, \end{aligned} \quad (2.9)$$

где Q – сила веса сосуда; U_c – перемещение центра масс сосуда вследствие упругости канатов; ψ_η, ψ_ζ – углы поворота грузов, соответственно, вокруг осей $c_j \eta_j$ и $c_j \zeta_j$; I_η, I_ζ – моменты инерции грузов относительно осей c_η и c_ζ ; H_η, H_ζ – коэффициенты, характеризующие упругость проводников или амортизаторов направляющих роликов при повороте сосудов на углы ψ_η, ψ_ζ ; ζ_i, η_i – координаты точек подвеса грузов в плоскости $c \eta \zeta$; n – число канатов.

На основании [17] граничные условия в точках схода и набегания при $x=l_j$ примем в следующем виде:

для поднимающейся ветви

$$U_i^{(2)}(l_2, t) = \int_c^t \left[\frac{\partial U_i^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \cdot i_2 + b_2 \cdot \frac{\partial U_i^{(2)}(l_2, t)}{\partial t} \right] dt, \quad (2.10)$$

для опускающейся

$$U_i^{(1)}(l_1, t) = a_2 \int_c^t \left[\frac{\partial U_i^{(2)}(l_2, t - \Delta t)}{\partial x} \cdot i_2 + b_2 \cdot \frac{\partial U_i^{(2)}(l_2, t - \Delta t)}{\partial t} \right] dt + \\ + a_1 \int_c^t \left[\frac{\partial U_i^{(1)}(l_1, t)}{\partial x} \cdot i_2 + b_1 \cdot \frac{\partial U_i^{(1)}(l_1, t)}{\partial t} \right] dt \quad (2.11)$$

где коэффициенты a_j, b_j выбираются в зависимости от выбора модели упругого проскальзывания канатов в точках схода и набегания на шкив, Δt – время прохода сечения каната через барабан.

Пренебрегая малыми добавками к скорости нити в точках схода и набегания, вызванными несовпадением скоростей точек нити и барабана, граничные условия (2.10) и (2.11) можно упростить и рассмотреть два предельных случая:

а) $b_1 = b_2 = a_2 = 0$, $a_1 = 1$ – наличие квазистатического переползания каната на барабане, при котором на дуге скольжения в окрестности точки схода в нем устанавливаются растяжения и деформации, имеющие место в отвесе опускающейся ветви.

б) $b_1 = b_2 = a_1 = 0$, $a_2 = 1$ – полное отсутствие проскальзывания нитей на барабане, что дает зависимость между функциями $U_i^{(1)}(l_1, t)$ и $U_i^{(2)}(l_2, t)$, когда в намотанной части каната на дуге охвата устанавливаются растяжения и деформации, имевшие место в момент набегания сечения на барабан. Это дает возможность исследовать максимально возможное влияние динамики поднимающейся ветви на опускающуюся через футеровку ведущего шкива.

На основании соотношений (2.6) граничные условия для функций $V_j(x, t)$ при $x = \tilde{l}_j$ запишутся в виде

$$\frac{\partial V_j(\tilde{l}_j, t)}{\partial x} \cdot \tilde{E}F + \tilde{K}_0 \cdot F \cdot \frac{\partial^2 V_j(\tilde{l}_j, t)}{\partial x \partial t} = 0. \quad (2.12)$$

В случае а) для получения полной системы уравнений, описывающих продольные колебания системы «шкив – головные канаты – сосуды – уравновешивающие канаты», к дифференциальным уравнениям (2.8), (2.9) необходимо добавить уравнение для определения угла упругого закручивания приводных устройств $\gamma(t)$ подъемной машины. На основании теоремы об изменении кинетического момента шкива получим

$$I_z \cdot \ddot{\gamma}(t) + \frac{GI_p}{l^*} \cdot \gamma(t) = -I_z \cdot \ddot{\varphi} + R \cdot \sum_{i=1}^n [P_i^{(1)}(l_1, t) - P_i^{(2)}(l_2, t)], \quad (2.13)$$

где I_z – момент инерции шкива относительно оси вращения; GI_p – жесткость вала при кручении; l^* – приведенная длина вала.

Учитывая, что для реальных установок момент инерции шкива I_z существенно мал, по сравнению с приведенными моментами других частей системы, дифференциальное уравнение (2.12) может быть упрощено и записано в виде

$$\begin{aligned} \gamma(t) = & D \cdot EF \cdot \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial U_i^{(1)}(l_1, t)}{\partial x} - \frac{\partial U_i^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \right] + \\ & + D \cdot K_0 \cdot F \cdot \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial^2 U_i^{(1)}(l_1, t)}{\partial x \partial t} - \frac{\partial^2 U_i^{(2)}(l_2, t)}{\partial x \partial t} \right], \end{aligned} \quad (2.14)$$

где

$$D = \frac{R \cdot l^*}{GI_p}. \quad (2.15)$$

Таким образом, задача определения динамических усилий в головных и уравнивающих канатах во время работы многоканатной подъемной установки свелась к решению системы $2n + 1$ дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа (2.8), (2.9), с учетом (2.13) либо (2.14) и граничными условиями (2.9), (2.10), (2.11), (2.12).

2.3 Интегро-дифференциальная модель динамики системы «шкив – канаты – сосуды» уравнивающей многоканатной подъемной установки в рабочих режимах движения

Для построения аналитического решения полученной в предыдущем разделе системы дифференциальных уравнений динамики системы «шкив – головные канаты – сосуды – уравнивающие канаты», перейдем к интегро-дифференциальной форме записи уравнений движения. Рассмотрим случай а) п. 2.2, соответствующий установлению динамических деформаций канатов на дуге скольжения в окрестности точки схода со шкива динамическим деформациям в отвесе опускающейся ветви с учетом пространственных колебаний подъемных сосудов в армировке ствола в пределах кинематических зазоров. Для остальных случаев преобразования проводятся аналогично.

На основании вышесказанного, граничные условия (2.10), (2.11) примут вид

$$U_i^j(l_j, t) = \int_0^t \frac{\partial U_i^j(l_j, t)}{dx} \cdot i_j dt. \quad (2.16)$$

Для перехода к интегро-дифференциальной форме записи выберем функции влияния для уравнений (2.8), (2.9) в следующем виде

$$K(x, s, l_j) = \begin{cases} \frac{x - l_j}{EF}, l_j \leq x < s \leq l_0; \\ \frac{s - l_j}{EF}, l_j \leq s < x \leq l_0. \end{cases} \quad (2.17)$$

$$\tilde{K}(x, s, l_0) = \begin{cases} \frac{x - l_j}{EF}, l_j \leq x < s \leq \tilde{l}_0; \\ \frac{s - l_j}{EF}, l_j \leq s < x \leq \tilde{l}_0. \end{cases} \quad (2.18)$$

Выполняя необходимые преобразования, получим

$$\begin{aligned} U_i^j(x, t) + \frac{K_0}{E} \cdot \frac{\partial U_i^j(x, t)}{\partial t} = & - \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l) \cdot \frac{q}{g} \cdot \frac{\partial^2 U_i^j(s, t)}{\partial t^2} ds + \\ & + (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l) \cdot \frac{q}{g} ds + U_i^j(l_j, t) + \frac{K_0}{E} \cdot \frac{\partial U_i^j(l_j, t)}{\partial t} + \\ & + (x - l_j) \cdot \left[\frac{\partial U_i^j(l_0, t)}{\partial x} + \frac{K_0}{E} \cdot \frac{\partial^2 U_i^j(l_0, t)}{\partial t \partial x} \right]; \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} V_j(x, t) + \frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} \cdot \frac{\partial V_j(x, t)}{\partial t} = & - \int_{\tilde{l}_0}^{\tilde{l}_j} K(x, s, l_0) \cdot \frac{\tilde{q}}{g} \cdot \frac{\partial^2 V_j(s, t)}{\partial t^2} ds + \\ & + (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \int_{\tilde{l}_0}^{\tilde{l}_j} \tilde{K}(x, s, l) \cdot \frac{\tilde{q}}{g} ds + V_j(l_0, t) + \frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} \cdot \frac{\partial V_j(l_0, t)}{\partial t} + \\ & + (x - l_{0j}) \cdot \left[\frac{\partial V_j(\tilde{l}_j, t)}{\partial x} + \frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} \cdot \frac{\partial^2 V_j(\tilde{l}_j, t)}{\partial t \partial x} \right]. \end{aligned} \quad (2.20)$$

На основании принятого условия об отсутствии проскальзывания канатов на ободе шкива можно записать

$$\left[\frac{\partial X_i^j(x,t)}{\partial t} \right]_{x=l_j} = \mp V_c(t). \quad (2.21)$$

Откуда, используя (2.16), получим

$$\frac{\partial U_i^j(l_j,t)}{\partial t} = 0. \quad (2.22)$$

Зависимость (2.22) выражает собой условие равенства нулю относительной скорости нитей в точках схода и набегания на барабан.

Исключение из (2.19) граничных значений функций в точках крепления канатов к сосудам при $x = l_0$ выполняется на основании процедуры, описанной в работе [28]. После необходимых преобразований, получим выражение для определения искомым величин

$$\begin{aligned} P_i^j(l_0,t) = & \frac{Q}{g} \cdot \sum_{v=1}^n (g \pm R \cdot \ddot{\varphi} - \frac{\partial^2 U_v^i(l_0,t)}{\partial t^2}) \cdot \tilde{A}_i^v + \\ & + \tilde{E}F \cdot \frac{\partial UV_j(l_0,t)}{\partial x} + \tilde{K}_0 \cdot F \cdot \frac{\partial V_j(l_0,t)}{\partial t \partial x} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v + \\ & + \psi_\eta^j(t) \frac{Q_j \cdot H_\eta^j}{g \cdot I_\eta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \zeta_v + \psi_\zeta^j(t) \frac{Q_j \cdot H_\zeta^j}{g \cdot I_\zeta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \eta_v, \end{aligned} \quad (2.23)$$

где $P_j^i(l_0,t)$ определяются из соотношений (2.5), (2.6), коэффициенты \tilde{A}_i^v определяются через комбинации параметров установки согласно работе [28]. На основании проведенных там рассуждений, матрицу коэффициентов \tilde{A}_i^v целесообразно выбрать в виде

$$\begin{array}{cccccc} \tilde{A}_1^1 & \tilde{A}_2^1 & \tilde{A}_3^1 & 0 & \dots & 0 \\ \tilde{A}_1^2 & \tilde{A}_2^2 & \tilde{A}_3^2 & 0 & \dots & 0 \\ \tilde{A}_1^3 & \tilde{A}_2^3 & \tilde{A}_3^3 & 0 & \dots & 0 \\ \tilde{A}_1^4 & \tilde{A}_2^4 & 0 & \tilde{A}_3^4 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \tilde{A}_1^n & \tilde{A}_2^n & 0 & 0 & \dots & \tilde{A}_3^n \end{array} \quad (2.24)$$

Это обеспечит взаимосвязь и однозначность решений полученной системы интегро-дифференциальных уравнений. В результате получим

$$\begin{aligned}
U_i^j(x,t) + \frac{K_0}{E} \cdot \frac{\partial U_i^j(x,t)}{\partial t} = & - \int_j^0 K(x,s,l_j) \cdot \frac{q}{g} \cdot \frac{\partial^2 U_i^j(s,t)}{\partial t^2} ds + \\
& + \int_0^l \frac{\partial U_i^j(l_j,t)}{\partial x} \cdot i_j dt + (g \pm R \cdot \ddot{\phi}) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x,s,l_j) \cdot \frac{q}{g} ds + U_i^j(l_j,t) + \\
& + \frac{(x-l_j)}{EF} \cdot \frac{Q}{g} \cdot \sum_{v=1}^n (g \pm R \cdot \ddot{\phi}) - \frac{\partial^2 U_v^j(l_0,t)}{\partial t^2} \cdot \tilde{A}_i^v + \\
& + \frac{(x-l_j)}{EF} \cdot \left(\frac{\partial V_j(l_0,t)}{\partial x} \cdot \tilde{E}F + \tilde{K}_0 \cdot F \cdot \frac{\partial^2 V_j(l_0,t)}{\partial t \partial x} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v + \frac{(x-l_j)}{EF} \right) + \\
& + \psi_\eta^j(t) \cdot \frac{Q_j \cdot H_\eta^j}{g \cdot I_\eta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \zeta_v + \frac{(x-l_j)}{EF} \cdot \psi_\zeta^j(t) \cdot \frac{Q_j \cdot H_\zeta^j}{g \cdot I_\zeta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \eta_v,
\end{aligned} \tag{2.25}$$

$$\begin{aligned}
V_j(x,t) + \frac{K_0}{\tilde{E}} \cdot \frac{\partial V_j(x,t)}{\partial t} = & - \int_{l_0}^{\tilde{l}_j} K(x,s,l_0) \cdot \frac{\tilde{q}}{g} \cdot \frac{\partial^2 V_j(s,t)}{\partial t^2} + \\
& + (g \pm R \cdot \ddot{\phi}) \cdot \int_{l_0}^{\tilde{l}_j} \tilde{K}(x,s,l_0) \cdot \frac{\tilde{q}}{g} ds + V_i^j(l_0,t) + \frac{\tilde{K}_0}{E} \cdot \frac{\partial V_j(l_0,t)}{\partial t}
\end{aligned} \tag{2.26}$$

Таким образом, в общем случае задача определения динамических усилий в упруго-вязких нитях (канатах) многоканатной подъемной установки при взаимодействии грузов с проводниками свелась к решению системы $2n+1$ интегро-дифференциальных уравнений типа Фредгольма второго рода с переменными во времени ядрами и пределами интегрирования.

Учитывая, что в реальных установках при существующих скоростях подъема длина канатов $l_j(t)$ меняется незначительно за один период колебаний, введем «медленное время» τ , соотношением

$$v = \varepsilon \cdot t \tag{2.27}$$

где ε – малый параметр. За малый параметр для задач динамики одномерных объектов переменной длины может быть выбрана величина, пропорциональная отношению скорости подъема к скорости распространения упругой волны в канате.

На основании (2.27) можно записать, что

$$\frac{dl_j}{dt} = \varepsilon \cdot \frac{dl_j}{d\tau} = \varepsilon \cdot l'_{j\tau}. \tag{2.28}$$

Кроме того, считая, что рассеивание энергии представляет собой малую величину порядка ε , запишем

$$\frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} = \varepsilon \cdot \tilde{\mu}; \quad \frac{K_0}{E} = \varepsilon \cdot \mu = \bar{\mu}. \quad (2.29)$$

Для исключения из уравнений (2.26) граничных значений функций при $x = l_j$ введем новые функции W_i^j следующим образом:

$$U_i^j(x, t) = W_i^j(x, t) + \int_0^t \frac{\partial U_i^j(l_j, t)}{\partial x} \cdot i_j dt. \quad (2.30)$$

Очевидно, что

$$\frac{\partial U_i^j(x, t)}{\partial x} = \frac{\partial W_i^j(l_j, t)}{\partial x}; \quad \frac{\partial^2 U_i^j(l_j, t)}{\partial x \partial t} = \frac{\partial^2 W_i^j(l_j, t)}{\partial x \partial t} \quad (2.31)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_i^j(x, t)}{\partial t} &= \frac{\partial W_i^j(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial W_i^j(l_j, t)}{\partial x} \cdot i_j; \\ \frac{\partial^2 U_i^j(x, t)}{\partial t^2} &= \frac{\partial^2 W_i^j(x, t)}{\partial t^2} + \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial W_i^j(l_j, t)}{\partial x} \cdot i_j \right], \end{aligned} \quad (2.32)$$

где функции $U_i^j(x, t)$ определяются через W_i^j соотношением

$$U_i^j(x, t) = W_i^j(x, t) + \int_0^t \frac{\partial W_i^j(l_j, t)}{\partial x} \cdot i_j dt. \quad (2.33)$$

Очевидно, что вследствие (2.30) функции W_i^j удовлетворяют нулевым граничным условиям при $x = l_j$.

Члены, содержащие искомые функции при $x = l_0$ исключаются путем введения весовых функций вида

$$\begin{aligned} \rho_{iv}^j(x) &= \frac{q}{g} \cdot \delta_i^j + \frac{Q_j \cdot \tilde{A}_i^v \cdot \delta(x - l_0)}{g}; \\ \bar{\rho}_i(x) &= \sum_{v=1}^n \rho_{iv}^j(x); \\ \rho^j(x) &= \tilde{E}F \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \delta \cdot (x - l_0), \end{aligned} \quad (2.34)$$

где δ_i^v – символ Кронекера, $\delta(x - l_0)$ – дельта-функция Дирака.

Подставляя (2.30), (2.34) в (2.25) с учетом (2.28), (2.29), запишем

$$\begin{aligned}
W_i^j(x, t) + \varepsilon \cdot \mu \cdot \frac{W_i^j(x, t)}{\partial t} = & - \sum_{v=1}^n \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) \cdot \frac{\partial^2 W_v^j(s, t)}{\partial t^2} ds - \\
- \varepsilon \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial^2 W_i^j(s, t)}{\partial t^2} \cdot i'_{j\tau} \right] \cdot \int_{l_j}^{l_0} & K(x, s, l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) ds + \\
+ (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho_i^j(s) ds - \varepsilon^2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial W_i^j(l_j, t)}{\partial x} \cdot i_{j\tau} + & \quad (2.35) \\
+ \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho^j(s) ds \left[\frac{\partial V^j(s, t)}{\partial s} + \varepsilon \cdot \tilde{\mu} \cdot \frac{\partial^2 V^j(s, t)}{\partial s \partial t} \right] ds + \\
+ \frac{(x - l_j)}{EF} \cdot \left(\frac{Q_j \cdot H_\eta^j}{g \cdot I_\eta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \psi_\eta^j(t) + \frac{Q_j \cdot H_\xi^j}{g \cdot I_\xi^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \psi_\xi^j(t) \right),
\end{aligned}$$

Система уравнений (2.25), (2.26) представляет собой обобщенную математическую модель совместной динамики упругих звеньев ШПУ, а именно механической системы «шквив – пакет головных канатов – сосуды – направляющие устройства сосуда – проводники армировки – уравновешивающие канаты», с учетом влияния переменности длины канатов во время рабочего цикла подъема/спуска сосудов. Решение полученных уравнений позволяет найти закон вертикального движения сосуда как суперпозицию невозмущенного движения по диаграмме окружной скорости вращения шкива и возмущенного движения в виде связанных колебаний в вертикальной и горизонтальных плоскостях по шести степеням свободы. Она обобщает в себе несколько технически разных задач, а именно:

1. При исследовании влияния упругости направляющих устройств подъемных сосудов на вертикальную динамику неуравновешенной установки, в коэффициентах уравнений (4.34) следует положить равными нулю параметры уравновешивающего каната \tilde{F} и \tilde{K} . Следует иметь в виду, что в настоящее время уже существуют многоканатные подъемные установки с многообхватными шкивами, через которые перематываются «бегущие витки трения». Такие установки имеют большую тяговую способность и не нуждаются в подвеске под сосудами дополнительных уравновешивающих канатов [68].

$$\begin{aligned}
W_i^j(x,t) + \varepsilon \cdot \mu \cdot \frac{W_i^j(x,t)}{\partial t} = & - \sum_{v=1}^n \int_{l_j}^{l_0} K(x,s,l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) \cdot \frac{\partial^2 W_v^j(s,t)}{\partial t^2} ds - \\
- \varepsilon \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial^2 W_i^j(s,t)}{\partial t^2} \cdot i'_{j\tau} \right] \cdot \int_{l_j}^{l_0} & K(x,s,l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) ds + \\
+ (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x,s,l_j) \cdot \rho_i(s) ds + \frac{(x-l_j)}{EF} \cdot \left(\frac{Q_j \cdot H_\eta^j}{g \cdot I_\eta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \psi_\eta^j(t) \cdot \zeta_v + \right. & \\
+ \frac{Q_j \cdot H_\zeta^j}{g \cdot I_\zeta^j} \cdot \sum_{v=1}^n \tilde{A}_i^v \cdot \psi_\zeta^j(t) \cdot \eta_v + O(\varepsilon), & \tag{2.36}
\end{aligned}$$

где в $O(\varepsilon)$ входят члены порядка малости выше ε .

Функции $\psi_\zeta^j(t)$, $\psi_\eta^j(t)$ можно заменить их выражениями через U_i^j из граничных условий (2.18) с учетом (2.27).

2. Для случая взаимодействия сосудов с проводниками жесткой армировки безударном режиме, или для движения сосудов по канатным проводникам коэффициенты горизонтальной жесткости направляющих очень малы, по сравнению с коэффициентами продольной жесткости канатов. Для исследования совместной динамики головных и хвостовых канатов с учетом пространственных колебаний сосудов в армировке следует рассмотреть систему уравнений (2.35), (2.36) при равенстве нулю коэффициентов жесткости направляющих $H_\eta = H_\varepsilon = 0$.

Тогда уравнения (2.35) запишутся в виде

$$\begin{aligned}
W_i^j(x,t) + \varepsilon \cdot \mu \cdot \frac{W_i^j(x,t)}{\partial t} = & - \sum_{v=1}^n \int_{l_j}^{l_0} K(x,s,l_j) \cdot \rho_{iv}(s) \cdot \frac{\partial^2 W_v^j(s,t)}{\partial t^2} ds - \\
- \varepsilon \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial^2 W_i^j(s,t)}{\partial t^2} \cdot i'_{j\tau} \right] \cdot \int_{l_j}^{l_0} & K(x,s,l_j) \cdot \rho_{iv}(s) ds + \\
+ (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x,s,l_j) \cdot \bar{\rho}_i^j(s) ds + O(\varepsilon), & \tag{2.37}
\end{aligned}$$

3. Для исследования взаимовлияния динамики поднимающейся и опускающейся ветвей через упругие приводные устройства в уравнениях (4.36) следует вместо выражения

$$g \pm V_c = g \pm R \cdot \ddot{\varphi} \tag{2.38}$$

взять значение V_c из (4.4) где величина угла упругого закручивания приводных

устройств определяется через производные функции $U_i^j(x, t)$ в виде (2.14).

Тогда, с учетом (2.31), уравнения движения канатов установки будут иметь вид

$$\begin{aligned}
W_i^j(x, t) + \varepsilon \cdot \mu \cdot \frac{\partial W_i^j(x, t)}{\partial t} = & - \sum_{v=1}^n \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) \cdot \frac{\partial^2 W_v^j(s, t)}{\partial t^2} ds - \\
- \varepsilon \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial^2 W_i^j(s, t)}{\partial t^2} \cdot i'_{j\tau} \right] \cdot \int_{l_j}^{l_0} & K(x, s, l_j) \cdot \rho_{iv}(s) ds + \\
+ (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \bar{\rho}_i^j(s) ds \pm R \cdot D \cdot EF \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d^2}{dt^2} \cdot \left(\frac{\partial W_v^{(1)}(l_1, t)}{\partial x} - \right. & \quad (2.39) \\
- \frac{\partial W_v^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \Big) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho_i(s) ds \pm \varepsilon \cdot \mu \cdot R \cdot D \cdot EF \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d^2}{dt^2} \cdot \left(\frac{\partial W_v^{(1)}(l_1, t)}{\partial x} - \right. \\
- \frac{\partial W_v^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \Big) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho_i(s) ds, &
\end{aligned}$$

4. Для исследования влияния динамики поднимающейся ветви на опускающуюся через канатоведущий шкив при абсолютно жестком приводе и полном отсутствии проскальзывания канатов по ободу барабана, необходимо для граничных условий при $x = l_0$ взять вместо выражения (2.16) соотношения, определяемые случаем б) п. 2.2 в виде

$$U_i^j(l_j, t) = \int_0^t \frac{\partial U^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \cdot i_2 dt. \quad (2.40)$$

После подстановки (2.34) в (2.19) с учетом (2.23) для свободных концевых грузов получим уравнения движения канатов поднимающейся и опускающейся ветвей

$$\begin{aligned}
W_i^j(x, t) + \varepsilon \cdot \mu \cdot \frac{\partial W_i^j(x, t)}{\partial t} = & - \sum_{v=1}^n \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) \cdot \frac{\partial^2 W_v^j(s, t)}{\partial t^2} ds - \\
- \varepsilon \cdot \sum_{v=1}^n \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial^2 W_i^j(s, t)}{\partial t^2} \cdot i'_{j\tau} \right] \cdot \int_{l_j}^{l_0} & K(x, s, l_j) \cdot \rho_{iv}^j(s) ds + \\
+ (g \pm R \cdot \ddot{\varphi}) \cdot \int_{l_j}^{l_0} K(x, s, l_j) \cdot \bar{\rho}_i^j(s) ds, & \quad (2.41)
\end{aligned}$$

где функции W_i^j введены аналогично (2.30) соотношениями

$$U_i^j(x, t) = W_i^j(x, t) + \int_0^t \frac{\partial U^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \cdot i_2 dt. \quad (2.42)$$

После обратного перехода, функции $U_i^j(x, t)$ определяются, как

$$U_i^j(x, t) = W_i^j(x, t) + \int_0^t \frac{\partial W_i^{(2)}(l_2, t)}{\partial x} \cdot i_2 dt. \quad (2.43)$$

Исследование поведения систем «шкив – канаты – сосуды» ШПУ для описанных выше случаев свелась к построению решения системы $2n$ интегро-дифференциальных уравнений вида (2.36), (2.37), (2.39), (2.41) и системы $2n+1$ уравнений при наличии уравновешивающего каната, с учетом его упругих свойств, (2.26), (2.35), имеющих переменные во времени ядра и пределы интегрирования, зависящие от малого параметра ε .

После построения решения указанных уравнений функции $U_i^j(x, t)$ определяются путем обратного перехода соотношениями (2.33), (2.43), а усилия в i -ом головном и уравновешивающем канате находятся на основании (2.5) и (2.6).

Решения этой системы дает возможность определить динамические усилия в каждом канате многоканатной подъемной установки в рабочих и аварийных режимах движения при различных условиях взаимовлияния динамики поднимающейся и опускающейся ветвей через канатоведущие устройства ШПМ.

2.4 Построение общего решения интегро-дифференциальных уравнений вертикальных колебаний системы «канаты – сосуды» уравновешенной подъемной установки

Рабочие диаграммы скорости большинства клетевых подъемов характеризуются значительной неравномерностью изменения вертикальной скорости движения сосудов по глубине ствола. На рисунке 2.8. приведена диаграмма скорости вращения барабана машины подъемной клетевой установки при спуске контрвеса, полученную в результате аппаратурных измерений в условиях одного из рудоподъемных стволов Украины.

На рис. 2.9 приведена диаграмма окружного ускорения барабана этой же подъемной машины, полученная путем численного дифференцирования графика окружной скорости на рис. 2.8.

Из диаграммы на рис. 2.8 видно, что при максимальной скорости движения 6 м/с за один цикл спуска или подъема происходит 7 раз ее снижение до 1 м/с на коротких участках ствола и возрастание до максимального значения 6 м/с. Это вызвано требованиями Правил безопасности по снижению скорости клетей при их прохождении мимо рабочих горизонтов без принятия дополни-

тельных мер безопасности. Такое положение на многих стволах приводит к снижению производительности подъемов и созданию дополнительных динамических нагрузок на армировку.

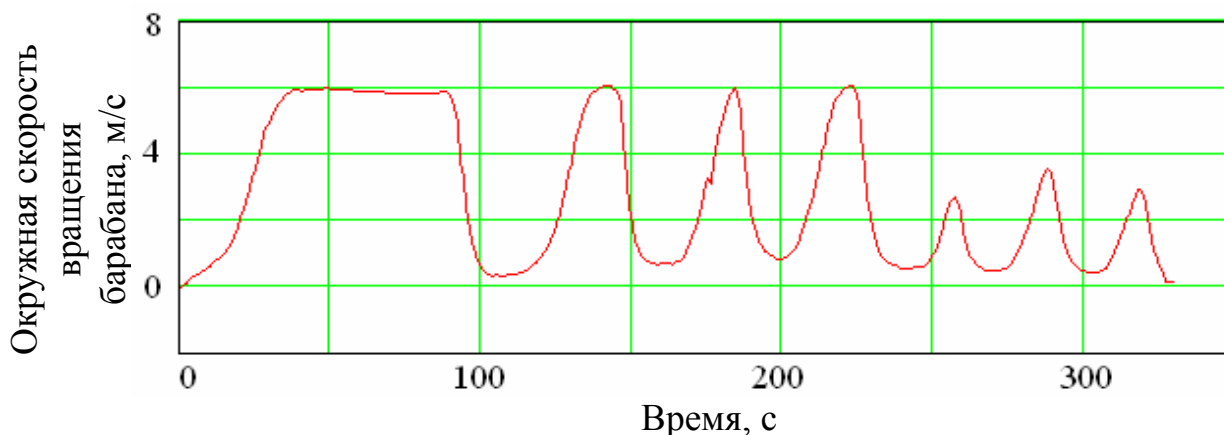


Рис. 2.8. Диаграмма окружной скорости вращения барабана подъемной машины при спуске контрвеса клетки

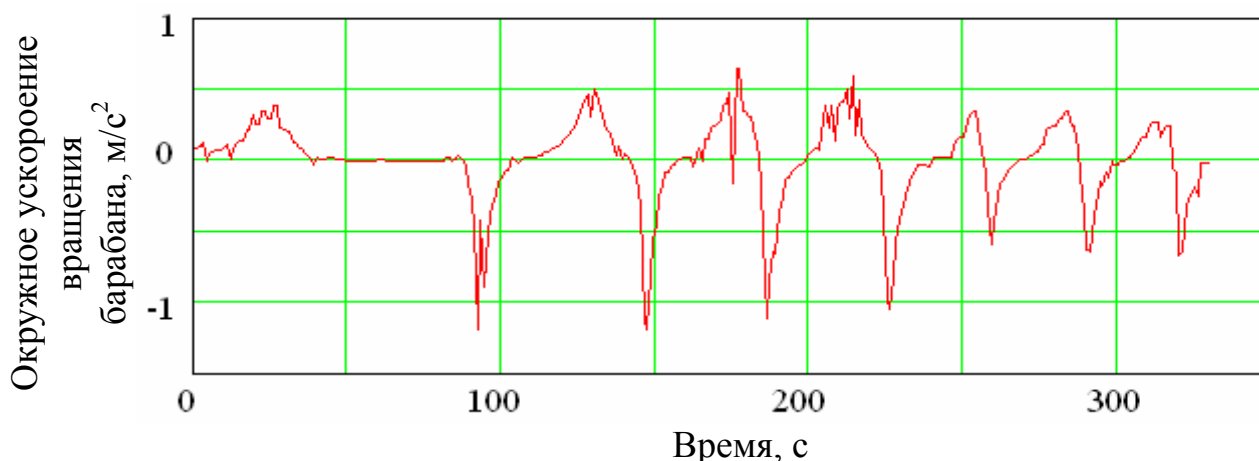


Рис. 2.9. Диаграмма окружного ускорения барабана подъемной машины

Из анализа графика понятно, что в точках изгиба диаграммы скорости появляется ускорение или замедление движения сосуда, которое неизбежно приводит к кратковременному упругому растяжению каната и появлению дополнительных вертикальных колебаний сосуда. На рисунке 2.9 приведен график окружного ускорения барабана подъемной машины, полученный путем численного дифференцирования осциллограммы окружной скорости. Видно, что в данной подъемной установке максимальные окружные ускорения барабана достигают 1,2 – 1,3 м/с². Соответствующие значения рывков передаются и на верхние концы головных канатов установки.

Последствиями таких рывков могут быть два типа аварийных ситуаций. Во-первых, из-за ослабления каната выше определенной величины может осуществиться ошибочное срабатывание системы защиты установки от обрыва каната находящимся в клетке парашютным устройством и на полной скорости

произойти ее зависание на тормозных канатах в стволе. В результате этого произойдет резкое торможение клетки и динамический удар по тормозным канатам, головному канату и подъемной машине. При наличии людей в клетке такое резкое замедление может привести к их падениям и травмам.

Во-вторых, систематически возникающие в одних и тех же точках ствола вертикальные колебания сосуда на канате могут вызывать параметрическое возбуждение его горизонтальных колебаний и повышенные динамические нагрузки на жесткую армировку или сверхнормативные упругие деформации гибких проводников.

Колебания сосуда в проводниках по степеням свободы, соответствующим поворотам относительно его лобовой и боковой осей инерции, описываются системой (2.8).

В реальных подъемных установках с достаточной степенью точности выполняется неравенство:

$$U_c(t) \gg \zeta_i \cdot \Psi_\eta - \eta_i \cdot \Psi_\zeta. \quad (2.44)$$

Это говорит о том, что при исследовании описанного процесса можно считать, что динамические усилия в канатах равны между собой и не зависят от координаты точек крепления в плоскости подвеса. То есть

$$\begin{aligned} U(l_0, t) &= U_i(l_0, t) = U_j(l_0, t) = U_c(t); \\ V(l_0, t) &= V_i(l_0, t) = V_j(l_0, t) = U_c(t); \\ P_i = P_j &= -\frac{Q}{n \cdot g} + \frac{Q_{cm}}{n}. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Подставив (2.44), (2.45) в (2.8) получим

$$\begin{aligned} I_\eta \ddot{\psi}_\eta + \left(H_\eta + bQ_{cm} - b\frac{Q}{g}\ddot{U}_c \right) \psi_\eta - \frac{Q}{g}\ddot{U}_c \sum_1^n \zeta_i &= 0; \\ I_\zeta \ddot{\psi}_\zeta + \left(H_\zeta + bQ_{cm} - b\frac{Q}{g}\ddot{U}_c \right) \psi_\zeta + \frac{Q}{g}\ddot{U}_c \sum_1^n \eta_i &= 0. \end{aligned} \quad (2.46)$$

В частном случае, который имеет наибольшее распространение в практике подъема, применяется четное число головных канатов, закрепленных на сосуде симметрично относительно его вертикальной оси. Для такого случая последние слагаемые в левых частях уравнений (2.46) обращаются в ноль.

Для определения аналитических выражений, определяющих динамические усилия $P_i(l_0, t)$ или вертикальные ускорения центра масс сосуда $\ddot{U}_c(t)$ надо решить самостоятельную задачу о вертикальных колебаниях системы «головной канат – сосуд – уравнивающий канат» с учетом ускоренного (замедленного) вращения барабана подъемной машины на базе системы уравнений (2.46), (2.35) с учетом упрощений (2.5), которые исключают обратное влияние

горизонтальных колебаний сосуда в армировке на его вертикальные колебания за счет упругости канатов.

Введем вместо двух ядер (2.17), (2.16) одно обобщенное ядро

$$K(x, s, l) = \frac{1}{\tilde{E}\tilde{F}} [s - l - (s - x)\sigma_0(s - x)], \quad (2.47)$$

где $\sigma_0(z)$ – функция Хэвисайда

$$\sigma_0(z) = \begin{cases} 0, & z < 0 \\ 1, & z > 0 \end{cases} \quad (2.48)$$

Введение такого ядра дает возможность объединить два уравнения (2.26), (2.35) в одно, описывающее вертикальные колебания системы «головной канат – сосуд – уравновешивающий канат»

$$\begin{aligned} \bar{W}_j(x, t) + \frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} \frac{\partial \bar{W}_j(x, t)}{\partial t} = & - \int_{l_j}^{\tilde{l}_j} K(x, s, l_j) \rho(s) \frac{\partial^2 \bar{W}_j(s, t)}{\partial t^2} ds + \\ & + (g \pm R\ddot{\varphi}) \int_{l_j}^{\tilde{l}_j} K(x, s, l_j) \rho(s) ds + \int_0^t \frac{\partial \bar{W}_j(l_j, t)}{\partial x} \dot{l}_j dt, \end{aligned} \quad (2.49)$$

($j = 1, 2$).

Для исключения из уравнений граничных значений функций $\bar{W}(l, t)$ введем новые функции $W(l, t)$ следующим образом

$$\bar{W}_j(x, t) = W_j(x, t) + \int_0^t \frac{\partial \bar{W}_j(l_j, t)}{\partial x} \dot{l}_j dt. \quad (2.50)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{W}_j(x, t)}{\partial x} &= \frac{\partial W_j(x, t)}{\partial x}; & \frac{\partial^2 \bar{W}_j(x, t)}{\partial x \partial t} &= \frac{\partial^2 W_j(x, t)}{\partial x \partial t}; \\ \frac{\partial \bar{W}_j(x, t)}{\partial t} &= \frac{\partial W_j(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial W_j(l_j, t)}{\partial x} \dot{l}_j; & & \\ \frac{\partial^2 \bar{W}_j(x, t)}{\partial t^2} &= \frac{\partial^2 W_j(x, t)}{\partial t^2} + \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial W_j(l_j, t)}{\partial x} \dot{l}_j \right]. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Обратный переход осуществляется соотношением

$$\overline{W}_j(x, t) = W_j(x, t) + \int_0^t \frac{\partial W_j(l_j, t)}{\partial x} \dot{l}_j dt. \quad (2.52)$$

Введем безразмерное «медленное» время τ соотношением

$$\tau = \varepsilon \cdot t, \quad (2.53)$$

где ε – малый параметр, пропорциональный отношению скорости подъема к скорости продольной волны в канате. Учтем, что рассеивание энергии в канате есть величина малая, пропорциональная ε . Это значит, что

$$\frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} = \varepsilon \cdot \mu, \quad (2.54)$$

где μ – безразмерный коэффициент диссипации.

Кроме того

$$\frac{d l_j}{dt} = \varepsilon \frac{d l_j}{d \tau} = \varepsilon l'_{\tau}. \quad (2.55)$$

Тогда уравнения (2.49) с учетом (2.49) – (2.55) примут вид разложения слагаемых по степеням малого параметра ε .

$$\begin{aligned} W_j(x, t) + \varepsilon \mu \frac{\partial W_j(x, t)}{\partial t} = & - \int_{l_j}^{\tilde{l}_j} K(x, s, l_j) \rho(s) \frac{\partial^2 W_j(s, t)}{\partial t^2} ds + \\ & + \varepsilon \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial W_j(l_j, t)}{\partial x} \dot{l}_{j\tau} \right] \int_{l_j}^{\tilde{l}_j} K(x, s, l_j) \rho(s) ds + \\ & + (g \pm R\ddot{\varphi}) \int_{l_j}^{\tilde{l}_j} K(x, s, l_j) \rho(s) ds + O(\varepsilon), \end{aligned} \quad (2.56)$$

где в $O(\varepsilon)$ входят члены порядка малости выше ε .

Уравнение (2.56) относится к классу уравнений типа Фредгольма 2-го рода с переменными во времени ядрами и пределами интегрирования. Для построения его обобщенного решения вначале построим частное решение однородного уравнения, соответствующего (2.56) при $\varepsilon=0$.

$$W(x, t) = - \int_l^{\tilde{l}} K(x, s, l) \rho(s) \frac{\partial^2 W(s, t)}{\partial t^2} ds.$$

Используя метод разделения переменных, выберем решение в форме

$$W(x, t) = X(x, l) \cos pt.$$

Применяя операционный метод с использованием преобразования Карсона – Лапласа найдем собственные формы однородного уравнения

$$X(x, l) = \frac{c}{p} \sin \frac{p}{c} (x - l) - \frac{Q}{q} \sin \frac{p}{c} (l_0 - l) \sin \frac{p}{c} (x - l_j) \sigma_0(x - l_0), \quad (2.57)$$

где $c = \sqrt{\frac{\tilde{E}\tilde{F}g}{\tilde{q}}}$.

Из граничных условий найдем характеристическое уравнение для определения собственных чисел p . Именно это уравнение было использовано в п. 2.1 для экспериментальной проверки корректности выбранной модели.

$$\cos \frac{p}{c} l_0 - \frac{pQ}{c\tilde{q}} \sin \frac{p}{c} (l_0 - l) \cos \frac{p}{c} l = 0. \quad (2.58)$$

Его решение строится численным методом и определяет бесконечный спектр циклических частот p_j , ($j = 1, \dots, \infty$), соответствующих бесконечному спектру собственных форм $X_j(x, l)$. Спектр собственных частот колебаний системы определяется выражением

$$\lambda_j = \frac{p_j}{2\pi}. \quad (2.59)$$

Графики зависимости первых 4-х частот колебаний от положения сосуда в стволе были показаны на рис. 2.6. п.2.1.

Общее решение уравнения (2.56) построим пользуясь методом асимптотического разложения однородного уравнения, соответствующего (2.56), по найденным выше собственным функциям $X_j(x, l)$ в модифицированной форме Боголюбова – Митропольского [17].

Решение ищем в форме

$$W(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} X_m(x, l) [\alpha_m \cos \theta_m + \varepsilon u_m(\alpha, \theta, r) + \varepsilon^2 \dots], \quad (2.60)$$

где α_m, θ_m определяются из уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\alpha_m}{dt} &= \varepsilon A_m(\alpha, \theta, r) + \varepsilon^2 \dots \\ \frac{d\theta_m}{dt} &= P_m + \varepsilon B_m(\alpha, \theta, r) + \varepsilon^2 \dots \end{aligned} \right\}, \quad (2.61)$$

где A_m, B_m – функции, подлежащие определению в соответствии с процедурой метода.

Функции $u_n(\alpha, \theta, r)$ представим в виде ряда

$$u_n(\alpha, \theta, r) = \sum_{m=1}^{\infty} [g_{mn} \sin \theta_m + h_{mn} \cos \theta_m]. \quad (2.62)$$

Подставляя представленные разложения в однородное уравнение, соответствующее (2.56) согласно общей процедуре используемого метода получим уравнения для определения амплитуды α_m, θ_m колебаний

$$\begin{aligned} \frac{da_m}{dt} &= -\frac{a_m}{2} \left[\frac{1}{p_m} \frac{dp_m}{dt} + 2i \frac{L_m^m}{N_m} + i \frac{M_m^m}{N_m} + \mu p_m^2 \right], \\ \frac{d\theta_m}{dt} &= p_m, \end{aligned} \quad (2.63)$$

где

$$\begin{aligned} N_m &= \int_l^{\tilde{l}} X_m^2(s, l) \rho(s) ds; \\ L_m^m &= \int_l^{\tilde{l}} X_m(s, l) \frac{\partial X_m(s, l)}{\partial l} \rho(s) ds; \\ M_m^m &= \int_l^{\tilde{l}} X_m(s, l) \frac{\partial X_m(s, l)}{\partial l} \rho(s) ds. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Коэффициенты g_{mn}, h_{mn} в имеют вид

$$g_{mn} = \frac{a_n p_n [2 L_m^n + l'_\tau M_m^n]}{(p_m^2 - p_n^2) N_m}, \quad h_{mn} = 0.$$

После интегрирования имеем

$$\begin{aligned}
a_m &= a_m^0 \exp\left(-\frac{\mu}{2} \int_{l^0}^l \frac{p_m^2}{l^0} dl\right) \cdot \sqrt{\frac{p_m(l^0)}{p_m(l)}} \cdot \exp \int_{l^0}^l \frac{2L_m^m + M_m^m}{2N_m} dl; \\
\theta_m &= \int_{l^0}^l \frac{p_m^2}{l^0} dl.
\end{aligned} \tag{2.65}$$

Тогда общее решение неоднородных уравнений (2.56) имеет вид

$$\begin{aligned}
W(x, t) &= \sum_{m=1}^{\infty} X_m(x, l) \cdot [a_m^0 \cdot \exp\left(-\int_{l^0}^l \frac{p_m^2}{l^0} dl\right) \cdot \sqrt{\frac{p_m(l^0)}{p_m(l)}} \times \\
&\times \exp \int_{l^0}^l \frac{2L_m^m + M_m^m}{2N_m} dl \cdot \cos \theta_m + \varepsilon \sum_{m=1}^{\infty} \frac{a_n \cdot p_n [2L_m^m + l'_\tau M_m^m]}{(p_m^2 + p_n^2) \cdot N_m} \times \\
&\times \sin \theta_m] + (g \pm R \cdot \ddot{\Psi}) \cdot \int_{l^0}^l K(x, s, l) \cdot \rho(s) ds.
\end{aligned} \tag{2.67}$$

На основании полученного решения значения функции U_c , входящие в уравнения горизонтальных колебаний сосуда при взаимодействии с армировкой, определяются в виде

$$U_c(t) = \bar{W}(l_0, t) = W(l_0, t) + \int_0^t \frac{\partial W(l, t)}{\partial x} \dot{l} dt. \tag{2.68}$$

Из третьего уравнения системы (2.9) с учетом (2.45) выразим значение \ddot{U}_c

$$\ddot{U}_c = \frac{Q + nP(l_0, t)}{Q} \cdot g. \tag{2.69}$$

Подставим (2.69) в (2.9)

$$\begin{aligned}
I_\eta \ddot{\Psi}_\eta + \left[H_\eta + bQ_{cm} - b \cdot Q_{cm} \cdot \frac{Q + nP(l_0, t)}{Q} \right] \Psi_\eta &= -Q_{cm} \cdot \sum_{i=1}^n \zeta_i; \\
I_\xi \ddot{\Psi}_\xi + \left[H_\xi + bQ_{cm} - b \cdot Q_{cm} \cdot \frac{Q + nP(l_0, t)}{Q} \right] \Psi_\xi &= -Q_{cm} \cdot \sum_{i=1}^n \eta_i.
\end{aligned} \tag{2.70}$$

Полные усилия в канатах в точках подвеса сосудов через функции $W(x, t)$ будут равны

$$nP(l_0, t) = \frac{\partial W(l_0, t)}{\partial x} EF + K_0 F \frac{\partial^2 W(l_0, t)}{\partial x \partial t}. \quad (2.71)$$

Поставим (2.71) в (2.70)

$$\begin{aligned} I_\eta \ddot{\Psi}_\eta + [H_\eta + bQ_{cm} - \frac{b}{g} \{Q + EF \sum_{m=1}^{\infty} \frac{dX(l_0, t)}{dx} [a_m(t) \cos \theta_m + \varepsilon U_m(a, \theta, \tau)] + \\ + K_0 F \sum_{m=1}^{\infty} \frac{dX(l_0, t)}{dx} \frac{d}{dt} (a_m(t) \cos \theta_m + \varepsilon U_m(a, \theta, \tau))] \Psi_\eta = -\frac{Q}{g} \cdot (g \pm W) \cdot \sum_{i=1}^n \zeta_i; \\ I_\xi \ddot{\Psi}_\xi + [H_\xi + bQ_{cm} - \frac{b}{g} \{Q + EF \sum_{m=1}^{\infty} \frac{dX(l_0, t)}{dx} [a_m(t) \cos \theta_m + \varepsilon U_m(a, \theta, \tau)] + \\ + K_0 F \sum_{m=1}^{\infty} \frac{dX(l_0, t)}{dx} \frac{d}{dt} (a_m(t) \cos \theta_m + \varepsilon U_m(a, \theta, \tau))] \Psi_\xi = -\frac{Q}{g} \cdot (g \pm W) \cdot \sum_{i=1}^n \eta_i. \end{aligned} \quad (2.72)$$

В первом приближении, отбросив малые порядка малости ε , без учета диссипации энергии вертикальных колебаний канатов получим систему уравнений

$$\begin{aligned} I_\eta \ddot{\Psi}_\eta + \{H_\eta + bQ_{cm} - \frac{b}{g} [Q + EF \frac{dX(l_0, t)}{dx} a_m(t) \cos \theta_m]\} \Psi_\eta = -\frac{Q}{g} \cdot (g \pm W) \cdot \sum_1^n \zeta_i; \\ I_\xi \ddot{\Psi}_\xi + \{H_\xi + bQ_{cm} - \frac{b}{g} [Q + EF \frac{dX(l_0, t)}{dx} a_m(t) \cos \theta_m]\} \Psi_\xi = -\frac{Q}{g} \cdot (g \pm W) \cdot \sum_1^n \eta_i. \end{aligned} \quad (2.73)$$

Эти уравнения относятся к классу параметрических уравнений типа Маттье – Хилла. Их решения могут носить как устойчивый (ограниченный или затухающий) так и неустойчивый (нарастающий) характер за счет подкачки энергии вертикальных колебаний сосудов. Тип характера их решений определяется режимом упругого взаимодействия подъемных сосудов с армировкой. Если к динамическим усилиям в канатах добавляются еще квазистатические добавки от разбаланса натяжений, вызванные неравенством радиусов канатоведущих канавок или смещением груза в сосуде, то «центр подвеса» сосуда смещается от общей вертикали с центром масс и появляется статический наклоняющий момент, создающий диагональное расклинивание сосуда в проводниках с постоянным поджатием соответствующих башмаков к проводникам.

При наличии эпизодически проявляющихся при движении подъемного сосуда вертикальных рывков верхних концов упругих головных канатов барабаном подъемной машины изменяются соотношения параметров этих уравнений, которые определяются массой и моментами инерции подъемного сосуда, жесткостью подъемных канатов, жесткостью амортизаторов и проводников армировки, параметрами кратковременно возникающего ускорения (замедления) барабана, соотношением частот вертикальных и поворотных колебаний подъ-

емных сосудов, зависящих от длины головного каната от барабана до подъемного сосуда (и длины уравновешивающего каната в многоканатных установках).

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} s &= 4 \cdot \frac{H_\eta + b \cdot Q_{cm}}{I_\eta \cdot p^2(l)}; & G &= 2a(l) \cdot \frac{A}{g \cdot I_\eta}; \\ t_1 &= \frac{1}{2} p(l) \cdot t; & \frac{d}{dt} &= \frac{1}{2} p(l) \frac{d}{dt_1}; \\ \frac{d^2}{dt^2} &= \frac{1}{4} p^2(l) \frac{d^2}{dt_1^2}; & A &= -a(l) \cdot \frac{Q}{g \cdot I_\eta} \sum_{i=1}^n \zeta_i. \end{aligned} \quad (2.74)$$

Тогда первое уравнение (2.73) примет вид

$$\Psi_\eta'' + [s(l) + 2G \cdot \cos(2t_1)] \cdot \Psi_\eta = A(l) \cdot \cos(2t_1) - \frac{Q_{cm}}{n \cdot I_\eta}, \quad (2.75)$$

где штрихами обозначено дифференцирование по безразмерному времени t_1 . (2.75) представляет собой неоднородное уравнение Матье, приведенное к стандартной форме с медленно меняющимися коэффициентами s , G , и A .

Его решение имеет следующий вид

$$\Psi_\eta = D_1 \varphi_1 + D_2 \varphi_2 - \frac{1}{C^2} \left[\varphi_1(t_1) \int_0^{t_1} \varphi_2(\theta) f(\theta) d(\theta) - \varphi_2(t_1) \int_0^{t_1} \varphi_1(\theta) f(\theta) d(\theta) \right], \quad (2.76)$$

где $\varphi_1(t_1)$ и $\varphi_2(t_1)$ – функции Матье вида $se_{m+\beta}(t_1, G)$, $se_{m+\beta}(t_1, G)$; C – постоянная Матье,

$$f(\theta) = A(l) \cdot \cos(2t_1) - \frac{Q_{cm}}{n \cdot I_\eta}. \quad (2.77)$$

Устойчивость решения может быть определена с помощью диаграммы Айнса – Стретта. Она зависит от величины коэффициентов s и G , определяемых параметрами установки и режимом ее работы. Этим же определяется и сходимость входящих в (2.76) интегралов, как зависящих от вида функций Матье φ_1 и φ_2 .

Аналогично можно поступить и со вторым уравнением (2.75).

Следует отметить, что так как в отличие от классической задачи коэффициенты $s(l)$, $G(l)$, и $A(l)$ являются медленно меняющимися функциями (то есть за период колебания их величина меняется незначительно), а так же учитывая

характер их изменения ($G \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$), то с течением времени коэффициент G так же будет стремиться к нулю и можно предположить, что даже в том случае, когда его максимальное значение попадает в зону неустойчивости, уменьшение амплитуды вертикальных колебаний груза приведет к возвращению системы к устойчивым колебаниям. Все это, однако, не уменьшает опасности раскачки колебаний грузов в упругих проводниках в начальный период времени возбуждения до технически не допустимых значений и накладывает ограничения на максимальную величину амплитуд продольных колебаний канатов как при стационарном режиме работы установки, так и в случае аварийного торможения и возможного резонанса.

Кроме того, в зоне, где частоты продольных колебаний канатов и поворотных колебаний грузов оказываются близкими по значению в системе наблюдается явление типа "биения", что влечет за собой горизонтальную раскачку колебаний грузов и является потенциально опасным при работе подъемных установок.

Математически это легко видеть, если учесть, что для реальных параметров подъемных установок величина $G(l)$ является малой по сравнению с $s(l)$. Считая в первом приближении длину l входящей как параметр и применяя метод возмущений, представим решение в виде ряда по степеням G . Откуда получим точки неустойчивости на диаграмме Айнса – Стретта типа

$$\sqrt{s} = 2 + 2K, \quad K = 0, 1, 2, \dots \quad (2.78)$$

при $K=0$,

$$\sqrt{s} = \sqrt{2}, \quad (2.79)$$

что выражает собой условие равенства частот основных тонов вертикальных и поворотных колебаний сосуда по одной из степеней свободы сосуда.

На рис. 2.10 приведены графики контактных нагрузок взаимодействия сосуда с армировкой в развертке по времени, определенные численным методом для параметров указанной выше подъемной установки центрированном положении груза в скипе для вариации значений вертикального ускорения (замедления подъемной машины) от 1 м/с^2 до 3 м/с^2 .

Анализ результатов расчета показывает, что параметрическая модуляция вертикальными колебаниями подъемного сосуда горизонтальных даже без влияния смещения груза в сосуде, приводит к возникновению перекачки энергии вертикальных колебаний в горизонтальные, носящий характер, похожий на режим «биения». Амплитуда максимальных контактных нагрузок на проводники растет с увеличением амплитуды вертикальных ускорений (замедлений

сосуда). Это значит, что чем более неравномерной будет диаграмма скорости вращения барабана подъемной машины, тем большими в этих местах ствола будут всплески горизонтальных нагрузок направляющих сосуда на проводники армировки.

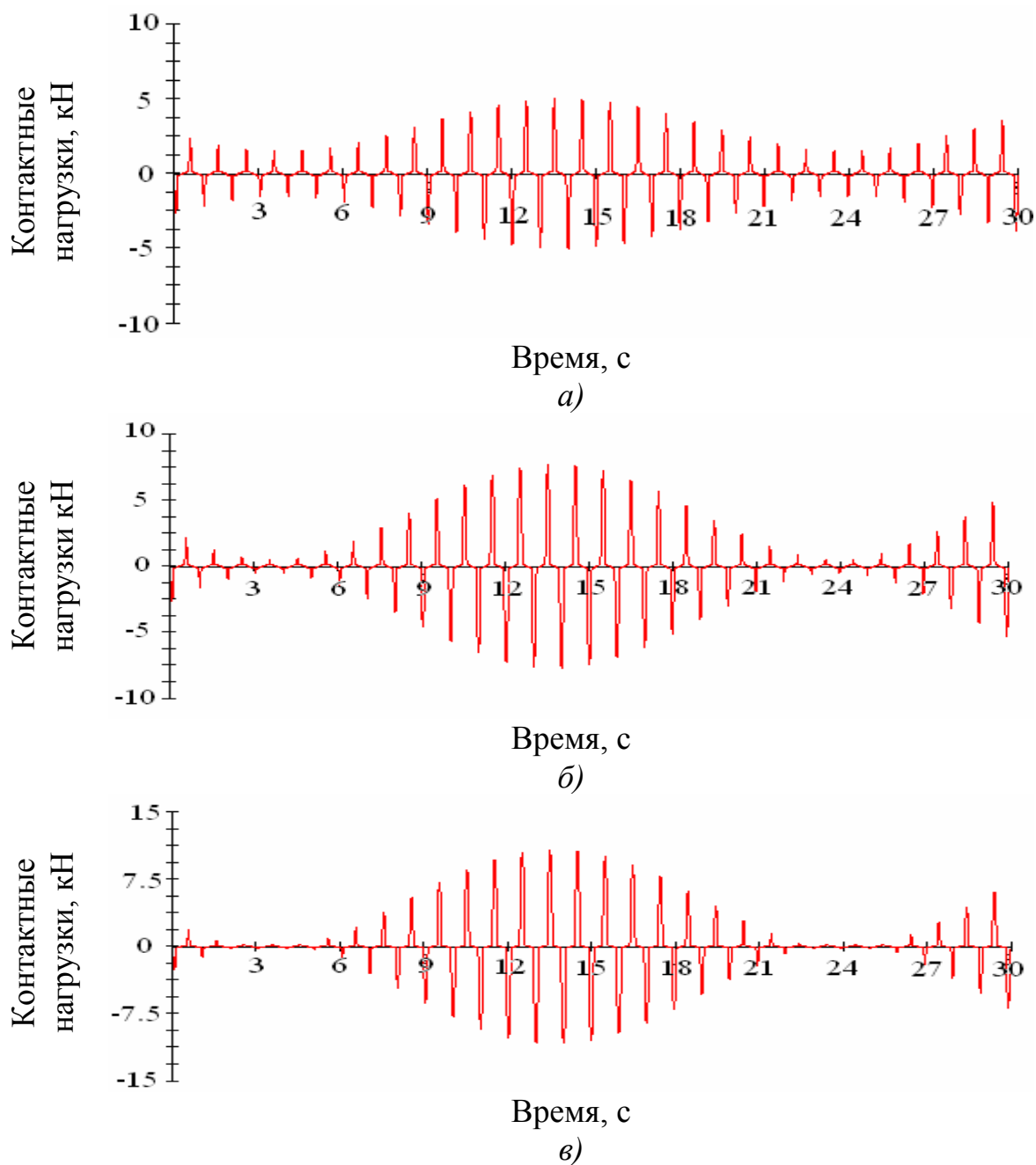


Рис. 2.10. Контактные нагрузки на армировку при вертикальном ускорении (замедлении) подъемного сосуда: 1 м/с^2 (а); 2 м/с^2 (б); 3 м/с^2 (в)

Следовательно, для надежного управления прочностью армировки (безопасностью эксплуатации) необходимо обеспечить максимально плавный режим вертикального движения подъемных сосудов по глубине ствола.

2.5 Влияние канатоведущего шкива на динамику системы «сосуд – армировка»

Влияния нарушений цилиндричности канатоведущего шкива. При диагностике динамического состояния системы «подъемный сосуд – армировка» шахтных стволов на основе инструментального контроля динамического взаимодействия сосудов с армировкой возникает необходимость в определении первоисточника возникновения виброударного режима нагружения проводников подъемными сосудами, создающего потенциальную аварийную опасность при эксплуатации подъема.

Традиционно считается, что основной технической причиной возбуждения такого режима взаимодействия является знакопеременное отклонение профиля проводников от вертикали, которое контролируется с помощью маркшейдерской аппаратуры. Однако на практике встречаются случаи, когда тестовая проверка вертикальности профиля не дает однозначного ответа на этот вопрос, так как большинство геометрических отклонений находятся в пределах допусков.

В таком случае требуется дополнительное исследование динамики подъемной установки с комплексным анализом потенциально возможных источников возбуждения нарушений горизонтальной плавности движения сосудов. Одним из таких источников является периодическое возбуждение со стороны канатоведущих органов подъемной машины, передаваемое во время всего движения подъемного сосуда по стволу на верхние концы канатов с определенной амплитудой и частотой, пропорциональной скорости подъема.

Динамика системы «канаты – подъемный сосуд» в этом случае описывается уравнениями (2.56) где переменная длина канатов l является периодической функцией вида

$$l_k(\omega, t) = \tilde{l}_k(t) + \varepsilon \cdot h_k \cdot \cos(\omega(t)). \quad (2.80)$$

Общее решение этого уравнения строится асимптотическим методом Боголюбова – Митропольского как было показано выше. Амплитуды вертикальных колебаний сосуда и разности фаз между собственными и вынужденными колебаниями канатов в области близкой к резонансной определяются на основании следующей системы дифференциальных уравнений в прямых производных:

$$\begin{aligned}
\frac{da_{1r}}{dt} &= -\varepsilon \frac{a_{1r}}{2} \left[\frac{1}{p_{1r}(\tilde{l})} \frac{dp_{1r}(\tilde{l})}{d\tau} + \left(\mu \lambda^2 + \frac{\bar{l}_\tau}{l_0 - \tilde{l}} \right) \right] + \\
&+ \varepsilon \frac{1}{2p_{1r}} [\tilde{h}(g \pm \ddot{R}\dot{\phi}) \pm h\dot{\omega}^2] \frac{\tilde{K}_{1r}^1(\tilde{l})}{N_{1r}(\tilde{l})} \sin v_{1r}; \\
\frac{dv_{1r}}{dt} &= p_{1r}(\tilde{l}) - \dot{\omega} + \frac{1}{2a_{1r}(\tilde{l})p_{1r}(\tilde{l})} [\tilde{h}(g \pm \ddot{R}\dot{\phi}) \pm \tilde{h}\dot{\omega}^2] \frac{\tilde{K}_{1r}^1(\tilde{l})}{N_{1r}(\tilde{l})} \cos v_{1r}.
\end{aligned} \tag{2.81}$$

Общее решение уравнений (2.81) имеет вид

$$\begin{aligned}
W_i^k(x, t) &= \sum_{j=1}^{\infty} X_{ikr}^j(x) \{a_{jr} \cdot \cos \Psi_{jr} + \\
&+ \varepsilon \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{j=-\infty}^{\infty} [\cos(m\Psi_{kr} + k\omega) + i \sin(m\Psi_{kr} + k\omega)]\}.
\end{aligned} \tag{2.82}$$

Уравнения поворотных колебаний подъемных сосудов в плоскости подвеса канатов с учетом взаимодействия с проводниками имеют вид:

$$I_\eta \cdot \ddot{\Psi}_\eta + \left[H_\eta + b \cdot \frac{Q}{g} \cdot (\ddot{W}_c(l_0, t) + \zeta_i \cdot \ddot{\Psi}_\eta) \right] \cdot \Psi_\eta + \sum_{i=1}^n P_i(l_0) \cdot \zeta_i = 0. \tag{2.83}$$

Подстановка (2.82) в (2.83) приводит уравнение (2.83) к уравнению типа Хилла, которое, в зависимости от значения коэффициента при ϕ_η , имеет как устойчивые решения, с ограниченной амплитудой, так и неустойчивые с неограниченным ростом амплитуд колебаний.

На практике шахтные подъемные сосуды (скипы, клетки, противовесы) имеют вертикальный размер значительно больший, чем поперечный. Для этого случая уравнение (2.83) переходит в уравнение типа Матье, для которого границы параметров системы, отделяющие устойчивые решения от неустойчивых, определяются из диаграммы Айнса – Стретта.

Анализ коэффициентов уравнений (2.83) показывает, что существует значение длины головных канатов \tilde{l} , для которого изменяющаяся по мере движения сосуда по стволу частота собственных колебаний $p(\tilde{l})$ системы «канаты – подъемный сосуд» станет равным частоте вынуждающего возмущения со стороны ведущего шкива ω , Это вызовет рост амплитуды вертикальных колебаний подъемного сосуда, величина которого определяется скоростью движения и параметрами упругости каната и переход поворотных колебаний сосуда, описываемых уравнением (2.83) в неустойчивый режим интенсивного соударения с проводникам. Параметры, соответствующие переходу коэффициентов при ϕ_η в зону неустойчивости, определяются из диаграммы Айнса – Стретта.

Общее решение уравнения (2.83) в этом случае имеет вид

$$\Psi_n = D_1\varphi_1 + D_2\varphi_2 - \frac{1}{C^2} \left[\varphi_1(t_1) \int_0^{t_1} \varphi_2(\theta) f(\theta) d(\theta) - \varphi_2(t_1) \int_0^{t_1} \varphi_1(\theta) f(\theta) d(\theta) \right], \quad (2.84)$$

где $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ – функции Матье вида Ce и Se , $f(t)$ – функция, зависящая от $W_i(l_0, t)$.

Для конкретной подъемной установки определение участков ствола, в которых на определенной рабочей скорости движения сосуда будет происходить возбуждение виброударного воздействия на проводники в зависимости от амплитуды нарушения цилиндричности шкива, или ложное срабатывание парашютов клетки, сводится к численному решению полученных уравнений. Степень роста горизонтальных колебаний сосуда в режиме параметрического возбуждения определяется по формуле (2.84).

На рис. 2.11 приведен график изменения относительных амплитудных коэффициентов вертикальных колебаний сосуда при внешнем возмущении со стороны канатоведущего.

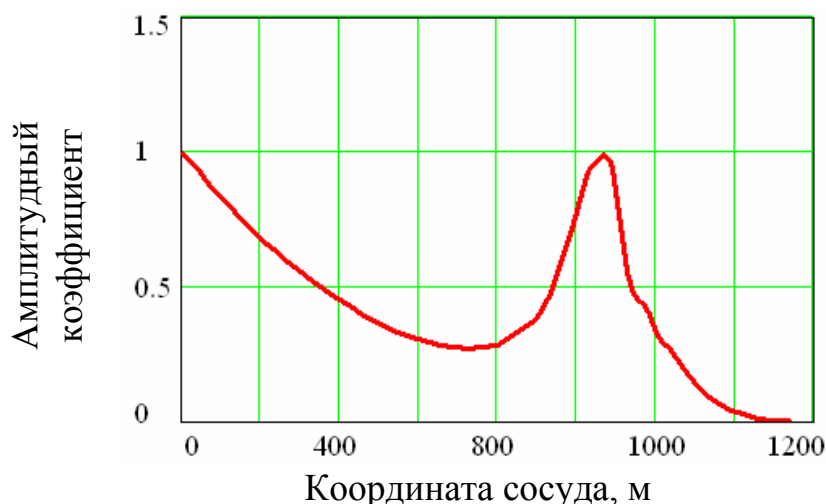


Рис. 2.11. График амплитудных коэффициентов вертикальных колебаний сосуда

Из рис. 2.11 видно, что в ограниченной области ствола при совпадении частот возмущений с собственными частотами горизонтальных колебаний сосуда возникает кратковременный рост амплитуд колебаний сосуда который может приводить в ложному срабатыванию парашютов или инициировать жесткие удары предохранительных башмаков по проводникам жесткой армировки ствола.

Взаимовлияние динамики поднимающейся и опускающейся ветвей подъемной установки через упругие приводные устройства. После решения интегро-дифференциальных уравнений (2.39) описанным выше асимптотическим методом Боголюбова – Митропольского получим уравнения для определенной

амплитудных коэффициентов a_{kr} и фазы колебаний канатов опускающейся и поднимающейся ветвей θ_{kr} .

$$\begin{aligned}
 \frac{da(l_1)}{dt} &= -\frac{a(l_1)}{2} \left[\frac{1}{p(l_1)} \cdot \frac{dp(l_1)}{dt} + 2 \frac{L_r^{k,k}(l_1)}{N_r^k(l_1)} + \frac{dl_1}{dt} \cdot \frac{M_r^{k,k}(l_1)}{N_r^k(l_1)} + \bar{\mu} \cdot p^2(l_1) \right] + \\
 &+ \varepsilon \cdot \frac{a(l_2) \cdot p^2(l_2)}{2p(l_1)} \cdot \frac{Q_r^{k,k}(l_2)}{N_r^k(l_1)} \cdot \sin v_{kr}; \\
 \frac{da(l_2)}{dt} &= -\frac{a(l_2)}{2} \left[\frac{1}{p(l_2)} \cdot \frac{dp(l_2)}{dt} + 2 \frac{L_r^{k,k}(l_2)}{N_r^k(l_2)} + \frac{dl_2}{dt} \cdot \frac{M_r^{k,k}(l_2)}{N_r^k(l_2)} + \bar{\mu} \cdot p^2(l_2) \right] + \\
 &+ \varepsilon \cdot \frac{a(l_1) \cdot p^2(l_1)}{2p(l_2)} \cdot \frac{Q_r^{k,k}(l_1)}{N_r^k(l_2)} \cdot \sin v_{kr}; \\
 \frac{d\theta(l_1)}{dt} &= p(l_1) + \varepsilon \cdot \frac{a(l_2) \cdot p^2(l_2)}{2p(l_1) \cdot a(l_1)} \cdot \frac{Q_r^{k,k}(l_2)}{N_r^k(l_1)} \cdot \cos v_{kr} - \varepsilon \cdot \frac{p(l_1) \cdot Q_r^{k,k}(l_1)}{2N_r^k(l_1)} \cdot \cos v_{kr}; \\
 \frac{d\theta(l_2)}{dt} &= p(l_2) + \varepsilon \cdot \frac{a(l_1) \cdot p^2(l_1)}{2p(l_2) \cdot a(l_2)} \cdot \frac{Q_r^{k,k}(l_1)}{N_r^k(l_2)} \cdot \cos v_{kr} - \varepsilon \cdot \frac{p(l_2) \cdot Q_r^{k,k}(l_2)}{2N_r^k(l_2)} \cdot \cos v_{kr}.
 \end{aligned} \tag{2.85}$$

Решение системы (2.85) построено численным методом и приведено на рис. рис. 2.12. Представленные кривые показывают характер изменения амплитудных коэффициентов колебаний сосудов поднимающейся и опускающейся ветвей установки, вызванных упругостью приводных устройств подъемной машины на частоте первой гармонике.

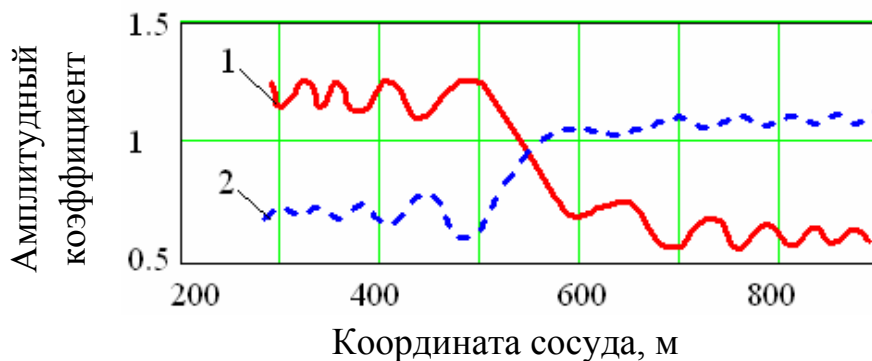


Рис. 2.12. Графики амплитудных коэффициентов вертикальных колебаний сосуда при спуске (кривые 1) и подъеме (кривые 2)

Видно, что в области, где частоты собственных колебаний обеих ветвей становятся близкими по значению, характер вертикальных колебаний сосудов меняется, амплитуда колебаний в поднимающейся ветви уменьшается с одно-

временным увеличением в опускающейся.

Построенные решения дают возможность определить поведение системы и динамические усилия в канатах при прохождении через внутренний резонанс.

Так как вертикальные колебания канатов в силу параметрических свойств системы «канаты – подъемный сосуд» неизбежно влияют на поворотные колебания сосудов, то любой рост амплитуд вертикальных колебаний вызовет аналогичный рост амплитуд колебаний направляющих в горизонтальном направлении и появление жестких соударений с проводниками. Описанное выше явление может быть первоисточником нарушений горизонтальной плавности движения сосуда, которое будет систематически на каждом цикле спуска – подъема возникать в одной и той же точке ствола, создавать дополнительные динамические нагрузки на армировку и вызывать усиленный износ проводников. Выявление этого источника нарушений плавности сосуда возможно только на основании расчетов в соответствии с полученными математическими решениями. Для уменьшения его негативного влияния на подъемную систему необходимо обеспечить максимальное снижение начальных вертикальных колебаний сосуда на этом участке армировки, вызванных уступами на стыках проводников или местными искривлениями их профиля.

Влияние колебаний поднимающегося сосуда на опускающийся сосуд через канатопроводящий шкив. Решение интегро-дифференциальных уравнений (2.41) приводит к системе обыкновенных дифференциальных уравнений для определенной амплитудных коэффициентов a_{kr} и фазы колебаний канатов опускающейся и поднимающейся ветвей θ_{kr} .

$$\begin{aligned} \frac{da_{kr}}{dt} = & -\frac{a_{kr}}{2} \left[\frac{1}{p_k(l_1)} \cdot \frac{dp_k(l_1)}{dt} + 2 \frac{L_r^{k,k}(l_1)}{N_r^k(l_1)} + \mu \cdot p_k^2(l_1) \right] - \\ & - \frac{dl_2}{dt} \cdot \frac{a_k(l_2) \cdot p_k(l_2) \cdot T_r(l_2)}{2p_k(l_1) \cdot N_r^k(l_1)} \cdot \cos v_{kr}; \\ \frac{d\theta_{kr}}{dt} = & p_k(l_1) - \frac{dl_2}{dt} \cdot \frac{a_k(l_2) \cdot p_k(l_2) \cdot T_r(l_2)}{2p_k(l_1) \cdot N_r^k(l_1)} \cdot \sin v_{kr}, \end{aligned} \quad (2.86)$$

где функции $a_{kr}(l_2)$ и $p_{kr}(l_2)$ определяются из уравнений (2.63).

Представленные уравнения представляют собой систему нелинейных уравнений с медленно меняющимися коэффициентами относительно $a_{kr}(l_1)$, $\theta_{kr}(l_1)$, Они могут быть проинтегрированы одним из численных методов.

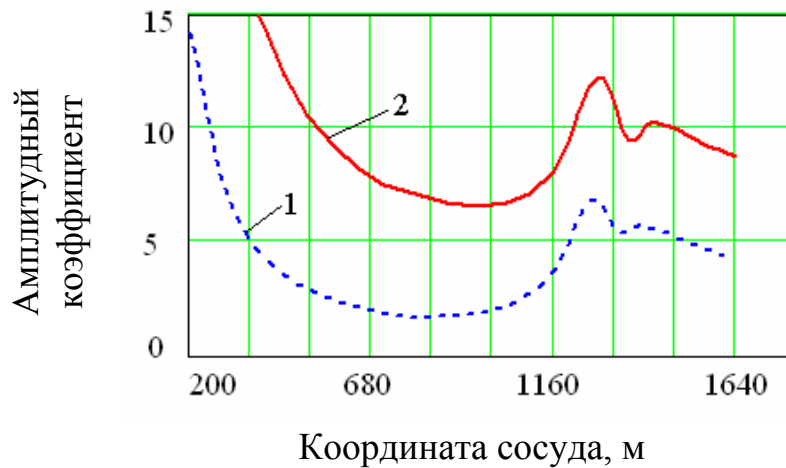


Рис. 2.13. Графики амплитудных коэффициентов колебаний сосуда:
1 – вертикальные колебания; 2 – угловые колебания

На рис. 2.13 показаны результаты численного решения системы (2.86) для установки с приведенными выше параметрами. Видно, что в зоне, где частоты колебаний в обеих ветвях становятся близкими по значению, влияние динамики поднимающейся ветви на колебания опускающейся приобретает существенное значение. Амплитуды первых гармоник главных колебаний $a_{1r}(l_1)$ увеличиваются. Величины их роста зависят от параметров системы, скорости подъема и диссипации энергии в канатах.

Отметим, однако, что из-за достаточно быстрого прохождения системой резонансной зоны и значительного рассеивания энергии в реальных установках, амплитуды колебаний $a_{1r}(l_1)$ не успевают вырасти до опасных значений с точки зрения прочности их упругих звеньев.

В то же время, следует принять во внимание, что резонансные явления в многоканатной установке наибольшее влияние оказывают на частотах первых гармоник главных колебаний системы. Поэтому, возникновение резонанса на частоте гармоники, соответствующей степени свободы опускающегося груза при его повороте вокруг центра масс, вызовет раскачку колебаний груза и неустойчивость его движения в проводниках, что особенно нежелательно в установках с канатными проводниками, а в установке с жесткой армировкой будет провоцировать горизонтальные соударения предохранительных башмаков с проводниками.

Кроме того, в зависимости от параметров установки, зона внутренних параметрических резонансов, может совпадать с зоной резонанса, вызванного внешним возмущением передаваемым на систему.

Поэтому, кроме самостоятельного влияния каждого из них на прочность и устойчивость системы, их суперпозиция может иметь существенно нежелательные последствия. Это говорит о необходимости учета описанных явлений при специальных обследованиях подъемных установок для достоверного определения первоисточников нарушений горизонтальной плавности движения судов по проводникам жесткой армировки.

3 ЭНЕРГОМЕХАНИЧЕСКАЯ ПРИРОДА ВЗАИМОВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕЖДУ ЗВЕНЬЯМИ ШПУ

3.1 Анализ взаимосвязанных механических процессов в звеньях шахтных подъемных установок

Традиционно сложилось в практике работы горнодобывающих предприятий, что в зоне ответственности службы главного механика находится большое количество единиц механического оборудования, обеспечение бесперебойной работы которого требует постоянного внимания и значительного количества ежедневных ремонтных работ. Выход из строя какого-либо механического узла требует немедленной мобилизации ресурсов практически всей механической службы шахты не зависимо от времени суток.

Одновременно с этим, службы главного маркшейдера, главного энергетика (если только поломка не требует при ликвидации маркшейдерского сопровождения или не затрагивает работу электрического оборудования) находятся как бы в стороне от ее устранения и, как правило, от выявления первопричин, которые часто являются очевидными только на первый взгляд, поскольку при их поиске не учитывается систематичность и длительность негативных воздействий на отдельные узлы механического оборудования, вызванных неблагоприятными сочетаниями геометрических параметров и/или особенностями работы энергетического оборудования подъемной установки.

Можно привести несколько примеров такого «не очевидного» для служб эксплуатации влияния «немеханических» параметров на работоспособность узлов механического оборудования шахтных подъемных комплексов.

1. Правилами безопасности на стадии эксплуатации не регламентируются допуски на *абсолютные* отклонения от вертикали проводников жесткой армировки. «Инструкция по производству маркшейдерских работ» 1987 г. регламентирует предельно допустимое отклонение проводников от вертикали 10 мм на длине равной шагу армировки только на стадии строительства. Ее требования не распространяются в законодательном порядке на стадию эксплуатации.

Общеизвестно, что большие местные искривления профиля проводников (*геометрический* параметр) являются основным источником возникновения ударно-циклического динамического воздействия сосудов на проводники с повышенным уровнем контактных нагрузок, преждевременного износа и разрушения проводников на локальных участках ствола, узлов их крепления к расстрелам (*механическое* оборудование).

Не нарушая требований «Инструкции...» допустимо для одного отделения ствола с двумя нитками проводников выстроить такой профиль, что в боковом направлении один проводник будет на протяжении 10 ярусов отклоняться

на 10 мм в одну сторону (+100 мм), а другой – на 10 мм в противоположную (-100 мм). Затем, на протяжении 10 последующих ярусов направление отклонения изменить на обратное. В результате двумя проводниками будет образована достаточно плавная локальная спиралеобразная поверхность, въезжая на которую (а также, выезжая с которой) на скорости 10 – 14 м/с груженный сосуд войдет в ударно-колебательный режим взаимодействия с проводниками со значительными динамическими перегрузками. При этом доминировать будут достаточно высокочастотные угловые колебания сосуда вокруг вертикальной оси.

2. Резкий излом диаграммы окружной скорости барабана подъемной машины (*энергетическое* оборудование) приводит к возбуждению вертикальных и горизонтальных колебаний подъемного сосуда на упругом канате и ударах по проводникам на локальных участках ствола, перегрузке сечений головного каната и подвешного устройства. Их систематическое повторение от цикла к циклу также приводит к ускоренному разрушению проводников, проволок каната, узлов подвешных устройств (*механическое* оборудование).

3. Колебания окружной скорости барабана подъемной машины (*энергетическое* оборудование), вызванные работой электропривода, создают циклическое воздействие на верхний конец каната и возбуждают вынужденные вертикальные колебания сосуда с возможностью попадания в локальную зону резонанса, при котором происходит сверхнормативная циклическая перегрузка подвешного устройства и каната (*механическое* оборудование) и преждевременное исчерпание его предела циклической долговечности и чрезмерное кратковременное ослабление натяжения каната, приводящее к ложному срабатыванию механических парашютов и зависанию клетки на тормозных канатах (*механическое* оборудование).

Приведенные примеры говорят о том, что при эксплуатации ствола, содержащего участки с локальными искривлениями профиля проводников, необходимо тщательное научно обоснованное согласование выбора диаграммы скорости движения сосудов по искривленным участкам, (обеспечивается соответствующей настройкой системы управления приводом (*энергетические* параметры) подъемного комплекса) с параметрами профиля проводников (*геометрические* параметры), возможного эксцентриситета груза в сосуде, параметров направляющих, инерционных параметров сосуда (*механические* параметры) для обеспечения приемлемого уровня риска по критерию «запасы прочности армировки» (параметры *безопасности*).

Подъемный сосуд шахтной подъемной установки (скип, клеть) является ее главным рабочим органом. Безопасность и эффективность его работы в заданном технологическом режиме обеспечивается всеми технологическими механизмами и оборудованием ШПУ. Вспомогательным рабочим органом, который одновременно со скипом или клетью находится под управляющим воздей-

ствием со стороны технологических звеньев ШПУ, является контрвес основного сосуда в двухконцевой подъемной установке. Авария с любым из этих сосудов надолго блокирует работу всего стволового подъемного комплекса и зависящей от него части горнодобывающего предприятия.

Шахтная подъемная установка является протяженной, многозвенной, полиосцилляторной колебательной системой со многими степенями свободы, содержащей элементы с распределенной и сосредоточенной массами. В ней присутствуют звенья с жесткими ограничениями на допускаемые значения рабочих параметров и звенья с широкими допусками на пределы их изменения. При ее работе в некоторых случаях возможны сильные проявления взаимного влияния динамических процессов, одновременно происходящих в разных, достаточно далеко расположенных друг от друга по силовой цепочке звеньях.

Техническое состояние каждого из звеньев характеризуется наборами определенных диагностических параметров. Допустимые значения некоторых из них в настоящее время определены действующими нормативными документами, для остальных параметров соответствующие нормативы на допуски отсутствуют.

В работоспособном (исправном) техническом состоянии каждое из звеньев ШПУ должно работать в проектом динамическом режиме, исключая наличие непроектного влияния динамики других звеньев.

При наличии локальных дефектов нарушается динамическая изолированность процессов в отдельных звеньях и появляется непроектная перекачка энергии динамических процессов их одних звеньев в движении другого звена или несколько смежных звеньев и ее временная концентрация в локальном узле с непроектным, зачастую аварийно-опасным, нарастанием динамических параметров. Такая перекачка соответствует непредвиденной активизации в системе резонансов различного типа (внешних, внутренних в т.ч. параметрических, «биений», автоколебаний и т.п.).

Наиболее опасные из этих резонансов, явно и аварийно проявившиеся на практике за время существования шахтного подъема, учтены в действующей проектной и методической документации. Ряд других резонансных явлений, замаскированных от внимания обслуживающего персонала, проявляются опосредованно, через цепочку динамических звеньев и выражаются в нарушении проектного режима работы отдельного звена, концентрирующего в своей работе дополнительную, сверхпроектную энергию за счет накопления и системного (кумулятивного) эффекта от суммарного влияния незначительных дефектов в работе других звеньев.

Такие явления еще не изучены и не отражены в нормативной документации по обслуживанию, наладке, диагностике и испытаниям оборудования ШПУ. Особенно это касается стволового оборудования ШПУ, эксплуатирующе-

щегося в условиях интенсивного коррозионного и механического износа армировки, минимальных допусков на амплитуды колебаний подъемных сосудов (20 – 30 миллиметров) по сравнению с их габаритными размерами (10 – 20 метров), малых допустимых отклонений проводников от вертикали (10 мм на смежных ярусах), больших контактных нагрузок в паре «сосуд – проводник», передающихся на расстрелы и крепь ствола.

Наиболее объективную информацию о фактических параметрах и особенностях технического состояния оборудования ШПУ с длительными сроками эксплуатации, дают специализированные обследования с аппаратурными динамическими испытаниями подъемов на рабочих и специальных тестовых режимах с последующей системной компьютерной обработкой результатов.

Изучение динамических явлений в многозвенной системе ШПУ и выявление дефектных технических состояний, причин и условий их возникновения лежат в основе разработки технологии управления техническим состоянием ШПУ при длительной эксплуатации.

Подъемный сосуд представляет собой массивное объемное тело. Его вертикальный размер может достигать 10 – 20 м. Сосуд движется по стволу за счет силы натяжения упругого каната (нескольких канатов в многоканатных ШПУ), который перематывается через ведущий барабан по определенной диаграмме скорости (одна степень свободы), и взаимодействует через систему упругих (или жестких) направляющих с парой (или 2-мя парами) упругих проводников, дискретно опирающихся на расстрелы армировки, установленные с определенным шагом (переменным в некоторых случаях) по глубине ствола еще по пяти степеням свободы.

То есть сосуд совершает сложное пространственное движение по стволу в достаточно стесненных условиях. При этом он взаимодействует металлоконструкциями армировки через гарантированные кинематические зазоры между жесткими предохранительными башмаками и проводниками, которые по действующим в Украине Единым правилам безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом не должны превышать 23 мм на сторону (на практике, при сильно искривленных проводниках, эксплуатация нередко ведется с суммарными зазорами, превышенными до 60 – 95). Такая особенность системы силовой передачи ШПУ способствует интенсификации взаимосвязанности динамических процессов между звеньями и усилению этого влияния на аварийную опасность работы подъемов.

Для иллюстрации взаимосвязи динамических процессов и их влияния на параметры технического состояния оборудования ШПУ разработан базовый вариант укрупненной *графической схемы* (динамический граф ШПУ), который описывает энергетическое взаимовлияние механических процессов между звеньями подъемной установки (рис. 3.1).

Узлы схемы (вершины графа) отражают динамические процессы и свойства звеньев, связи описывают физические механизмы передачи энергии между звеньями. Разбивая узлы этой схемы на более мелкие составляющие блоки, можно получить подробный атлас энергетического взаимодействия процессов с любой степенью детализации.

На этой схеме можно наглядно проследить все возможные каналы перехода энергии динамических процессов при работе каждого звена ШПУ через последовательную цепочку связей в другое, достаточно отдаленное от него звено. Также можно увидеть, какие источники могут влиять на конкретные параметры технического состояния ШПУ, как это влияние может суммироваться от нескольких источников и локализоваться в отдельном звене, вызывая выход его параметров технического состояния за допустимые пределы.

Построив на графе локальную цепочку каналов влияния между любыми, связанными между собой по схеме процессами и свойствами звеньев (в терминологии теории графов – маршрут), можно разработать соответствующую ей математическую модель, определить, какие из каналов и параметров взаимодействия еще не изучены или не описаны в литературе, поставить соответствующие задачи научных исследований.

На первоначальных стадиях эксплуатации новых стволов безопасность обеспечивалась за счет очень значительных проектных запасов прочности металлоконструкций, с расчетом на новую неизношенную армировку, при соблюдении условий исключения параметрических резонансных режимов и сверхнормативных искривлений проводников.

В настоящее время, в силу доминирования фактора сверхвысокого износа подъемного оборудования и искривления осей стволов в зонах сдвижения горных пород, проблема раскрытия и учета при эксплуатации качественных и количественных характеристик динамического взаимодействия подъемных сосудов с армировкой становится необычайно актуальной с практической точки зрения и требует разработки новых теоретических решений по выявлению закономерностей протекания связанных динамических процессов в системах «сосуд – армировка».

Характерной особенностью системы «сосуд – армировка» является то, что опорная жесткость упругих проводников в 10..100 раз больше жесткости роликовых направляющих устройств сосуда, причем разные проводники одного и того же сосуда могут иметь опорные жесткости, так же различающиеся от 2-х до 10-ти раз в зависимости от конструкции яруса армировки при наличии упоров в виде вспомогательных расстрелов [9]. Это создает ступенчатость и асимметричность опорной жесткости для направляющих устройств сосуда.

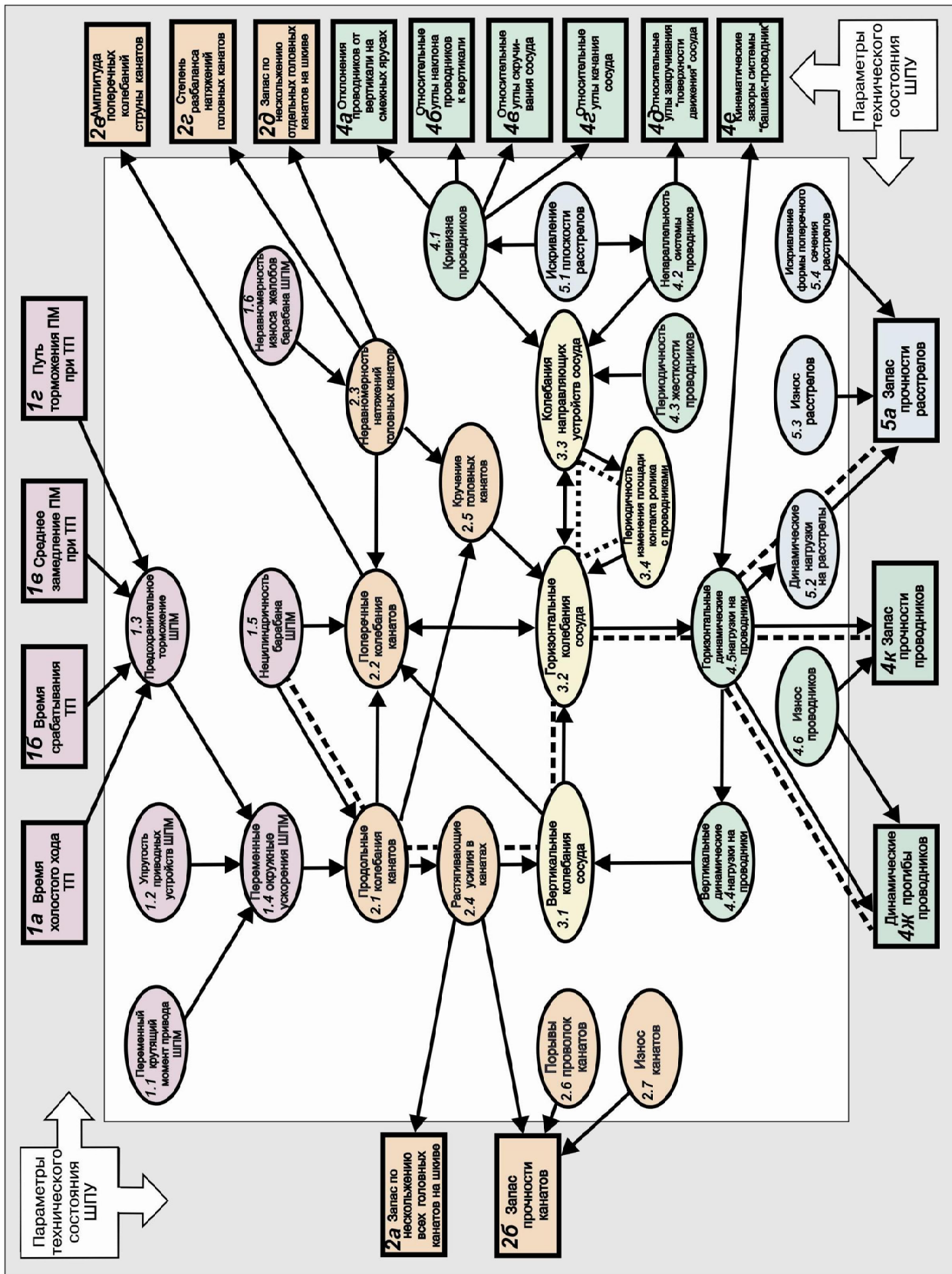


Рис. 3.1. Граф взаимосвязи динамических характеристик и параметров технического состояния оборудования ШПУ с жесткой арматурой ствол

Общим отличием представленной модели, соответствующей динамическому графу на рис. 5, является то, что в ней впервые учтено влияние вертикальных колебаний подъемных сосудов на горизонтальные за счет локального процесса, описанного в работе [30].

3.2 Влияние внецентренного расположения груза в подъемном сосуде и знакопеременного ускорения при вращении шкива подъемной машины на процесс взаимодействие сосуда с армировкой

С позиций аналитической механики шахтный подъемный сосуд (скип, клеть, контрвес) представляет собой твердое тело с шестью степенями свободы, подвешенное на упругом канате и опирающееся через систему упругих направляющих устройств с кинематическими зазорами на несколько пространственно искривленных проводников. Его центр масс из-за несимметричности расположения груза или погрешностей в расположении жестких башмаков скольжения всегда имеет некоторое горизонтальное смещение от вертикальной оси головного каната (или центра подвеса для многоканатных установок). Это создает момент пары сил «натяжение каната – сила веса груза», который перекашивает сосуд в вертикальной плоскости и уравнивается моментом сил реакции упругих направляющих. На рис. 3.2 приведена схема системы «сосуд – канат – армировка» с двухсторонним расположением проводников при смещении центра масс от вертикальной оси каната в лобовой плоскости. Для боковой плоскости картина аналогична.

В этих условиях любые резкие изменения окружной скорости барабана неизбежно возбуждают гармонические вертикальные колебания сосуда на фоне его стационарного монотонного движения по стволу с вертикальным ускорением W . Вертикальные колебания сосуда возбуждают горизонтальные угловые колебания вокруг его главных осей инерции, сопровождающиеся повышенными контактными нагрузками на армировку, не связанными с кривизной проводников.

Это значит, что именно диаграмма скорости вращения барабана подъемной машины и неоднородность загрузки сосуда могут являться источником непроектного нагружения армировки на фиксированных участках ствола. То есть закон вертикального движения сосуда, задание которого, как правило, определяется без учета указанных факторов, при прочих равных условиях оказывает определяющее влияние на уровень и характер горизонтальных динамических нагрузок в системе «сосуд – армировка». Это касается и скиповых и клетевых подъемных установок, причем на клетевых подъемах эксцентриситет расположения центра масс при спуске/подъеме негабаритного груза может иметь гораздо большую величину, чем на скиповых.

Этот процесс легко обнаружить на участках изломов традиционной пяти-периодной диаграммы скорости при аппаратурных динамических измерениях в стволе. Повторяясь от цикла к циклу в течение 200 – 300 раз за рабочий день такие всплески горизонтальных нагрузок способствуют ускоренному истиранию проводников на этих участках, расшатыванию узлов крепления, что может являться главной причиной их спонтанного разрушения.

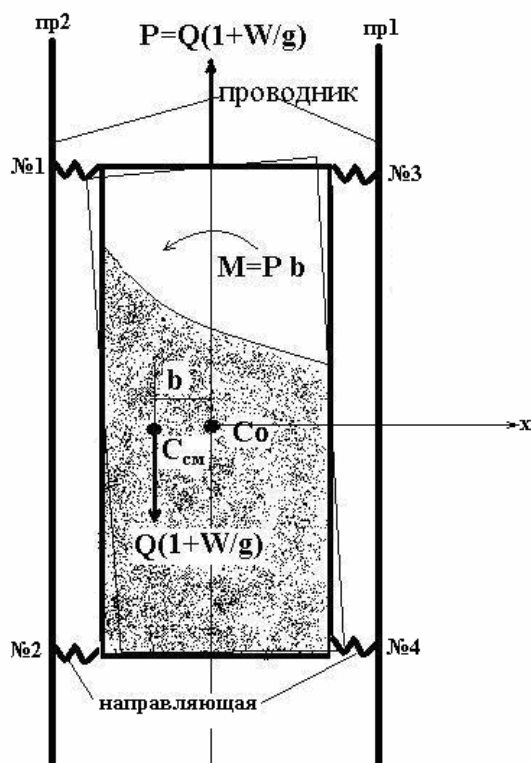


Рис. 3.2. Схема взаимодействия скипа с армировкой в лобовой плоскости при смещении центра масс груза: P – натяжение каната; Q – вес скипа с грузом; W – вертикальное ускорение скипа; b – смещение центра масс скипа с грузом

Кроме того, при кратных соотношениях частот вертикальных и собственных угловых колебаний сосуда с упругими направляющими возникает явление параметрической неустойчивости в системе «сосуд – армировка», которое особенно сильно проявляется при срабатывании предохранительного тормоза, вызывая рост горизонтальных колебаний сосуда с ударами по жестким проводникам или повышенными деформациями гибкой армировки.

На протяжении рабочего цикла диаграмма вертикальной скорости (закон вращения барабана ШПМ) имеет два физических механизма влияния на горизонтальные колебания сосуда:

- через формирование закона горизонтальных возмущений от искривленных профилей проводников, амплитудно-частотная характеристика которых на

локальном участке напрямую определяется мгновенной вертикальной скоростью сосуда;

- через натяжение упругого каната, колебания которого вызваны рывками окружной скорости барабана подъемной машины, и, в силу суперпозиции периодического смещения точки подвеса сосуда от вертикали и постоянного на цикле подъема эксцентриситета груза в сосуде, создают периодическую составляющую в функции момента силы натяжения каната, раскачивающего сосуд по угловым степеням свободы в лобовой и боковой плоскостях.

При горизонтальном смещении груза в скипе происходит наклон сосуда в вертикальной плоскости и поджатие диагонально расположенных башмаков верхнего и нижнего поясов к проводникам (снижение кинематических зазоров), соответственно другая пара башмаков оказывается в состоянии увеличения зазоров. В зависимости от жесткости пружин роликов перекося может достигнуть такого состояния, когда башмаки начнут контактировать с проводниками даже в статическом положении сосуда, а при подъеме начнут скользить по ним, отслеживая все изломы профиля. При этом сжатые пружины роликов у прижатых башмаков уже не будут оказывать никакого амортизирующего воздействия на систему, которая будет испытывать жесткий ударный режим взаимодействия.

Этот процесс легко обнаружить на участках изломов традиционной пятипериодной диаграммы скорости при аппаратурных динамических измерениях в стволе. Повторяясь от цикла к циклу в течение 200 – 300 раз за рабочий день, такие всплески горизонтальных нагрузок способствуют ускоренному истиранию проводников на этих участках, расшатыванию узлов крепления, что может являться главной причиной их спонтанного разрушения. В качестве примера этого явления приведены осциллограммы вертикальных ускорений и горизонтальных нагрузок на армировку при спуске клетки (рис. 3.3).

Видно, что при каждом замедлении на рабочих горизонтах от 300-й до 450-й секунды движения синхронно возникали всплески вертикального ускорения клетки до 1 – 1,2 м/с и горизонтальные нагрузки на проводники до 15 – 18 кН. На вышележащих участках всплески горизонтальных нагрузок до 25 – 30 кН происходили на участке движения с постоянной максимальной скоростью 4 м/с и были вызваны нарушениями вертикальности проводников. [33].

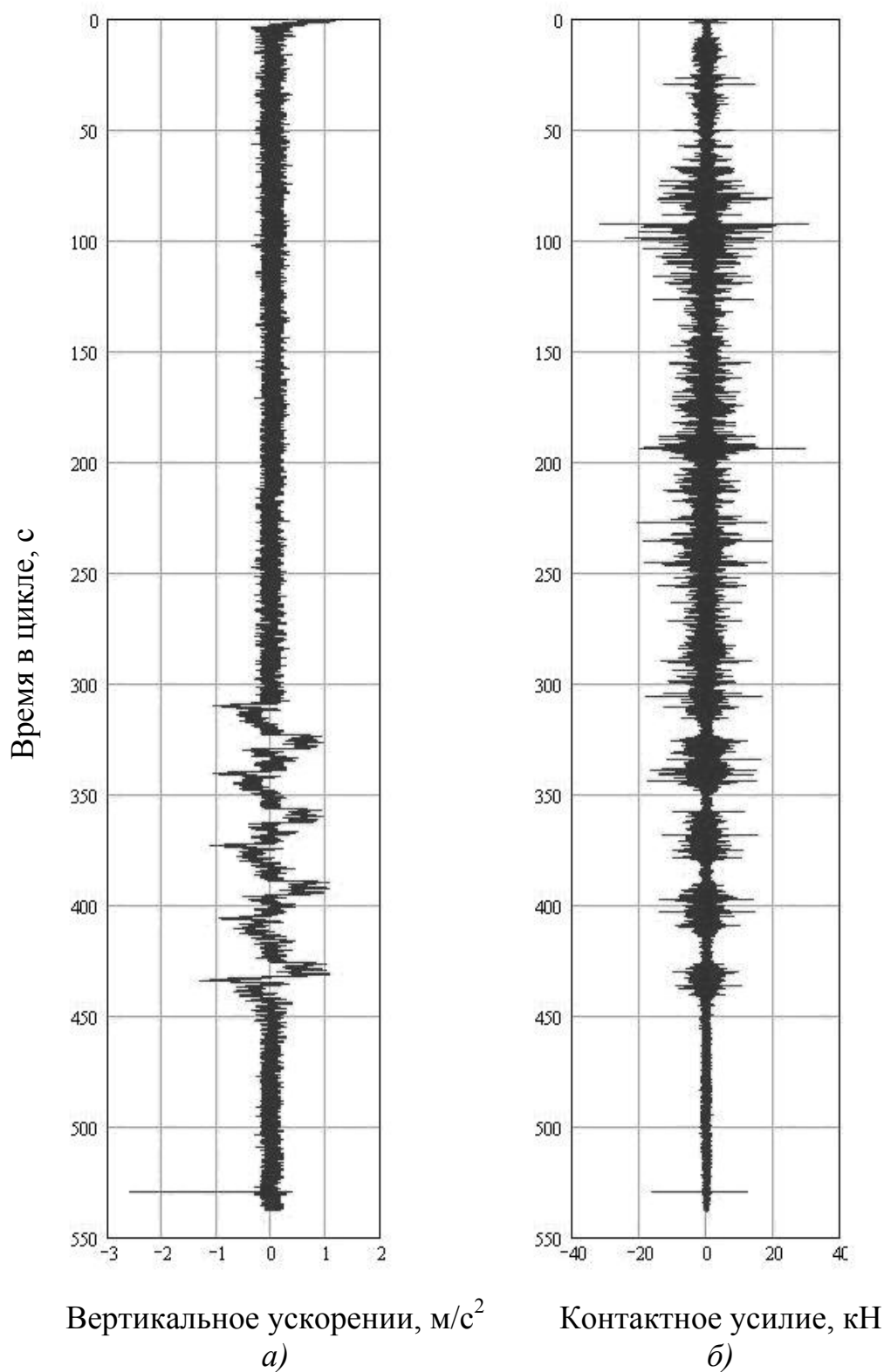


Рис. 3.3. Вертикальные ускорения (а) и горизонтальные нагрузки (б) на армировку при спуске клетки

Кроме того, при кратных соотношениях частот собственных вертикальных и угловых колебаний сосуда с упругими направляющими возникает явление параметрической неустойчивости в системе «сосуд – армировка», которое особенно сильно проявляется при срабатывании предохранительного тормоза,

вызывая длительный рост горизонтальных колебаний сосуда с ударами по жестким проводникам или повышенные деформации гибкой армировки.

Движение подъемных сосудов по паре упругих проводников имеющих изломы профилей на ярусах носит ударный хаотический характер. Это обусловлено тем, что малые различия в углах наклона проводников на разных ярусах, параметрах диаграмм скорости подъема, загрузки, расстояний между ярусами армировки, опорной жесткости проводников приводят к непредсказуемо большим разбросам в контактных нагрузках и точках их приложения к проводникам на протяжении одних и тех же коротких участков ствола длиной в 2 – 3 высоты сосуда.

Такая реакция происходит из-за того, что в относительном движении рабочие поверхности проводников набегают на жесткие направляющие башмаки сосуда, горизонтально колеблющегося на упругих роликоопорах, с некоторой скоростью, а соударение может происходить по набегающей грани переднего фронта излома профиля или отклоняющейся грани заднего фронта в точке с неопределенной глубинной координатой. Даже на протяжении одного шага армировки соударение может происходить как в середине пролета, так и ближе к его концам в районах опорных ярусов в точках с разной опорной жесткостью.

Жесткости проводников (в пролетах и в ярусах) в разных стволах могут существенно различаться между собой в несколько раз. Кроме того, они могут существенно различаться для двух противостоящих проводников одного сосуда из-за наличия вспомогательных упоров в конструкциях ярусов армировки. Для основных рудоподъемных стволов Украины эти жесткости лежат в пределах от $0,27 \times 10^4$ до $1,89 \times 10^4$ кН/м.

На рис. 3.4 представлена схема, отражающая физическую природу появления большого разброса амплитуд контактных нагрузок на одних и тех же ярусах в системе «сосуд – армировка» в серии различных рабочих циклов спуска/подъема.

Приняты обозначения: V^- , V^+ – соответственно скорости башмака до и после ударного контакта, V_{np1} , V_{np2} – скорости набегания на сосуд 1-го и 2-го проводников в пролете между ярусами относительно крепи ствола, α – угол наклона проводника в пролете к вертикали, $V_{под}$ – вертикальная скорость сосуда.

Такая же картина взаимодействия происходит одновременно и на нижнем поясе сосуда. Кроме того, качественно идентично происходит взаимодействие башмаков с проводниками в боковой плоскости проводников. Отличие последнего случая только в том, что там набегающая и отклоняющаяся грани принадлежат одному и тому же проводнику.

Среди ярусов с набегающими передними фронтами наиболее «энергетичными» (добавляющими энергию сосуду при ударе), являются пролеты с наибольшим углом отклонения от вертикали. На участке движения с максимальной скоростью эти пролеты будут иметь наибольшую скорость набегания проводника на башмак. Параметром, характеризующим эту скорость, является кинетическая энергия возмущений. Чем больше опорная жесткость проводников, тем большую энергию возмущения передает искривленный профиль сосуду.

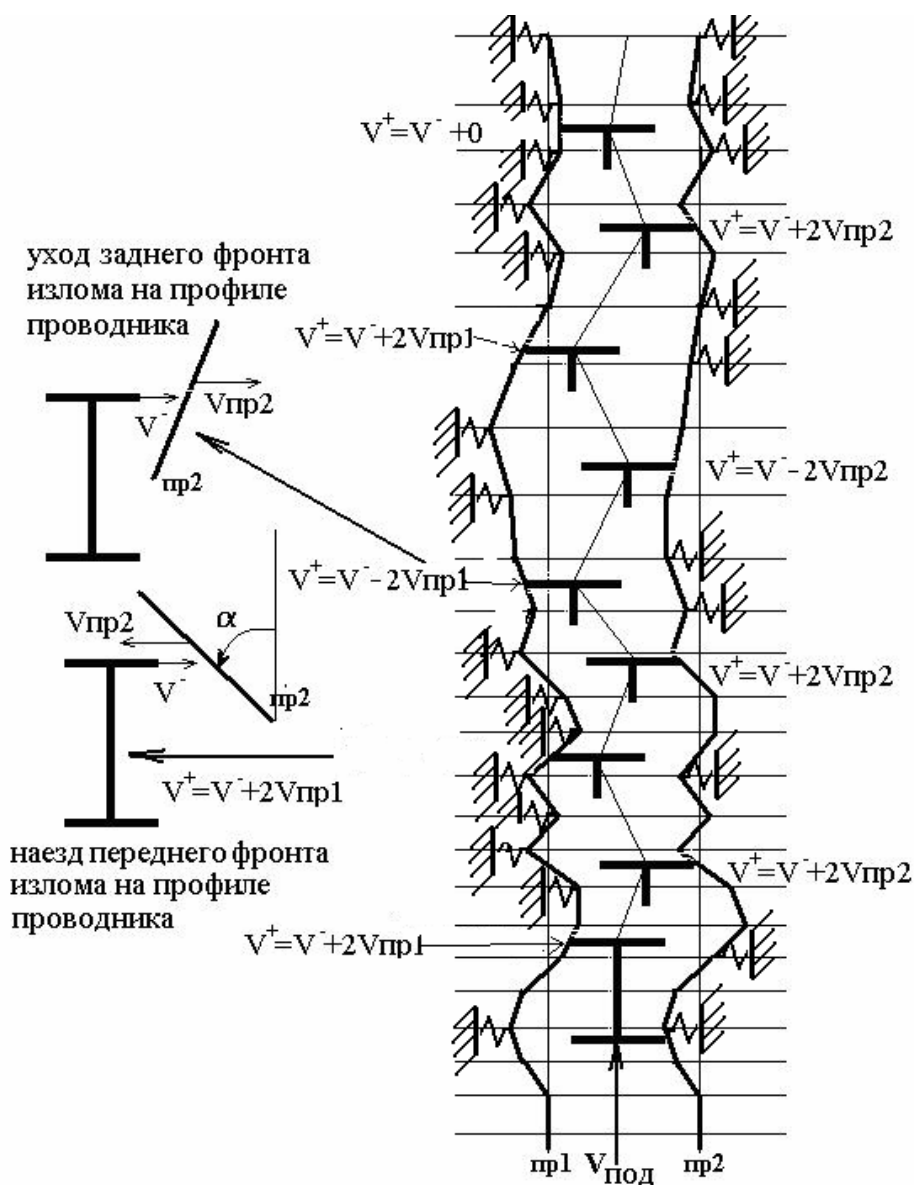


Рис. 3.4. Кинематическая схема лобового взаимодействия жестких направляющих верхнего пояса подъемного сосуда с упругими проводниками на участках искривления профиля (случай абсолютно упругого соударения)

Если длина участка ствола с постоянным углом наклона проводника меньше длины пути, который сосуд проходит по вертикали за период между двумя последовательными соударениями (период горизонтальных колебаний в ударном режиме), то в зависимости от фазы колебаний, с которой сосуд попадает на участок с изломами профиля, этап сближения и соударения башмака с проводником может попасть на любой из пролетов с набегающими или отходящими гранями проводников. Например, на участке с максимальной скоростью 10 м/с при шаге армировки 3 м и частоте колебаний 1 Гц базовый участок занимает 3,3 яруса.

Так как проводники являются для сосуда упругими ограничителями колебаний и одновременно их возбудителями, то при наличии упругих амортизаторов полное колебание будет являться суперпозицией собственного и вынуж-

денного колебаний и, даже при постоянной на участке вынуждающей частоте, будет гармоническим только в случае кратного соотношения частот. Кратное сочетание частот на длительном интервале времени практически невозможно в силу переменности параметров профиля по глубине ствола и является еще одной физической причиной хаотичности динамического взаимодействия сосудов с проводниками жесткой армировки.

В том случае, когда сосуд попадает на участок длительной серии соударений с противоположащими набегающими гранями проводников, горизонтальная скорость его перемещения в колее возрастает от удара к удару. Обратный процесс происходит, когда сосуд на серии соударений попадает на участок, в котором его башмаки поочередно сталкиваются с уходящими от него в относительном движении гранями проводников или он выходит на участок со спрямленным профилем. В этих случаях энергия колебаний уменьшается либо за счет снижения скорости отражения башмаков от проводников, либо за счет рассеивания. Это приводит к соответствующему уменьшению амплитуды усилий и частоты колебаний.

Таким образом, частота ударно-колебательного процесса является амплитудно-зависимой величиной. Она растет с ростом амплитуды контактных усилий и скорости перемещения сосуда в створе проводников (кинетической энергии горизонтального движения сосуда).

Установлено, что малые изменения в функциях загрузки сосуда, характера диаграмм скорости (диаграмм, имеющих малые отклонения (до 5% – 7%) по амплитуде мгновенной скорости и ее глубинной координате, отклонения центра тяжести от вертикальной оси подвеса сосуда на канате) приводят к отклонениям в дальнейшем горизонтальном поведении сосуда на одном и том же пролете в несколько раз (нагрузки непредсказуемо могут меняться от 0 кН до 100 – 200 кН на разных циклах). При этом динамическая реакция башмака сосуда на i -м пролете определяется его фазой по относительной скорости к грани проводника на предыдущем пролете.

Такой процесс является хаотическим, и только серия длительных аппаратных измерений может выявить наиболее «вероятные» изменения в выходной реакции сосуда в данных промышленных условиях. При этом всегда остается некоторый риск в том, что в какой-то момент времени на систему будут поданы не проявившиеся ранее воздействия, и ее реакция окажется сильнее по усилиям, чем на предыдущих испытаниях. Это подтверждается тем, что при динамических испытаниях многократно фиксировались случаи, в которых на одном и том же пролете какой-то один проезд на пониженной скорости давал в несколько раз большие динамические нагрузки, чем все остальные проезды на скорости в 1,5 – 2 раза большей.

Значения амплитуд пиковых реакций сосуда будут тем большими, чем больше углы наклона проводников в пролетах. При стабильной работе системы управления ШПМ и загрузки сосуда внешние воздействия на сосуд будут максимально идентичными на всех рабочих циклах, поэтому аппаратная динамическая диагностика, в таких условиях, выявит наиболее вероятную серию откликов системы и выявит реализующиеся на них максимальные динамические

перегрузки. Такую стабильность могут реализовать только цифровые системы управления скоростью и контроля загрузки.

Измерения и расчеты показывают, что пиковые нагрузки хоть и с различной амплитудой, но концентрируются вокруг одного – двух пролетов на серии однотипных проездов или на более протяженном участке в 5 – 10 ярусов. В некоторых стволах они распределены по глубине более-менее равномерно с близкими амплитудами, в других приурочены к одному или нескольким коротким участкам.

Так как работа подъемной установки является циклическим процессом спуска/подъема по одной и той же трассе движения, то сосуд за время одного проезда совершает конечное число ударных взаимодействий с проводниками. Их число может изменяться от нуля, при реализации проектного безударного режима движения, до некоторого максимально возможного значения, которое определяется интенсивностью нарастания амплитуды контактных нагрузок. В свою очередь, эта интенсивность тем больше, чем большее число раз башмаки столкнутся с набегающими гранями.

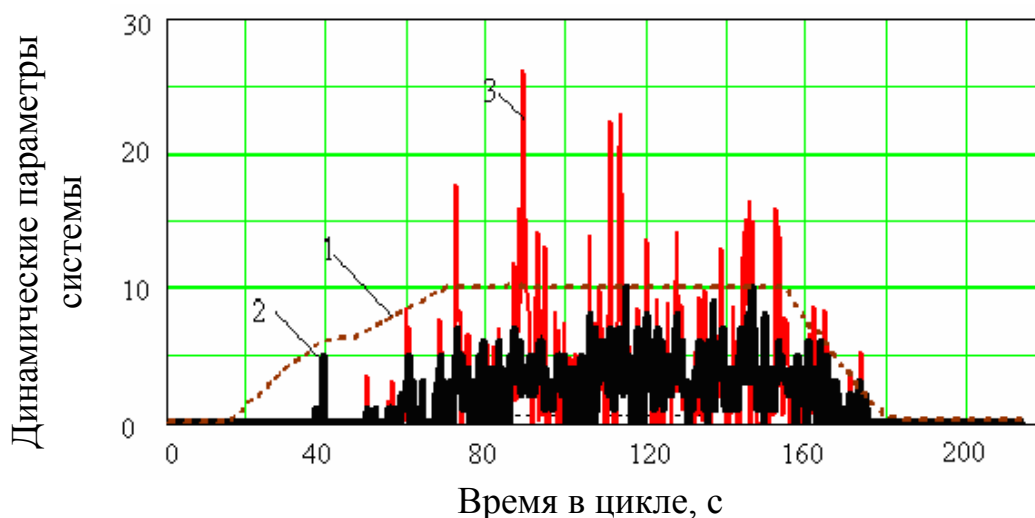


Рис. 3.5. Сводный график динамических параметров системы «скип – армировка»:

1 – скорость подъема, м/с; 2 – число ударов на одном пролете армировки; 3 – максимальная амплитуда ударных нагрузок, кН

На рис. 3.5 приведен сводный график скорости подъема груженого скипа, распределения числа ударов по паре противостоящих проводников двумя верхними башмаками, амплитуды ударных нагрузок на каждом пролете между ярусами армировки, полученный на основании обработки данных аппаратурных динамических испытаний системы «скип – армировка».

Очевидно, что максимально возможная накачка энергии будет соответствовать случаю, когда все рабочие грани башмаков, расположенные в одной плоскости (в лобовой – 4 грани, в боковой – 8 граней) будут при каждом полупериоде колебаний сосуда в зазоре по соответствующей степени свободы вступать в контакт с набегающими гранями проводников.

Из рисунка видно, что наибольшие значения частоты и амплитуды ударов приходятся на участок движения с максимальной скоростью. По кривой 2 видно, что максимальное число ударов по пролету проводников верхним поясом скипа находится в интервале от 5 до 10. По кривым 2 и 3 видно, что наибольшее число ударов (10) с максимальной амплитудой в данном подъеме испытывают пролеты проводников, которые скип проходит на интервале времени от 115 до 128 секунды. Такое же число ударов испытывают пролеты, которые скип проходит между 142 сек и 150 сек, но амплитуда нагрузок на них на 25% меньше.

Кроме того, видно, что на 40-й секунде подъема в результате излома на диаграмме скорости, вызванным неплавной работой подъемной машины, на соответствующем пролете армировки возбуждается ударный режим взаимодействия скипа с проводниками, в течение которого они испытывают 5 жестких ударов с незначительной амплитудой контактных нагрузок. Такое же явление видно и на участке замедления с изломом диаграммы скорости между 160 с и 170 с (число ударов 5 – 7, амплитуда нагрузок до 8 кН).

Это говорит о том, что разные пролеты ярусов за время одного проезда сосуда будут испытывать различные суммарные ударные воздействия, которые, главным образом, определяют их остаточный ресурс по усталостной долговечности металла и скорости их механического износа.

Для ранжирования динамического воздействия на армировку по данным аппаратурных испытаний удобно определить суммарную энергию ударных сил, которую сосуд передает проводникам в каждом пролете, как сумму потенциальных энергий упругого деформирования пролета во время каждого удара. Средняя жесткость пролета $C_{арм}$. В этом случае суммарная потенциальная энергия на i -м ярусе определяется по формуле

$$P_i = \frac{1}{2 \cdot C_{арм}} \cdot \sum_{k=1}^{N_i} F_{k,i}^2,$$

где P_i – суммарная потенциальная энергия упругого деформирования проводника на i -м пролете в течение N_i ударов с максимальным усилием $F_{k,i}$. (k – порядковый номер удара в пролете).

На рис. 3.6 приведены графики скорости подъема скипа и суммарной энергии, полученной пролетами проводников армировки, в развертке по времени в цикле для того же отделения ствола.

Параметр «полная энергия ударов» является самостоятельной поярусной диагностической характеристикой динамической нагруженности элементов армировки, необходимой для прогноза их долговечности, наряду с максимальным значением ударной нагрузки в пролете, которое служит для определения минимального мгновенного остаточного запаса прочности конструкций яруса.

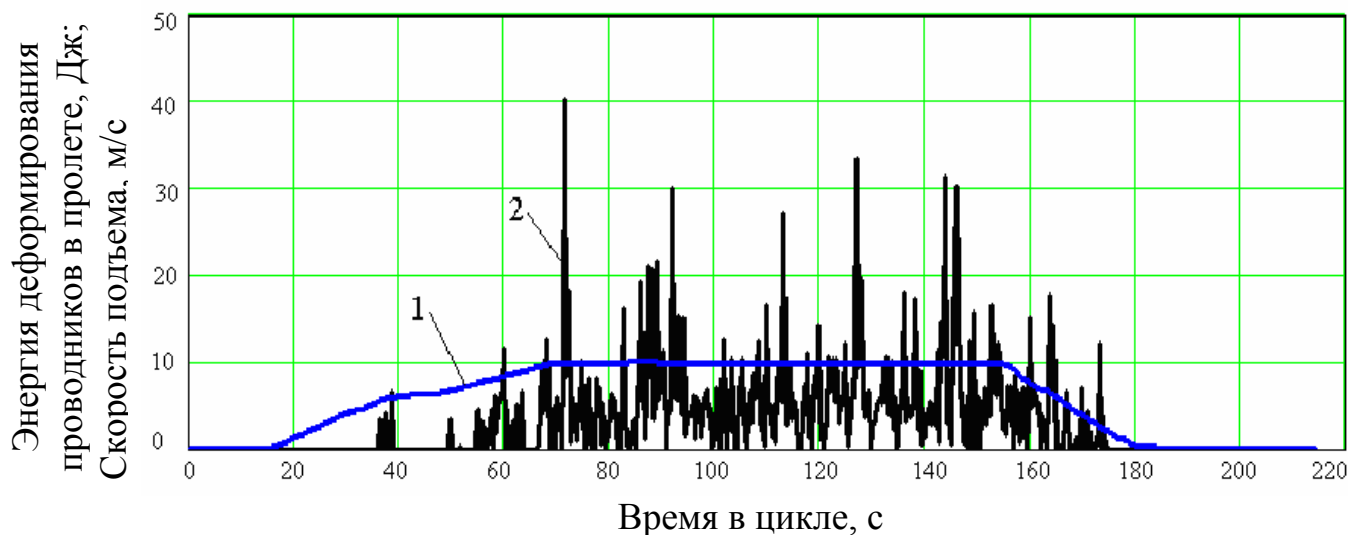


Рис. 3.6. Графики распределения энергии деформирования проводников и скорости подъема в развертке по времени в цикле для скипа:
 1 – скорость подъема, м/с; 2 – суммарная энергия деформирования проводников в полете, Дж

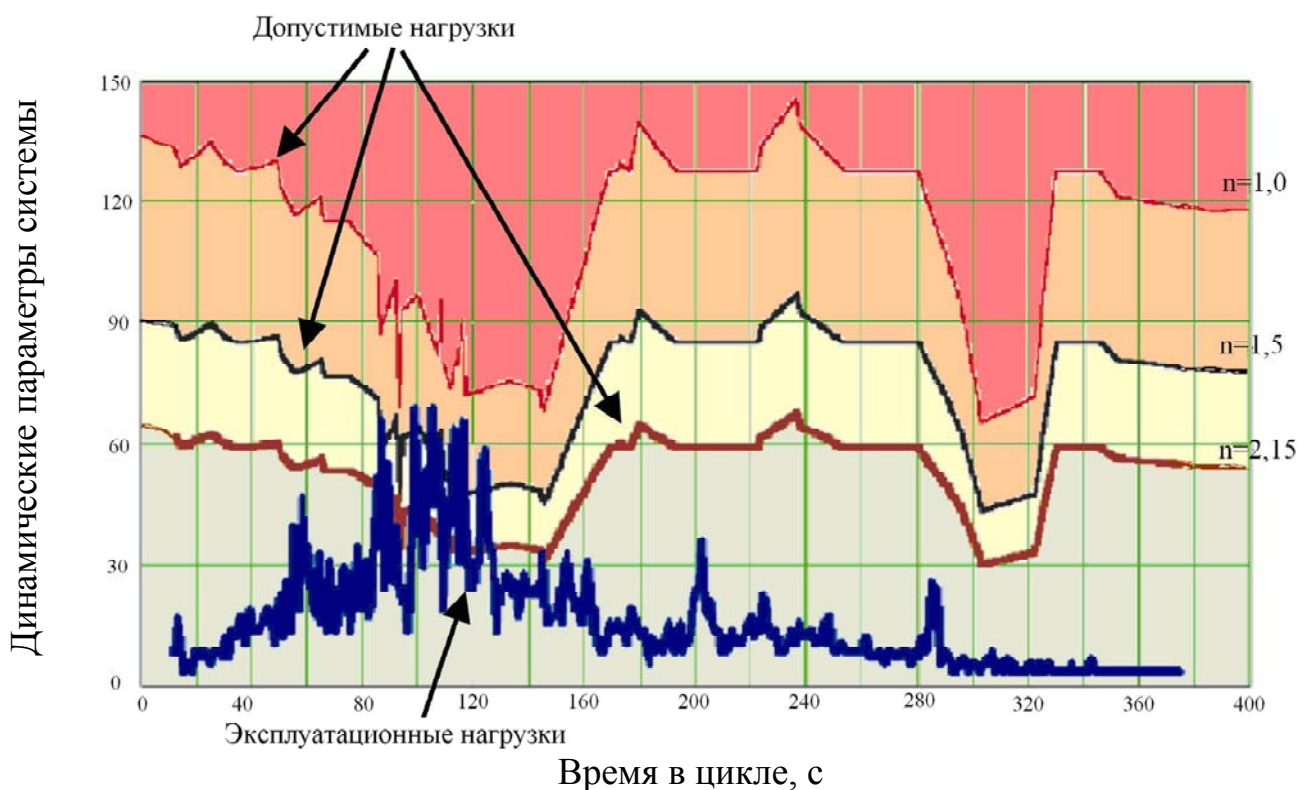


Рис. 3.7. Диаграмма динамического нагружения проводника по ярусам армировки при лобовых нагрузках

В итоге, определение степени безопасности поярусного уровня динамической нагруженности каждого из проводников и расстрелов армировки по параметру «запас прочности», с учетом их износа, может быть проиллюстрировано диаграммой, приведенной на рис. 3.7 для проводника одного из рудоподъемных стволов. Графики показывают, что допустимые нагрузки для значений запаса прочности 1.0, 1.5 и 2.15, зависящие от износа проводника, по глубине

ствола распределены очень неравномерно и разнятся по уровню до 2,5 раз. На диаграмме виден протяженный участок ствола от 82-го до 130-го ярусов, на котором кривые значений фактических эксплуатационных нагрузок в лобовой плоскости имеют пики потенциально опасного уровня, близкого к предельно допустимому ($n=1.0$).

3.3 Влияние параметров рабочей диаграммы скорости подъема на динамику системы «сосуд – армировка»

Практика эксплуатации показывает, что максимальный уровень контактных нагрузок в системе «сосуд – армировка» растет с увеличением вертикальной скорости движения сосуда по стволу. В силу этого на предприятиях при наличии видимых проблем с армировкой интуитивно снижают скорость подъема или массу груза, чтобы снизить уровень контактных нагрузок на армировку до безопасного уровня.

При наличии смещения груза в подъемном сосуде любые резкие изменения окружной скорости барабана неизбежно возбуждают гармонические вертикальные колебания сосуда на фоне его стационарного монотонного движения по стволу с вертикальным ускорением W . Вертикальные колебания сосуда возбуждают горизонтальные угловые колебания вокруг его главных осей инерции, сопровождающиеся повышенными контактными нагрузками на армировку, не связанными с кривизной проводников.

Чем больше жесткость роликоопор, тем больше допустимое смещение груза при неизменном базовом кинематическом зазоре в паре «башмак – проводник». При малом зазоре требуется большее значение жесткости ролика для удержания системы в бесконтактном состоянии. Но при этом повышение жесткости роликоопоры приводит к повышению собственных частот горизонтальных колебаний системы и увеличивает вероятность попадания в резонансную область возбуждений со стороны регулярно искривленных проводников при высокой скорости подъема.

Это значит, что при одном и том же вертикальном возбуждении, вызванном диаграммой скорости подъемной машины, проявляется суперпозиция четырех факторов, связанных с параметрами системы «канат – груз – сосуд – направляющие» (смещение груза, резонансное сочетание величин жесткостей каната и упругих направляющих, контактное прижатие башмаков к проводникам, базовый кинематический зазор), которые могут суммировать и усиливать свои негативные воздействия на динамику системы на переходных участках (кумулятивный эффект). Из этого следует, что для каждой системы «сосуд – армировка» с фиксированным значением жесткости роликовых направляющих существует свое предельно допустимое смещение груза от вертикали, до превышения которого роликовые направляющие еще могут оказывать стабилизирующее влияние на движение системы, а выше которого их влияние становится несущественным.

Это говорит о сложности выбора рациональных параметров системы «сосуд – армировка» в условиях длительной эксплуатации и необходимости решения задачи для условий конкретного грузоподъемного отделения.

В реальных системах «сосуд – армировка» всегда присутствует гарантированный кинематический зазор между рабочими поверхностями предохранительных башмаков скольжения и проводников для исключения затирания и заклинивания сосуда.

В этом случае при соударении башмака с наклоненным проводником возможны три варианта взаимодействия (рис. 3.4):

- башмак наезжает на уклон набегающего на него проводника,
- башмак съезжает с уклона уходящего от него проводника,
- башмак контактирует с вертикальным неподвижным отрезком проводника.

Соотношение скоростей до и после удара определяется знаком угла наклона проводника к вертикали и соответствует трем вариантам, которые можно определить как:

- башмак и проводник имеют мгновенные горизонтальные скорости противоположного знака, в этом случае после удара скорость башмака будет больше скорости в момент начала контакта;
- башмак и проводник имеют мгновенные горизонтальные скорости одного знака, в этом случае после удара скорость башмака будет меньше скорости в момент начала контакта (см. например, работу [47], качественно задача эквивалентна задаче об ударе двух движущихся тел);
- проводник имеет нулевую относительную горизонтальную скорость, в этом случае скорость башмака после удара будет равна скорости в момент контакта (если принять коэффициент восстановления равным единице);

По длине трассы движения скипа участки проводников с уклонами разных знаков чередуются между собой. Минимальная длина участка с уклоном одного знака равна шагу армировки, максимальная на протяженных участках сдвижения горных пород может достигать 10 – 30 шагов армировки. Во втором случае на протяженный участок уклона одного знака большой амплитуды может накладываться серия коротких участков с меньшими амплитудами знакопеременных отклонений (рис. 3.10).

Так как скорость перемещения точек твердого тела определяет его кинетическую энергию, то взаимодействие башмака с набегающим участком проводника увеличивает кинетическую энергию скипа.

При движении по стволу сосуд совершает горизонтальные колебания в пределах кинематического зазора с частотами, определяемыми жесткостью пружин системы направляющих роликоопор. Как показали исследования, эта частота лежит в пределах 0,5..2,5 Гц. Частота смены знака уклона проводника в течение цикла подъема может меняться в пределах от 0 до 8 – 10 Гц. В этих условиях фаза встречи башмака и проводника очень сильно зависит от начальных условий в момент подхода сосуда к характерному участку армировки, мгновенного значения кинематического зазора по каждой грани каждого башмака, диаграммы скорости подъема, массы груженого сосуда.

Любой из указанных параметров может в малой степени, но непредсказуемым образом, меняться от одного цикла подъема к другому. Так же будут меняться и фазы встречи башмака с проводником на одних и тех же участках ствола. В одном случае башмак, проходя мимо участка проводника с набегаю-

щим уклоном, будет в своем горизонтальном движении приближаться к нему с максимальной скоростью, в другом его скорость будет направлена в противоположном направлении и он столкнется с поверхностью уходящего от него противоположного проводника (в лобовой плоскости) или уходящей от него противоположной грани этого же проводника (в боковой).

При скорости 10 м/с и шаге армировки 2,5 – 4 м сосуд проходит участок между ярусами, имеющий постоянное значение уклона, за 0,25 – 0,4 с. С таким периодом знак и угол уклона, характер взаимодействия проводника с башмаком существенно и скачкообразно меняются. При частоте горизонтальных колебаний сосуда порядка 1 – 2 Гц за один период колебаний (время между двумя потенциально возможными соударениями) он проходит по стволу 5 – 10 м мимо нескольких пролетов ярусов армировки и попадает в течение одного периода колебаний на участки с различными параметрами профиля. Естественно, что при малых различиях в скорости, загрузке и других исходных параметрах процесса относительная скорость соударения поверхностей башмака и проводника будет изменяться очень существенно, как и глубинная координата точки контакта с каждым из проводников.

Следует так же учесть, что на сосуде установлено 12 направляющих, которые взаимодействуют с рабочими поверхностями своих проводников в разных точках и в разные моменты времени. Поэтому картины распределения контактов между направляющими и контактными усилия в этих случаях так же будут значительно различаться между собой от цикла к циклу на одних и тех же пролетах армировки. Такая картина взаимодействия скипов с армировкой постоянно фиксируется при аппаратурных динамических испытаниях в промышленных условиях.

В работе [25] приведены экспериментальные данные, которые показывают, что при ручном управлении подъемной машиной нестабильность поддержания максимальной скорости на основном участке ствола приводит к такому же росту динамических нагрузок на армировку, что и на переходных участках диаграммы в начале и конце ствола, а в работе [9] приведены результаты экспериментальных исследований деформации рамы скипа при изменении рабочей диаграммы скорости подъема. Такие ситуации происходят в силу описанных выше явлений и значительного влияния малых различий во внешних возмущениях и начальных условиях на поведение сосуда на отдельных участках армировки.

Если случайно участок возбуждения (при торможении или изломе диаграммы на рабочем цикле) совпадает с участком повышенного коррозионного износа проводников или расстрелов, то ускоренное разрушение армировки с потенциально аварийными последствиями может оказаться практически неизбежным, а при систематическом повторении от цикла к циклу вызовет ускоренный усталостный износ рамы сосуда и ее разрушение.

Проведенный анализ показывает, что, когда параметры системы «сосуд – армировка» попадают в зону возбуждения ударно-контактного режима, сниже-

ние максимальных нагрузок возможно за счет реализации ряда технологических мероприятий. Наименее дорогостоящим из них является синтез диаграммы скорости движения сосуда, обеспечивающей ограничения на максимальные значения ускорения и рывка, определяемые состоянием и параметрами армировки с учетом реально возможных смещений центра масс груза, параметров роликовых амортизаторов. Оптимизация и сглаживание диаграмм скорости позволяет в заданных горнотехнических условиях ствола минимизировать время цикла без ухудшения остальных параметров технического состояния системы и существенно снизить ударные нагрузки на армировку.

Проведенные в промышленных условиях многочисленные измерения динамических параметров систем «подъемная машина – канат – сосуд – армировка» показали, что применяемые в настоящее время на отечественных подъемах системы управления не всегда обеспечивают необходимую по условиям минимизации колебаний сосудов идентичность и сглаженность диаграмм скорости от цикла к циклу.

На рис. 3.8 и 3.9 приведены графики фактической окружной скорости барабана подъемной машины, полученные при проведении динамических испытаний систем «сосуд – армировка» в породном скиповом и контрвесном отделениях рудоподъемного ствола. Нулевая отметка по времени для подъемов соответствует старту скипа из дозатора, для спусков – скипу из разгрузки. Их анализ показывает, что фактические диаграммы линейной скорости подъема сосуда в реальных условиях могут существенно отличаться от достаточно гладкой пятипериодной диаграммы угловой скорости барабана. Это вызвано как погрешностями в работе аналоговой системы регулирования скорости, так и отсутствием учета переменности радиуса в функции управления угловой скоростью бициндрического приводного барабана подъемной машины.

Из-за переменности радиуса навивки фактическая вертикальная скорость сосуда (*окружная* скорость барабана) существенно отличается от традиционной пятипериодной диаграммы, которая задается по *угловой* скорости барабана. В двухконцевых подъемных машинах типа БЦК имеется большое различие в радиусах навивки каната в зависимости от положения каждого сосуда в стволе. Кроме того, видно, что диаграммы скорости даже при автоматическом управлении на различных циклах отличаются друг от друга как по моменту времени в цикле, так и по амплитуде.

Старт груженого сосуда из дозатора начинается с намотки каната на малый радиус для создания минимального сопротивления тяговому усилию подъемной машины с груженым сосудом и полным отвесом каната. По мере сматывания канат переходит на коническую часть и потом на максимальный радиус барабана. То же самое, но в обратном порядке, происходит с опускающимся канатом порожнего сосуда. Этим обеспечивается уравнивание и минимизация тягового усилия подъемной машины без применения нижних уравнивающих канатов.

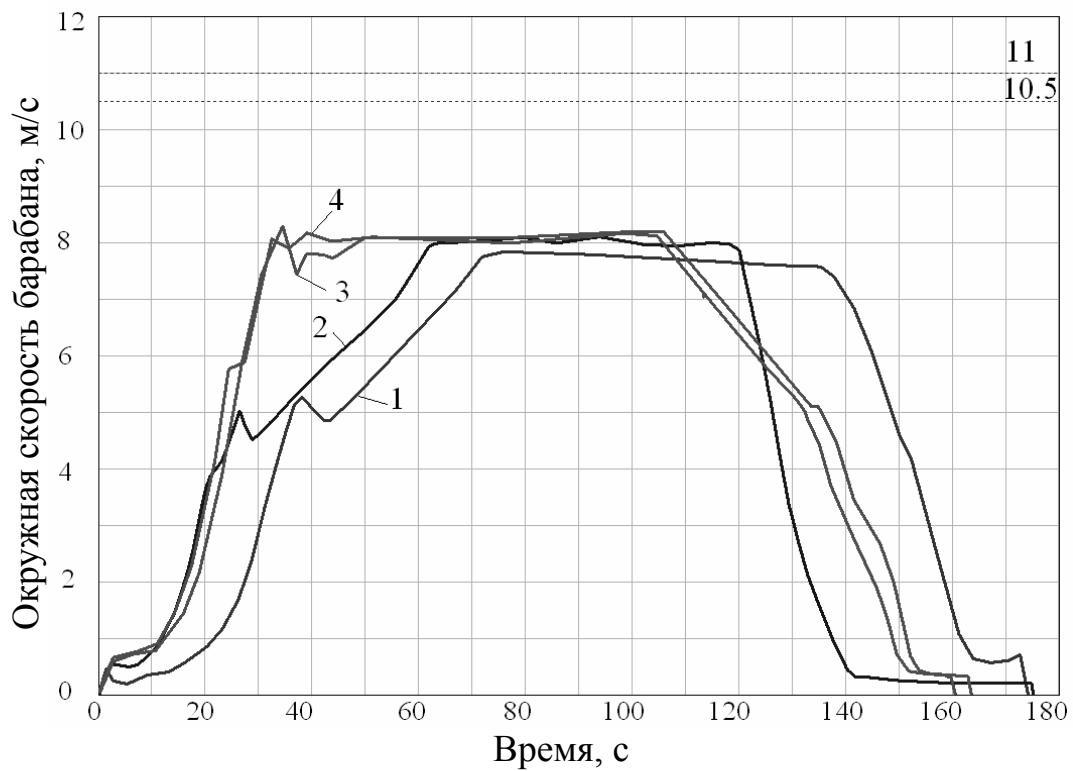


Рис. 3.8. Диаграммы скорости движения породного скипа на тестовых проездах при скорости 8 м/с и ручном управлении:
 1, 2 кривые – подъемы груженого скипа из дозатора;
 3, 4 кривые – спуски порожнего скипа из разгрузки

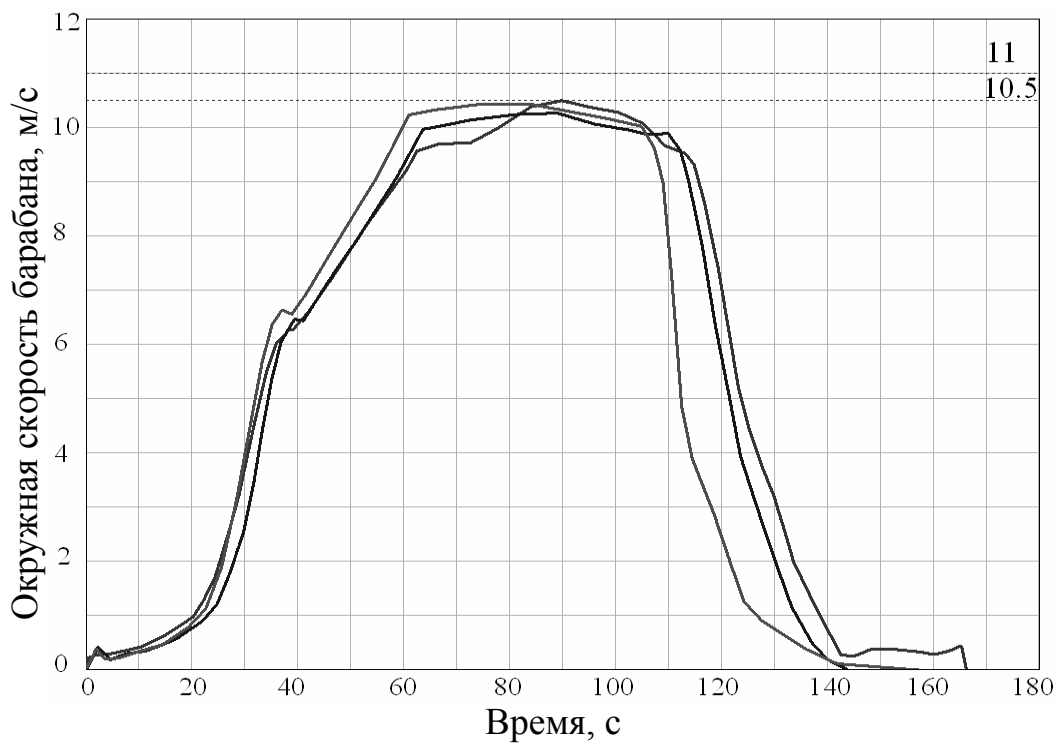


Рис. 3.9 Диаграммы скорости трех подъемов скипа при скорости 11 м/с и автоматическом управлении

Такой выигрыш в энергетическом плане приводит к тому, что диаграмма скорости движения груженого и порожнего судов становится неидентичной диаграмме окружной скорости вращения бицилиндроконического барабана (она традиционно задается пятипериодной) и получает резкие изгибы в одних и тех же точках ствола, которые не всегда учитываются системой управления подъемной машиной. При ручном управлении клетевой или скиповой установкой учесть такие особенности практически не возможно.

Из рис. 3.8, 3.9 видно, что движение сосуда с заданной постоянной скоростью происходит только между 65-й и 100-й секундами, тогда как равномерное вращение барабана начинается на 30-й секунде (рис. 3.3а, б). На этой же секунде на диаграмме окружной скорости виден излом и всплеск из-за перерегулирования, после которого сосуд продолжает набирать скорость, но с уменьшенным ускорением, в то время как канат еще находится на конической части барабана, уже вращающегося равномерно.

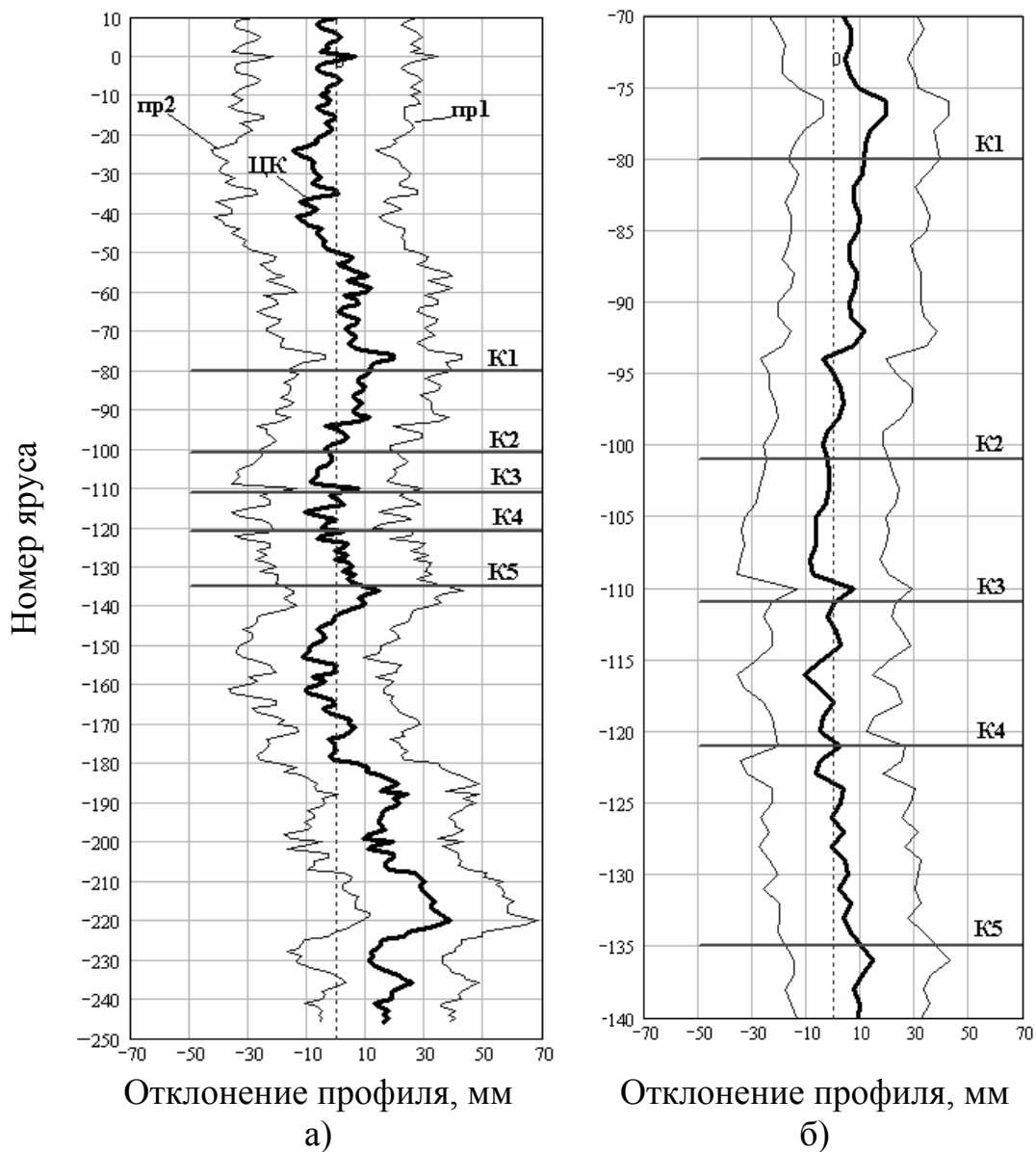


Рис.3.10. Профили проводников №1, №2 и координаты центра колеи (ЦК): по глубине ствола (а), участок компенсаторов К1 – К5 (б)

Скорость сосуда на равномерном участке можно только условно назвать постоянной, так как она меняется от 9.75 м/с до 10.5 м/с. Так же видно, что окружные ускорения (соответственно и движущее усилие подъемной машины) при разгоне и замедлении сосуда имеют различные на разных циклах значения и меняются в пределах 0.5 – 0.8 м/с².

На рис.3.10 приведены графики лобовых профилей проводников №1 и №2 скипового отделения в раскладке по номерам ярусов армировки. Горизонтальными прямыми отмечены участки расположения компенсаторов вертикального смещения крепи ствола.

Эти участки имеют наибольшие в стволе нарушения прямолинейности проводников. Форма изгиба проводников (а так же оси колеи: кривая «ЦК») является характеристикой локального участка ствола, она создает внешние динамические возмущения на движущийся сосуд, а его динамическая реакция зависит от скоростного режима прохода по участку и состояния текущих кинематических зазоров в парах «башмак – проводник», зависящих от положения груза в подъемном сосуде и текущего значения ширины колеи на участке.

На рис. 3.11 приведен график раскладки номеров ярусов ствола по времени в цикле подъема по фактической диаграмме скорости с отметками расположения компенсаторов вертикального смещения проводников в зоне сдвижения горных пород (горизонтальные прямые), на которых зафиксированы наибольшие искривления осей проводников от вертикали. Переход номера яруса через ноль на 135 секунде подъема соответствует переходу скипа в копровый участок армировки перед входом в разгрузочные устройства. Из графика видно, что сосуд движется по участку компенсаторов между 135-м и 80-м ярусами с 85-й по 105-ю секунды подъема.

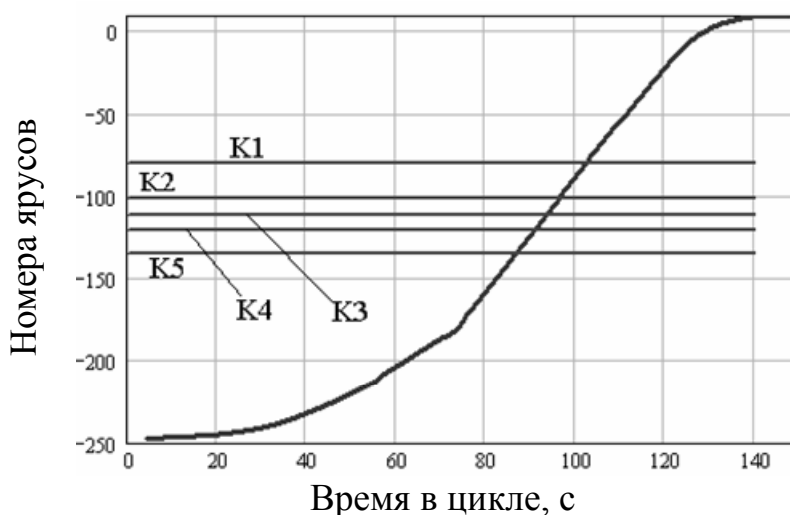


Рис. 3.11. График раскладки номеров ярусов армировки по времени в цикле подъема №1 грузеного скипа с отметками компенсаторов (K1 – K5)

Первые графики показывают окружную скорость барабана, вторые – закон изменения окружного ускорения (по ним видно, что рывок на участках изменения ускорений может достигать существенных значений), третьи – полные

динамические усилия в нижних концах канатов у коушей (кривая 1), усредненные усилия без учета упругости каната (кривая 2).

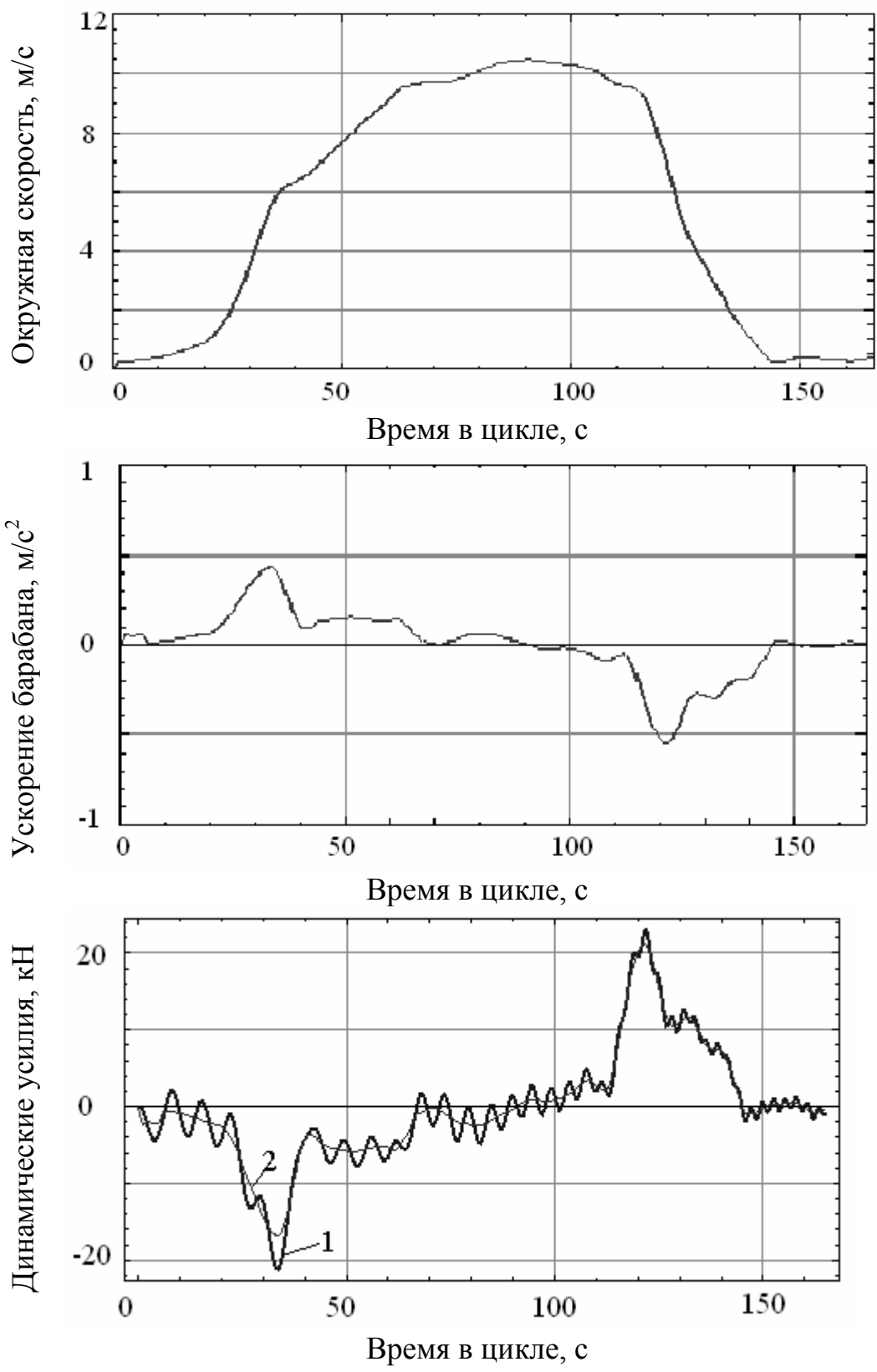


Рис. 3.12 Динамические параметры системы «барабан – канат – скип» при подъеме скипа

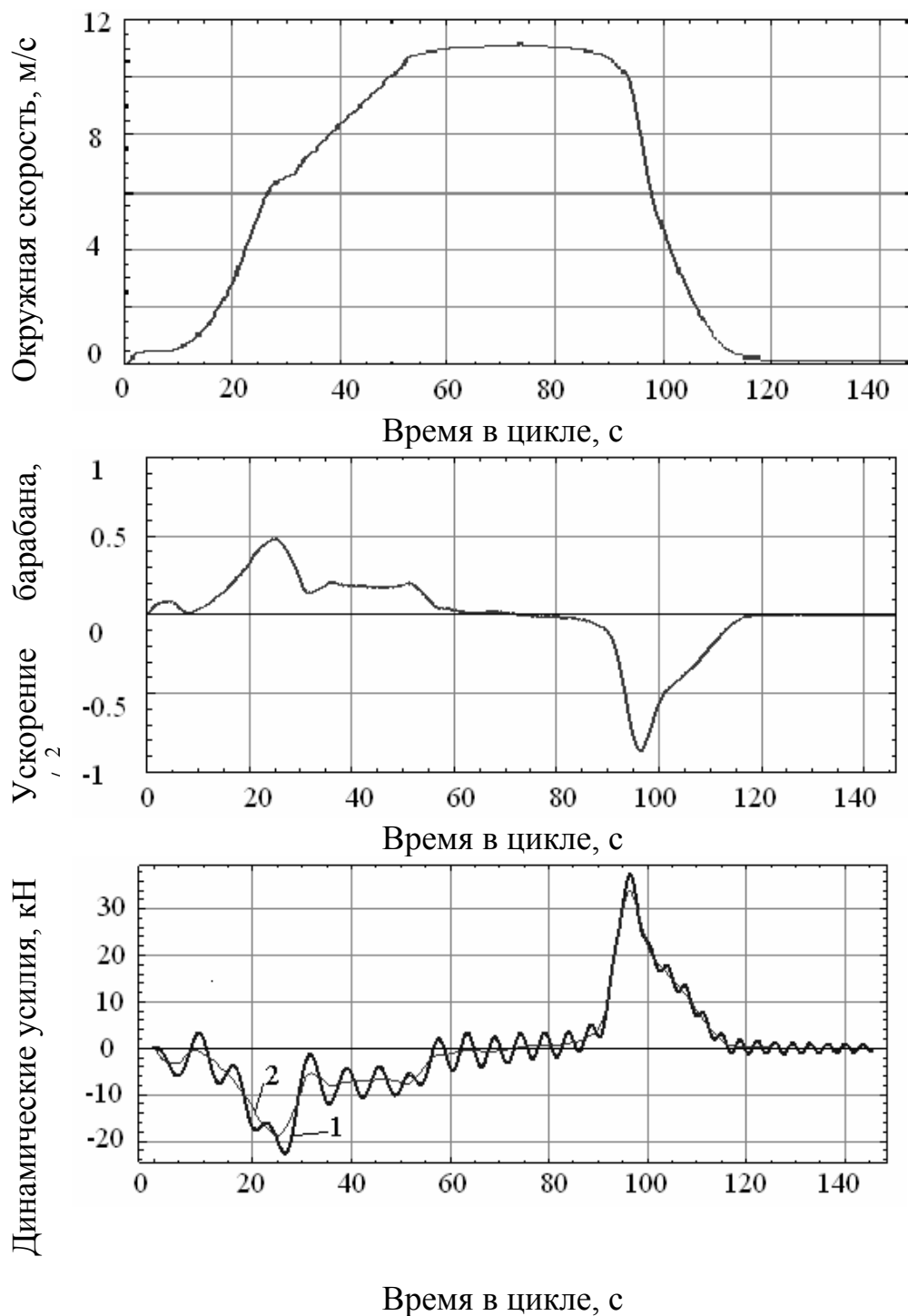


Рис. 3.13. Динамические параметры системы «барабан – канат – контрвес» при подъеме контрвеса

На рис. 3.12, 3.13 показаны графики изменения динамических параметров систем «барабан – канат – сосуд» в для испытательных циклов в режиме подъема груженого скипа и подъема контрвеса, полученные в результате математического моделирования, для движения сосуда с диаграммами скорости, приведенными на рис. 3.8 и рис. 3.9.

Моделирование выполняется путем численного решения общей системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику систем «сосуд – армировка» в лобовой плоскости проводников [34]. Как и на рисунках 3.8, 3.9 на-

чальный момент времени соответствует моменту старта подъемного сосуда с уровня дозатора.

По величине размаха составляющих динамических усилий от колебаний каната можно судить о влиянии «неплавности» изменения окружной скорости барабана на вертикальные колебания сосуда, которые, в свою очередь, влияют на уровень горизонтальных нагрузок между сосудом и армировкой. В данном примере амплитуда динамических усилий в канате у коуша при колебаниях достигает 4,3 – 4,6 кН.

Ниже приведены результаты моделирования динамического взаимодействия *породного скипа* с армировкой с учетом возможного горизонтального смещения центра масс груза в кузове при подъеме по фактической диаграмме скорости, представленной на рис. 3.13.

На рис. 3.14 приведен график полной кинетической энергии, которая передается на движущийся подъемный сосуд системой проводников.

Полная энергия рассчитывается по теореме Кенига в виде суммы кинетической энергии поступательного перемещения сосуда вместе с осью колеи и энергии углового перемещения вместе с отрезком оси колеи с учетом массы и момента инерции сосуда. Видно, что на интервале движения с максимальной скоростью по участку компенсаторов нарушения вертикальности колеи пары проводников в отдельные моменты времени (85 – 95 сек) вызывают возбуждение скипа наибольшего в цикле уровня по сравнению с другими участками ствола.

Использование этого параметра позволяет классифицировать участки проводников по уровням их возмущающего динамического воздействия на подъемный сосуд в зависимости от сочетаний параметров диаграммы скорости и профилей проводников.

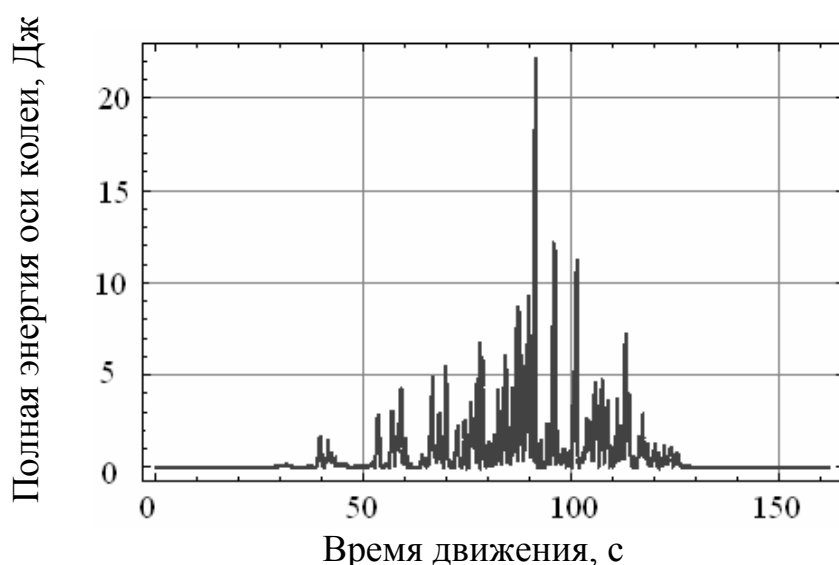


Рис. 3.14 График полной кинетической энергии возбуждения скипа системой проводников

На рис. 3.16 приведены графики лобовых контактных нагрузок на проводники в течение цикла движения от 4-х направляющих скипа при вариации смещения груза в скипе, которые показывают отклик сосуда на внешние возмущения со стороны проводников и подъемной машины. Из рис. 3.15а видно, что при смещении центра масс груза на +160 мм к проводнику №1 на участках 80 – 85 сек в системе возникают ударные нагрузки на проводники, амплитуда которых не превышает 25 – 28 кН (это значительно превышает уровень нагрузок на предыдущем участке безударного движения 0 – 60 с). После выхода скипа из этого участка на 90 секунде подъема, начинается участок замедления по диаграмме скорости (рис. 3.9), которое сопровождается интенсивными вертикальными колебаниями скипа на упругом канате с горизонтальными нагрузками на проводники до 30 кН.

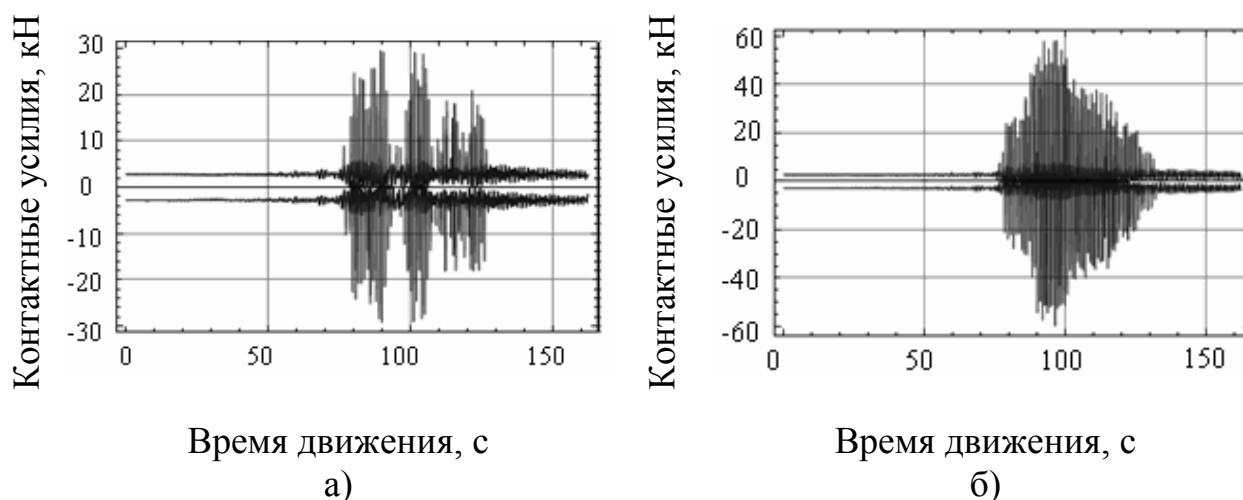


Рис. 3.15. Графики контактных усилий в системе «сосуд – армировка»: а) смещение груза на +160 мм (к проводнику №2); б) смещение груза на -160 мм (к проводнику №1) при диаграмме скорости цикла №1

На рис. 3.15б показан тот же процесс, но при смещении груза к противоположному проводнику №2 на -160 мм. Видно, что динамический процесс на этих же участках диаграммы скорости изменился качественно и количественно. Нагрузки на первом участке 80 – 90 сек остались в пределах 30 кН, переход на второй участок произошел без промежуточного затухания. На участке 90 – 100 сек максимальные нагрузки выросли до 58 кН. Их максимальные значения реализуются в районе 100-й секунды между двумя последними компенсаторами на участке начала рабочего замедления барабана. Участки повышения уровня контактных нагрузок ударного типа совпадают с участками повышенного уровня энергии возмущений со стороны проводников.

Данный пример характерен тем, что иллюстрирует поведение скипа со значительным эксцентриситетом груза. В этом случае скип движется в состоянии близком к расклиниванию в проводниках диагональными башмаками №1, №4 или №2, №3 с очень малыми кинематическими зазорами. В этом случае в

реакции скаipa доминирует ударно-колебательный отклик на возмущения со стороны проводников.

На рис. 3.16 приведены графики горизонтальных контактных нагрузок на проводники при малом эксцентриситете груза ± 30 мм с той же самой диаграммой скорости. Графики показывают, что на всем цикле подъема от разгона до начала рабочего замедления взаимодействие скаipa с армировкой носит безударный характер. Интенсивный ударно-колебательный режим с нагрузками до 20 – 22 кН возникает на 115 – 120 секунде.

Сравнение этих графиков со вторым графиком на рис. 3.12 показывает, что этот момент времени совпадает с началом рабочего замедления и появлением на диаграмме окружного ускорения барабана всплеска до $-0,4 \text{ м/с}^2$. Это говорит о том, что в данном случае доминирует ударно-колебательная реакция сосуда на воздействие со стороны подъемной машины в виде вертикального рывка верхнего конца каната, а достаточно большие кинематические зазоры у всех башмаков не позволяют проводникам через упругие роликоопоры раскачать сосуд до возбуждения длительного ударного взаимодействия с армировкой (одиночные удары происходят только на 80-й и 98 секундах) даже на участке 80 – 110 сек при самых больших возмущениях.

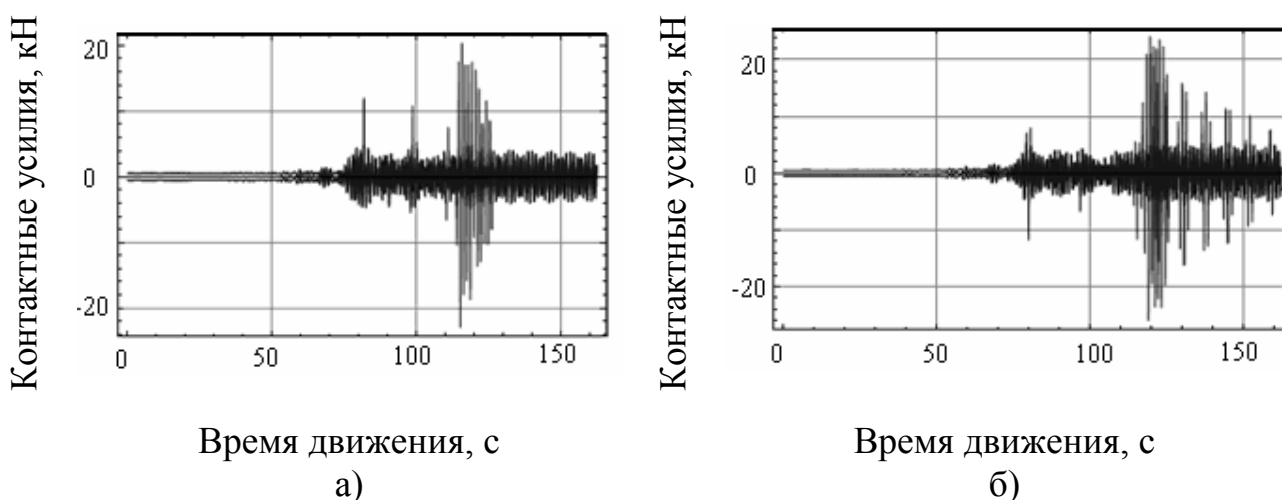


Рис. 3.16. Графики контактных усилий в системе «сосуд – армировка»: а) смещение груза на +30 мм (к проводнику №2); б) смещение груза на -30 мм (к проводнику №1) при диаграмме скорости цикла №1

Графики на рис. 3.17 показывают, что в местах ударного взаимодействия скаipa с проводниками его кинетическая энергия так же достигает максимальных значений, причем рост кинетической энергии соответствует росту контактных нагрузок. Раздельное рассмотрение кинетической энергии поступательного и углового перемещения скаipa совместно с раздельным распределением мгновенных значений контактных нагрузок между башмаками позволяет определить доминирующий тип колебаний скаipa, который вызван особенностями профилей проводников на локальном участке ствола (доминируют ли угловые коле-

бания вокруг центра масс или доминируют поступательные перемещения вместе с центром масс).

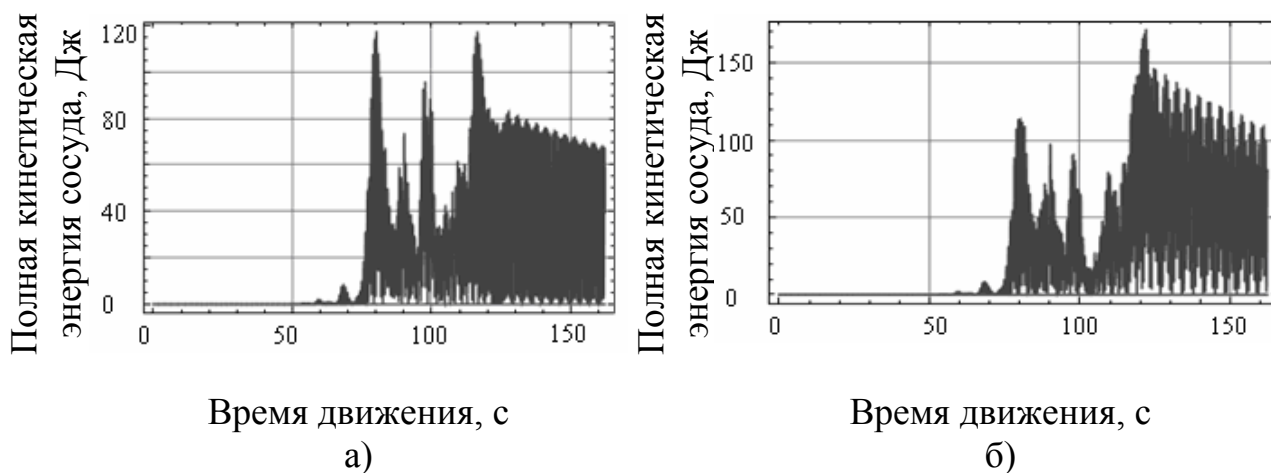


Рис. 3.17 Графики полной кинетической энергии скипа при плоскопараллельных лобовых колебаниях скипа:

а) смещение груза на +30 мм (к проводнику №2); б) смещение груза на -30 мм (к проводнику №1) при диаграмме скорости цикла №1

На рис. 3.18 – 3.21 приведены зависимости уровней максимальных нагрузок по каждой из 4-х направляющих в интервалах цикла подъема 85 – 100 с и 100 – 130 с от смещения груза в скипе (вариация смещения до 200 мм в обе стороны к каждому из проводников). Приняты следующие обозначения кривых: 1 – направляющая №1; 2 – направляющая №2; 3 – направляющая №3; 4 – направляющая №4.

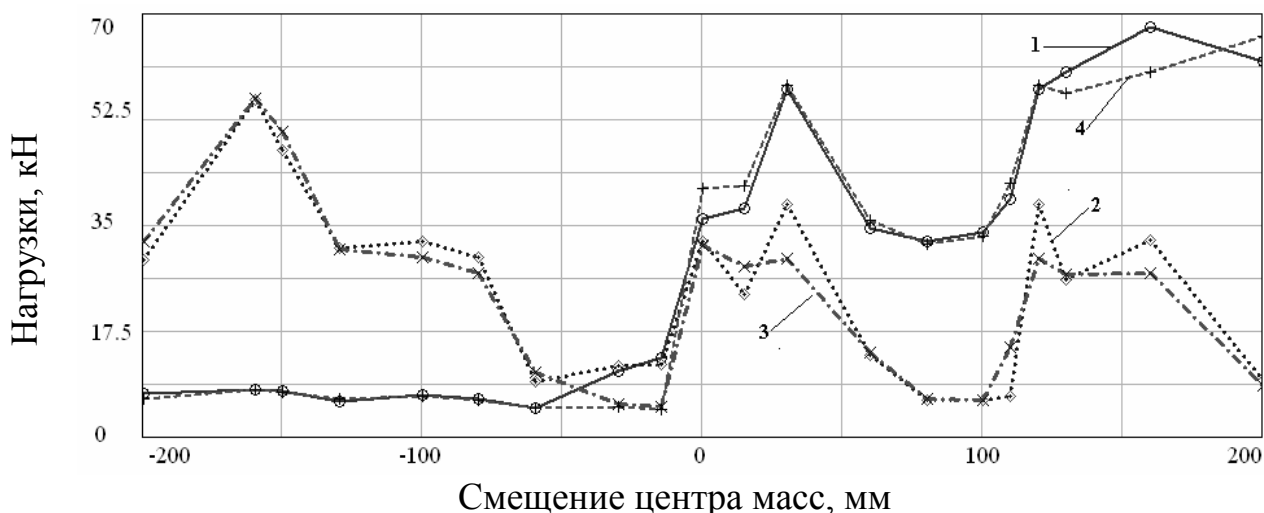


Рис. 3.18. Максимальные контактные нагрузки на участке подъема 85 – 100 с в зависимости от смещения центра масс груза в цикле №1

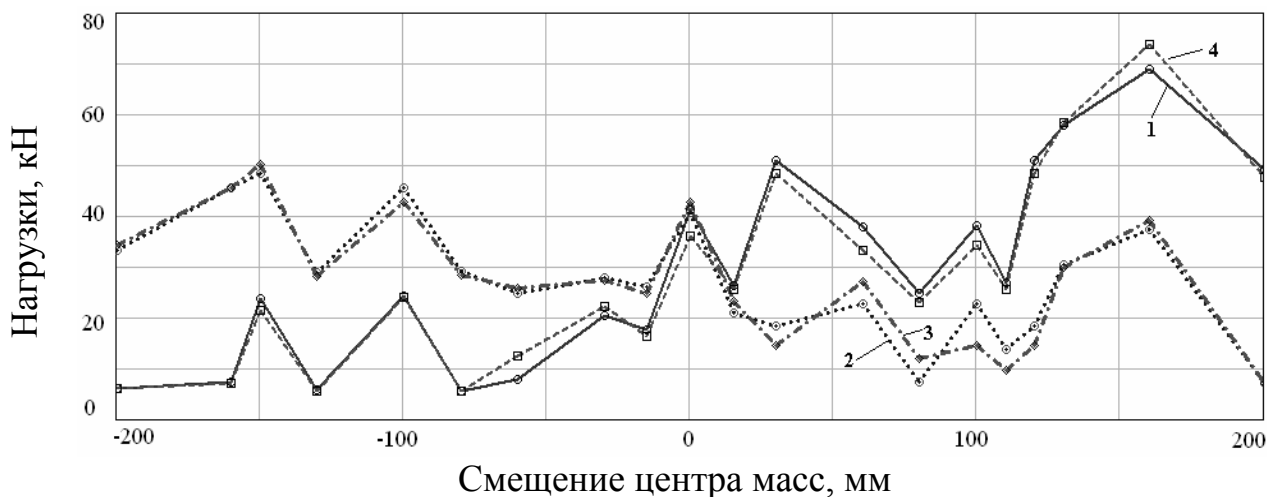


Рис. 3.19. Максимальные контактные нагрузки на участке подъема 100 – 130 с в зависимости от смещения центра масс груза в цикле №1

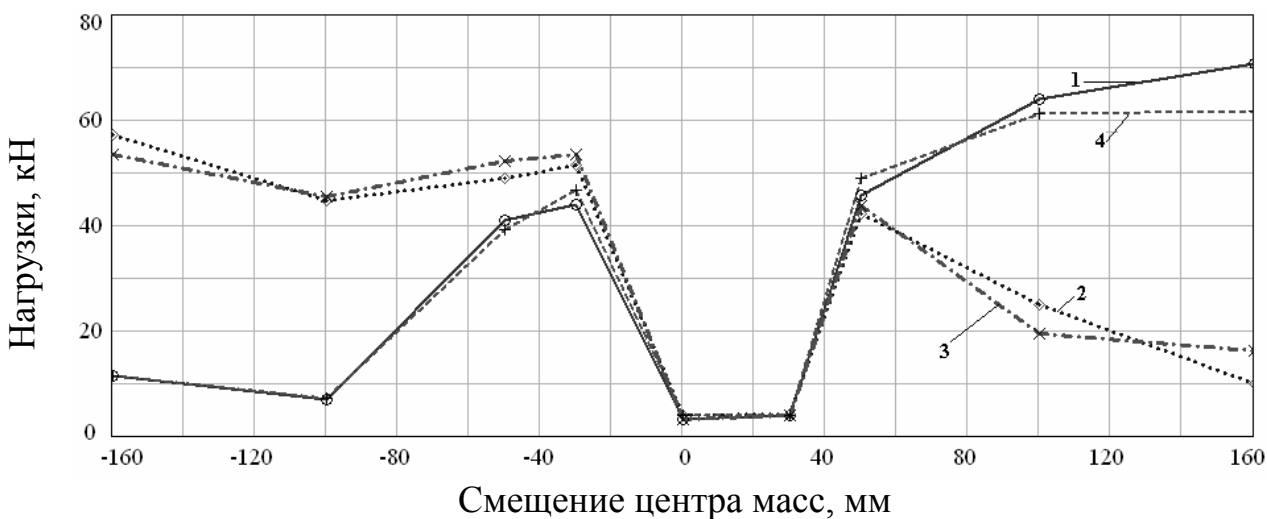


Рис. 3.20. Максимальные контактные нагрузки на участке подъема 85 – 100 с в зависимости от смещения центра масс груза в цикле №2

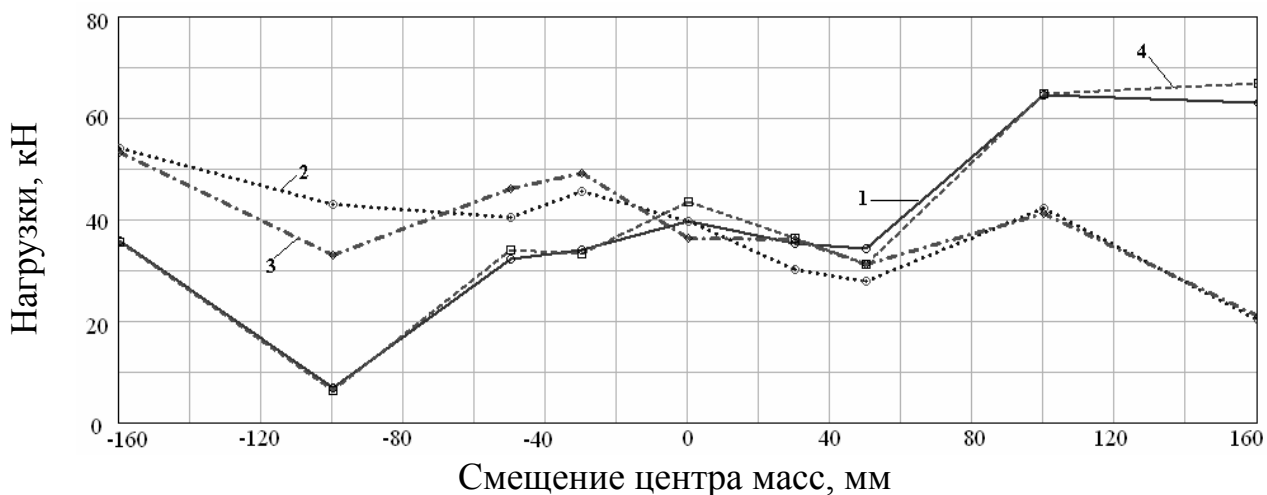


Рис. 3.21. Максимальные контактные нагрузки на участке подъема 100 – 130 с в зависимости от смещения центра масс груза в цикле №2

Из сравнения графиков на рис. 3.18, рис. 3.19, рис. 3.20, рис. 3.21 видно, что на разных циклах подъема с диаграммами скорости, имеющими хоть и различные, но достаточно близкие между собой параметры, максимальные нагрузки на армировку существенно разнятся по величине на одних и тех же участках ствола. Это совпадает с картиной, получаемой при аппаратурных измерениях динамики систем «сосуд – армировка» в промышленных условиях.

Уровень нагрузок имеет достаточно явно выраженную тенденцию к росту с увеличением смещения груза в обе стороны, но после величины около 150 мм начинает снижаться. Это происходит когда скип под действием смещенного груза сдавливает пружины диагонально расположенных на скипе роликоопор, и взаимодействие происходит с доминирующим контактом скольжения. Динамические нагрузки при скольжении меньше, чем при чисто ударном взаимодействии с возможностью раскачки в пределах большого кинематического зазора.

На примере кривых №1 и №4 видно, что контактные нагрузки имеют явную тенденцию к росту на обоих циклах подъема от минимального значения при смещении груза на -200 мм до максимального при смещении на +200 мм на обоих участках ствола. Это вызвано изменением кинематических зазоров в парах «башмаками №1 – проводник №2» и «башмак №4 – проводник №1» от максимального значения (при смещении -200 мм) до минимального (при смещении +200 мм). Аналогичная ситуация, но с противоположным знаком, реализуется для башмаков №2 и №3: поджатые к проводникам башмаки соударяются с ними с большими нагрузками, чем отошедшие на большее расстояние. То есть уровень контактных нагрузок на конкретном башмаке сосуда изменяется в обратной зависимости от величины базового кинематического зазора между ним и проводником.

Вид кривых максимальных нагрузок показывает, что взаимодействие 4-х колеблющихся башмаков с 2-мя перемещающимися случайным образом поверхностями проводников зависит их от мгновенных фаз встречи в зазоре.

От среднего наклона сосуда в створе проводников и их собственного наклона в пространстве зависит мгновенная фаза их встречи во время горизонтальных колебаний при подъеме. Это объясняет, почему участки роста максимальных контактных нагрузок могут чередоваться с участками их понижения при монотонном увеличении смещения центра масс груза. В то же время видно, что при небольших смещениях груза нагрузки имеют наименьшие значения и лежат в пределах 25 – 27 кН, а при больших смещениях возрастают до 3-х раз и достигают 60 – 75 кН.

Проводники являются упругими ограничителями колебаний скипа. Их фактические профили представляют собой полигармонические функции, спектральные параметры которых на каждом конкретном участке ствола определяются их отклонениями от вертикали и диаграммой скорости. Зазоры по каждому из башмаков зависят от центровки скипа относительно оси подвеса каната, положения груза в скипе, симметричности настройки упругих роликовых направляющих и др.

При значительных, хотя и низкочастотных отклонениях проводников от вертикали, за счет большой инерционности скипа проводники инициируют жесткие соударения с башмаками и в системе возбуждается ударный процесс, дальнейшее развитие которого определяется формой диаграммы скорости подъема сосуда по участку проводников и формой их локальных искривлений на ярусах.

Анализ изменения характера динамического взаимодействия при изменении начальных условий на выходе скипа из дозатора, на входе в локальный участок проводников, а так же реакции на монотонное изменение смещения груза показывает, что картина колебаний на локальных участках с упругими ударными взаимодействиями носит *хаотический* характер: малые монотонные изменения входных параметров вызывают непредсказуемые значительные по амплитуде изменения контактных нагрузок и моментов контакта в цикле подъема.

На рис. 3.22 приведены фазовые портреты колебаний скипа на этих участках. На рис. 3.23 представлено отображение Пуанкаре для колебаний башмака №1 верхнего пояса скипа в течение цикла подъема, построенное по сечениям Пуанкаре, соответствующим моментам времени прохода скипом ярусов армировки (в эти моменты скип получает наибольшее возмущение от проводников) [54]. Для остальных башмаков соответствующие графики аналогичны. Видно, что по амплитуде колебания носят ограниченный характер, горизонтальная скорость при соударениях башмаков скипа и проводников не превышает 0.2 м/с. Картины, представленные на этих рисунках соответствуют хаотическим колебаниям, устойчивые циклы и характерные аттракторы не образуются.

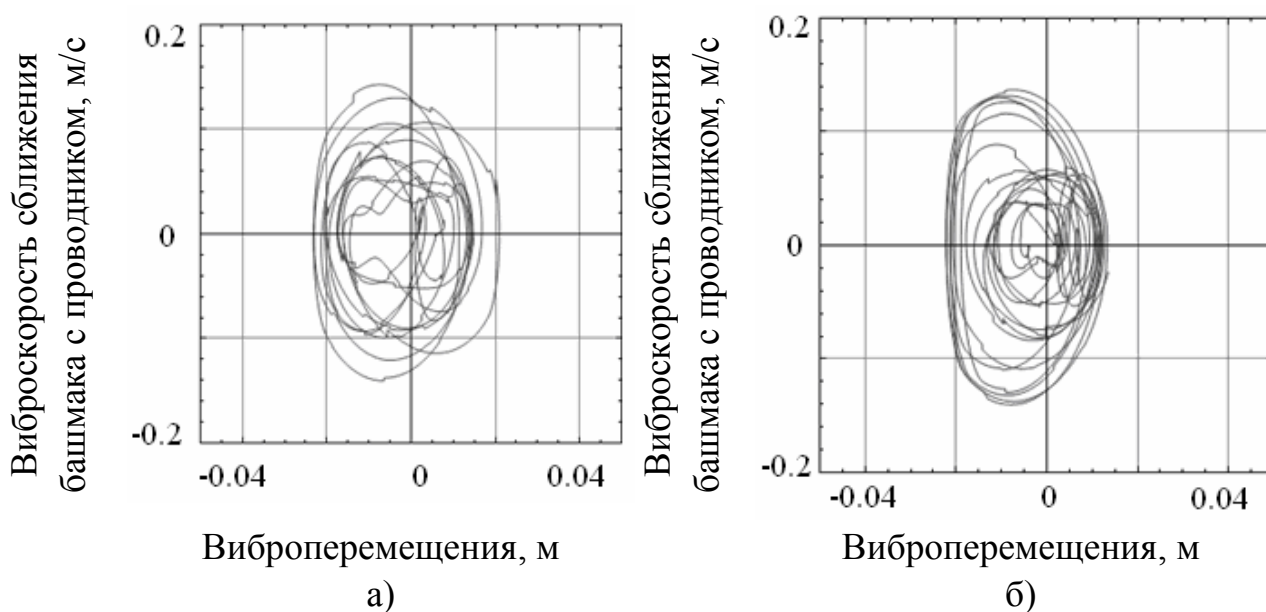


Рис. 3.22. Фазовые портреты колебаний башмаков:
а) участок 85 – 100 с, б) участок 100 – 130 с

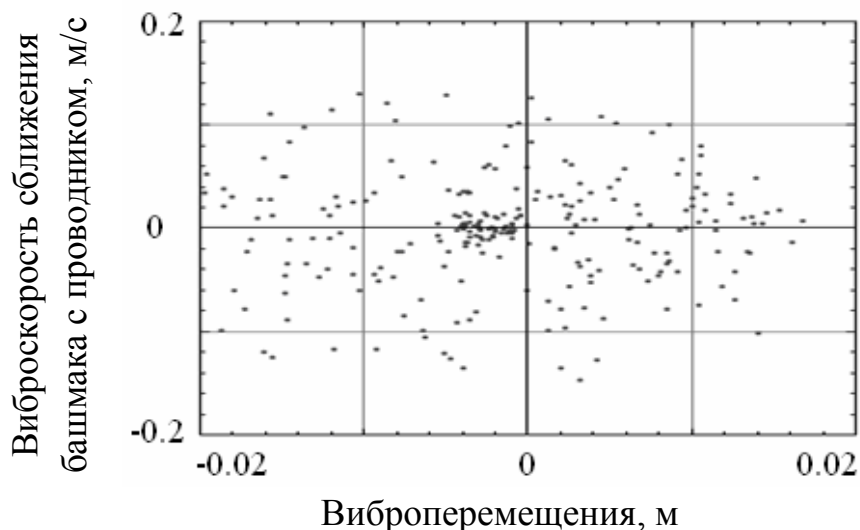


Рис. 3.23. Отображение Пуанкаре для колебаний башмака №1 верхнего пояса скипа в течение цикла подъема

Для участков безударного движения скипа по искусственно заданному прямолинейному профилю проводников в копре при фактической диаграмме скорости подъема фазовые портреты системы приобретают другой вид. На рис. 3.24 и рис. 3.25 показаны фазовые портреты и отображение Пуанкаре движения центра масс и угла поворота скипа вокруг центра масс.

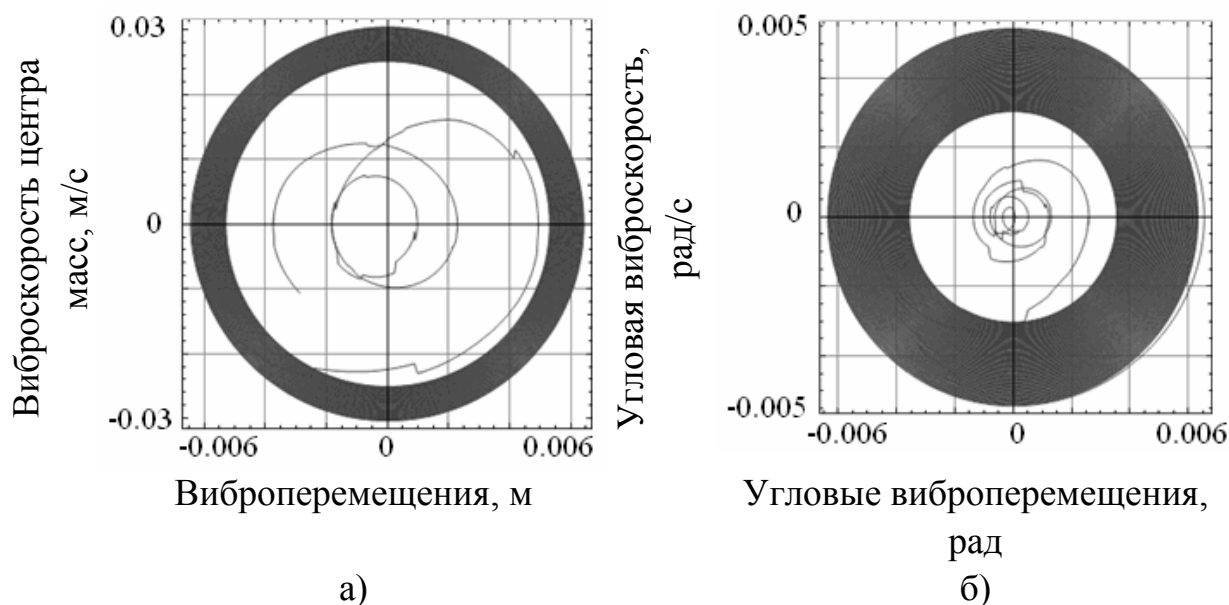


Рис. 3.24. Фазовые портреты перемещений скипа на участке гладких профилей проводников: а) поступательного, б) углового

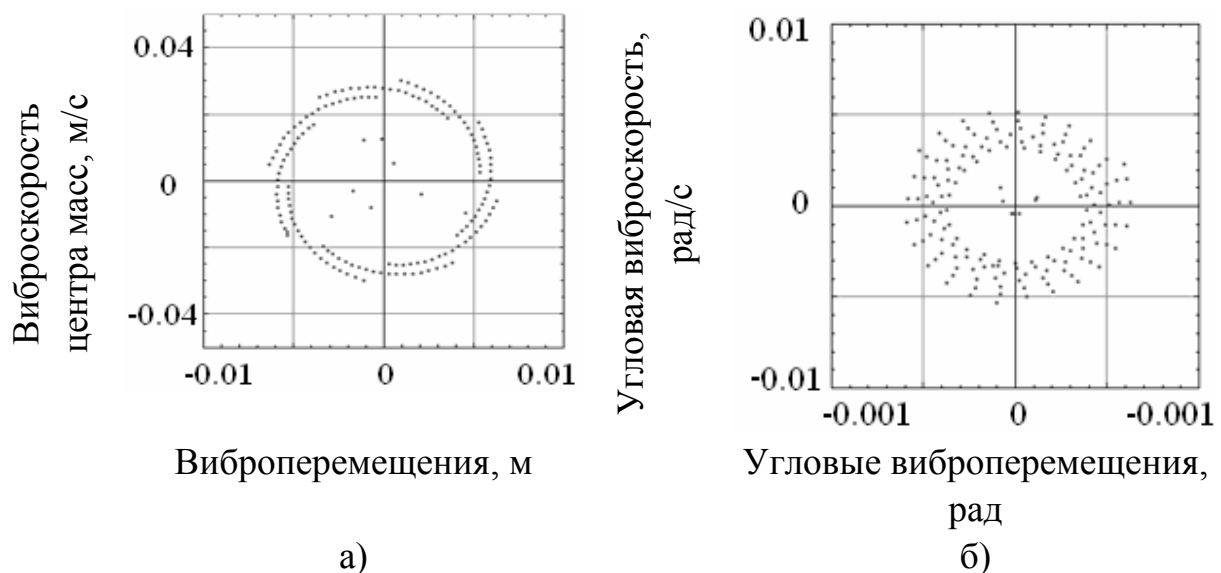


Рис. 3.25. Отображение Пуанкаре перемещений скипа на копровом участке гладких профилей проводников: а) поступательного, б) углового

В данном случае горизонтальные колебания скипа возбуждаются только вертикальными колебаниями головного каната с графиком усилий, показанным на рис. 3.12

Приведенные результаты показывают, что система «сосуд – армировка» очень чувствительна к различного рода изменениям технологических параметров, контролировать которые на этапе эксплуатации можно только в пределах изменения их максимальных значений.

Для практических целей обеспечения безопасности работы подъема характер колебаний скипа внутри кинематических зазоров не имеет существенного значения, но его характеристика имеет значение для возможности прогноза изменения контактных нагрузок в системе. В работах НИИ горной механики им. М.М. Федорова, выполненных под руководством профессора В.И. Дворникова, установлено, что при расчете безопасных параметров работы подъемов необходимо ориентироваться на максимально возможные нагрузки в системе «сосуд – армировка» [50]. Эти нагрузки по своему уровню в зависимости от износа проводников и расстрелов на локальных участках ствола могут быть безопасными, потенциально опасными или аварийно опасными для прочности элементов армировки и, кроме того, представлять опасность разрушения для рамы и корпуса подъемного сосуда.

При количестве подъемов 300 – 400 в сутки накопление усталостных повреждений, трещины по сварным швам проводников и нарушение узлов крепления проводников к расстрелам за короткое время могут привести к их ускоренному разрушению (случаи внезапного разрушения проводников или корпуса сосуда во время движения достаточно хорошо известны из прошлой и современной практики эксплуатации подъемов).

Одним из способов снижения нагрузок является снижение рывка верхнего конца каната и синтез диаграммы скорости с плавными переходами между участками. На рис. 3.26 приведены фактическая (кривая 1) и сглаженная, с минимизацией рывка и сокращением времени цикла (кривая 2) диаграммы скорости скипа.

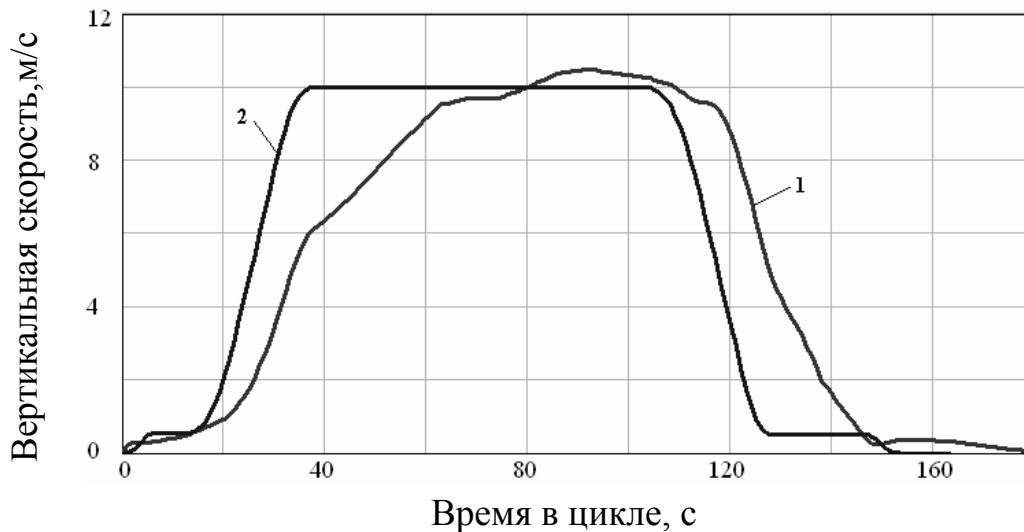


Рис. 3.26. Диаграммы скорости скипа: 1 – фактическая, 2 – сглаженная

На рис. 3.27 приведены результаты результатов расчета динамических нагрузок на армировку по верхнему и нижнему поясам скипа при подъеме по сглаженной диаграмме, полученной в работе [32] с целью минимизации возбуждения вертикальных колебаний сосуда.

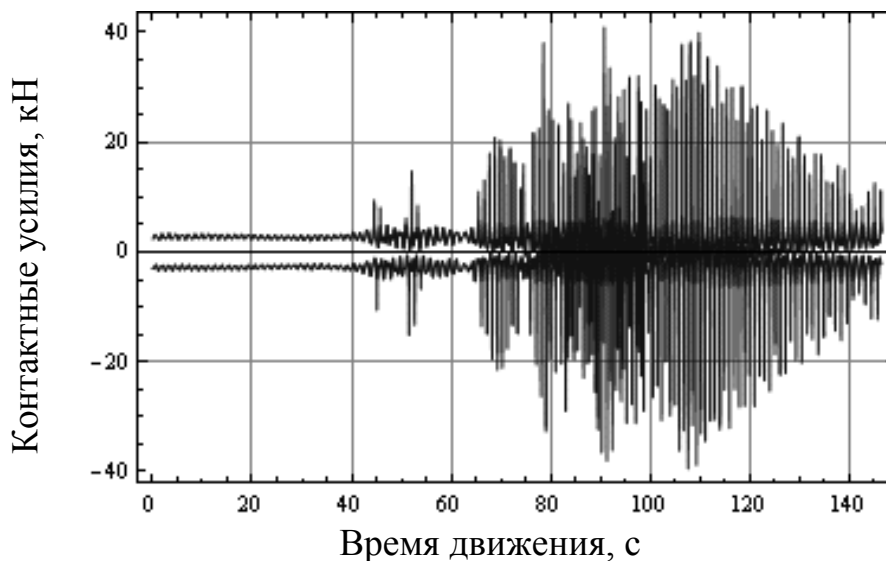


Рис. 3.27. График контактных нагрузок на армировку при подъеме по сглаженной диаграмме скорости

Видно, что при подъеме по участкам компенсаторов, имеющим наибольшие нарушения вертикальности проводников, контактные нагрузки на армировку в условиях сглаженной диаграммы подъема практически в два раза меньше, чем аналогичные нагрузки при фактической диаграмме скорости (рис. 3.15б).

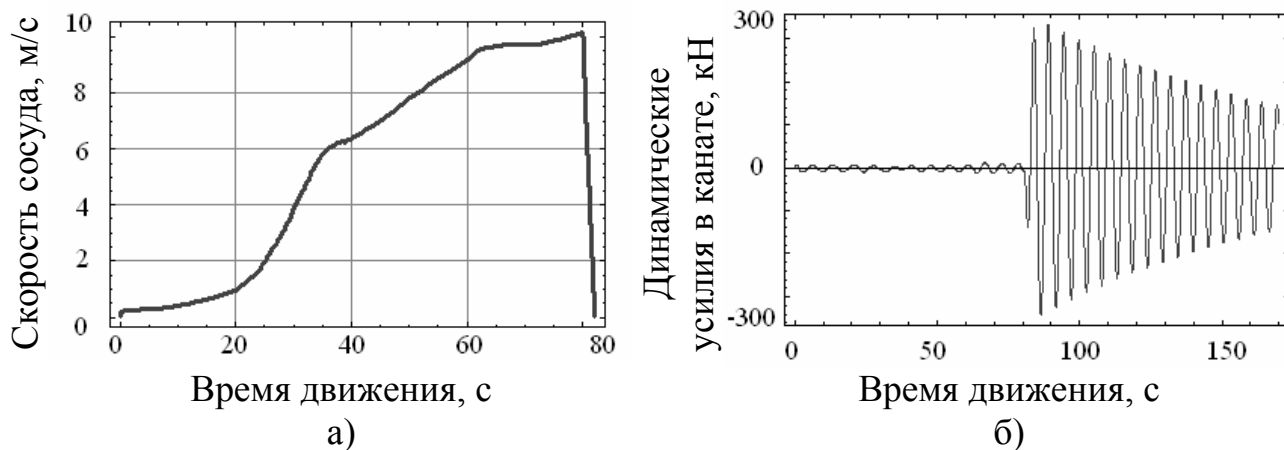


Рис. 3.28. Динамические параметры системы «шкив – канат – сосуд» при торможении: а) диаграмма скорости подъема с включением ТП; б) графики динамических усилий в канате

Особый интерес представляет определение динамических нагрузок на армировку в режиме предохранительного торможения (ТП) при наличии эксцентриситета груза в сосуде. Для изучения этого явления было выполнено моделирование включения ТП на 80-й сек подъема скипа с нормативным замедлением 5 м/с^2 (участок максимальной скорости движения $10,5 \text{ м/с}$) (эксцентриситет груза -30 мм).

На рис. 3.28а показана диаграмма скорости, а на рисунке 3.22б показан график соответствующих динамических усилий в канате. В сравнении с графиками на рис. 3.9 видно, что при ТП диаграмма скорости имеет резкий излом с 80-й секунды, а динамические усилия в канате во время торможения возрастают до 300 кН , превышая его динамические натяжения на рабочем режиме в 15 раз.

На рис. 3.29а приведен график контактных усилий на проводники в режиме ТП, а для сопоставления на рис. 3.29б приведен фрагмент графика для рабочего режима в тех же условиях.

Приведенные графики показывают, что на 80 секунде подъема на рабочем режиме в системе «скип – армировка» при эксцентриситете груза -30 мм реализовался кратковременный ударно-колебательный режим с амплитудой усилий $10 - 12 \text{ кН}$. При срабатывании ТП на этом же участке возникает интенсивный ударно-колебательный режим с максимальными нагрузками на проводники до $24 - 26 \text{ кН}$. Это значит, что предохранительное торможение вызывает рост нагрузок на армировку до 2,2 раз при выбранных параметрах системы.

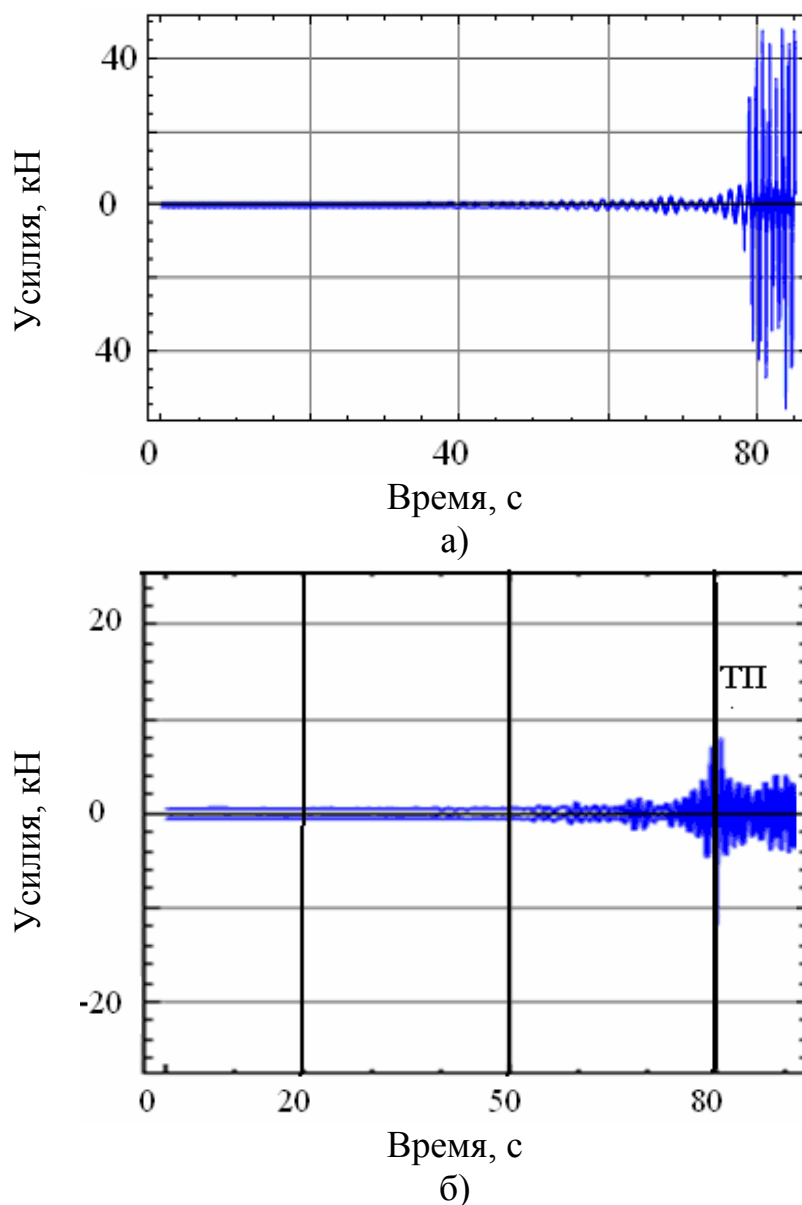


Рис. 3.29. Динамические нагрузки на армировку:
а) в режиме ТП (80-я сек), б) в рабочем режиме

Результаты исследования зависимости максимальных нагрузок на армировку при ТП от величины эксцентриситета груза, показаны на рис. 3.30.

График на рис. 3.30 качественно совпадает с огибающей максимальных нагрузок по всем башмакам для соответствующих кривых, приведенных на рисунке 3.21, но имеет более симметричный характер относительно знака (направления) смещения груза в скипе. Такая симметричность объясняется тем, что при ТП сосуд останавливается на очень коротком участке ствола и профиль проводников напротив сосуда не успевает претерпеть существенных изменений. На рабочем режиме, для которого построены графики, показанные на рис. 3.18 параметры профиля (углы наклона проводников, отклонения от вертикали) непрерывно и существенно меняются при перемещении скипа по участку ствола и в сочетании со смещением груза в ту или иную сторону вызывают различные по амплитуде контактные нагрузки в системе.

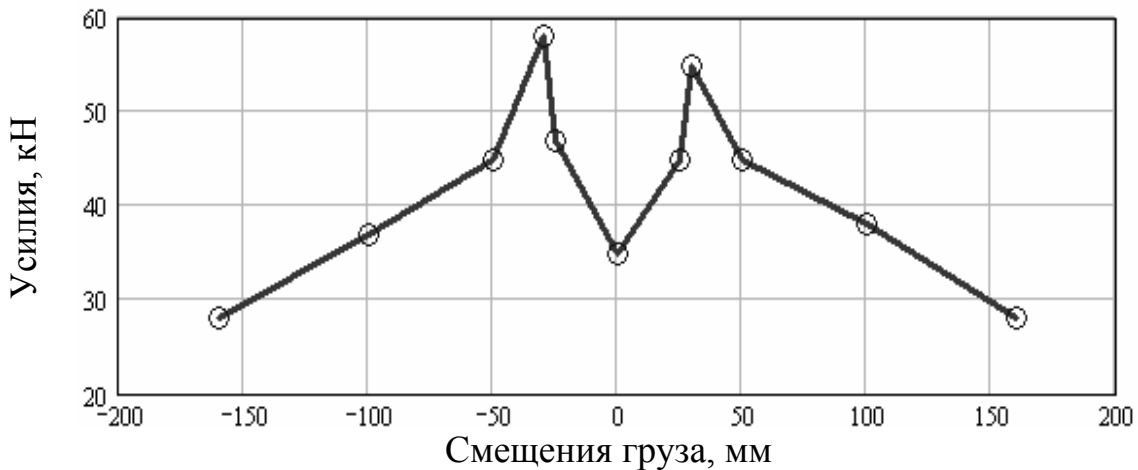


Рис. 3.30. График максимальных лобовых контактных усилий по всем четырем башмакам скипа

Изложенные результаты говорят о наличии реальной возможности управления параметрами динамического взаимодействия сосудов с проводниками и эксплуатационными параметрами всех элементов армировки (запасами прочности, усталостными повреждениями под действием эксплуатационных нагрузок и повышенного износа металлоконструкций и пр.) посредством изменения параметров управления скоростью вращения барабана подъемной машины, как на рабочих режимах, так и при срабатывания предохранительного тормоза.

Такая ситуация требует разработки научно обоснованных мероприятий, снижающих максимальные нагрузки до безопасного уровня в условиях неопределенности исходных параметров и хаотического характера динамических процессов в системе.

Все сказанное выше говорит о необходимости системного подхода к выявлению первопричин поломок и сбоев в работе механического оборудования подъемных комплексов и создания организационной системы, обеспечивающей подчинение работы маркшейдерской и энергетической служб, обслуживающих подъемные комплексы, единой цели – обеспечению надежной и безотказной работы стволового механического оборудования.

3.4 Влияние отклонений радиусов желобов шкива на взаимодействие подъемного сосуда с армировкой в многоканатном подъеме

Характерным физическим явлением в работе многоканатного подъема является постоянно присутствующий разбаланс натяжений головных канатов, который происходит из-за неравномерного износа футеровки желобов ведущего шкива трения и неодинаковой вытяжки канатов в навеске [27, 29, 56]. Согласно п. 439 ЕПБ и п. 399 ПТЭ допускается максимальная относительная пере-

грузка головных канатов на 25% при верхнем положении сосуда и на 15% при нижнем [9, 25].

При этом в ПТЭ указывается, что если «относительная перегрузка одного из канатов превысила указанные пределы, то установка должна быть остановлена для регулировки распределения нагрузок». В ЕПБ говорится о предельной относительной перегрузке одного из канатов безотносительно к уровням отклонений натяжений остальных канатов. Таким образом, данная формулировка допускает эксплуатацию МК ШПУ с относительными перегрузками нескольких канатов, находящихся по одну сторону от вертикальной оси сосуда, незначительно меньших указанных предельных значений, и с такими же ослаблениями с противоположной.

Данные положения разработаны на основании исследований, представленных в работе [56], и направлены на обеспечение непроскальзывания отдельных канатов по шкиву трения во всех возможных режимах работы установки. Каких-либо ограничений на распределение перегрузок между канатами, расположенными по разные стороны от вертикальной оси симметрии сосуда не устанавливается и не учитывается, что разбаланс натяжений создает опрокидывающий момент, действующий на верхний пояс сосуда, и вызывает его перекося в колее проводников.

При перекося сосуда значительно уменьшаются кинематические зазоры в диагональных парах «башмак – проводник» (рис. 3.31а) и меняется картина динамического взаимодействия сосуда с армировкой.

В указанных документах влияние разбаланса натяжений канатов на динамическое поведение подъемного сосуда не учитывается, хотя известно, что снижение зазоров способствует возбуждению ударного взаимодействия поджатых рабочих граней башмаков с жесткими проводниками значительной интенсивности. Качественно этот эффект аналогичен влиянию смещения центра масс груза в сосуде, исследованном выше [30], но из-за изменения разбаланса в процессе движения сосуда по стволу имеет свои количественные особенности, не исследованные до настоящего времени.

Плоскость канатов может быть параллельна или перпендикулярна плоскости проводников. Необходимо определить влияние разбаланса натяжений головных канатов на изменение кинематических зазоров в парах «башмак – проводник» и величину динамических контактных нагрузок, обосновать предельно допустимые значения на взаимные соотношения относительной перегрузки между отдельными канатами с учетом их расположения и совместного воздействия на сосуд по динамическим критериям работы системы «сосуд – армировка». Расчетная схема системы «канаты – сосуд – армировка» представлена на рис. 3.32.

На рис. 3.31 и рис. 3.32 приняты обозначения: T_i^g, T_i^h – натяжения головных канатов соответственно в точках набегания на шкив и в точках крепления к сосуду; Q – сила веса сосуда; $R^{(n)}$ – равнодействующая сил натяжений канатов в точках крепления к сосуду; δ – смещение равнодействующей сил натяжений канатов от оси сосуда (расстояние от оси сосуда до «центра подвеса»); $\tilde{\delta}$ – смещение центра масс сосуда C , $\tilde{\Delta}$ – смещение направляющих нижнего пояса сосуда от вертикали; Fp – сила упругости роликовой направляющей; Px – суммарное натяжение уравнивающих канатов; Hc – высота сосуда; h – расстояние от центра масс сосуда до точек крепления канатов.

Наибольшее влияние разбаланса натяжений канатов на подъемный сосуд будет в том случае, когда канаты с одной стороны от оси подвеса будут перегружены до предельно допустимого уровня, а с противоположной – недогружены на эту же величину (что не ограничено нормативными требованиями).

Допустимый разбаланс натяжений канатов (относительная перегрузка) устанавливается по отношению к среднему натяжению ветви в точках схода/набегания на шкиве T_{cp}^g , которое рассчитывается по формуле

$$T_{cp}^g = \frac{Q + n \cdot q \cdot L}{n}, \quad (3.1)$$

где Q – вес сосуда, n – число канатов, q – вес единицы длины головного или уравнивающего каната

$$T_k^{(g)} = T_{cp}^g + \Delta Q_i; \quad (3.2)$$

$$T_k^{(h)} = T_{cp}^h + \Delta Q_i. \quad (3.3)$$

Здесь ΔQ_i – разность натяжений между i -м канатом и средним натяжением ветви, одинаковая для верхних и нижних концов канатов.

При движении подъемного сосуда по стволу из-за неизбежной разности радиусов канатоведущих канавок на шкиве трения разбаланс натяжений постоянно изменяется и зависит от расстояния l , пройденного сосудом от начала цикла подъема/спуска.

Будем считать, что при нижнем положении груженого сосуда все канаты справа/слева от оси сосуда соответственно перегружены/недогружены на 15%. Это значит, что при $l=0$ (l – путь, пройденный сосудом при подъеме)

$$\Delta Q_i(0) = 0,15 \cdot T_{cp}^g. \quad (3.4)$$

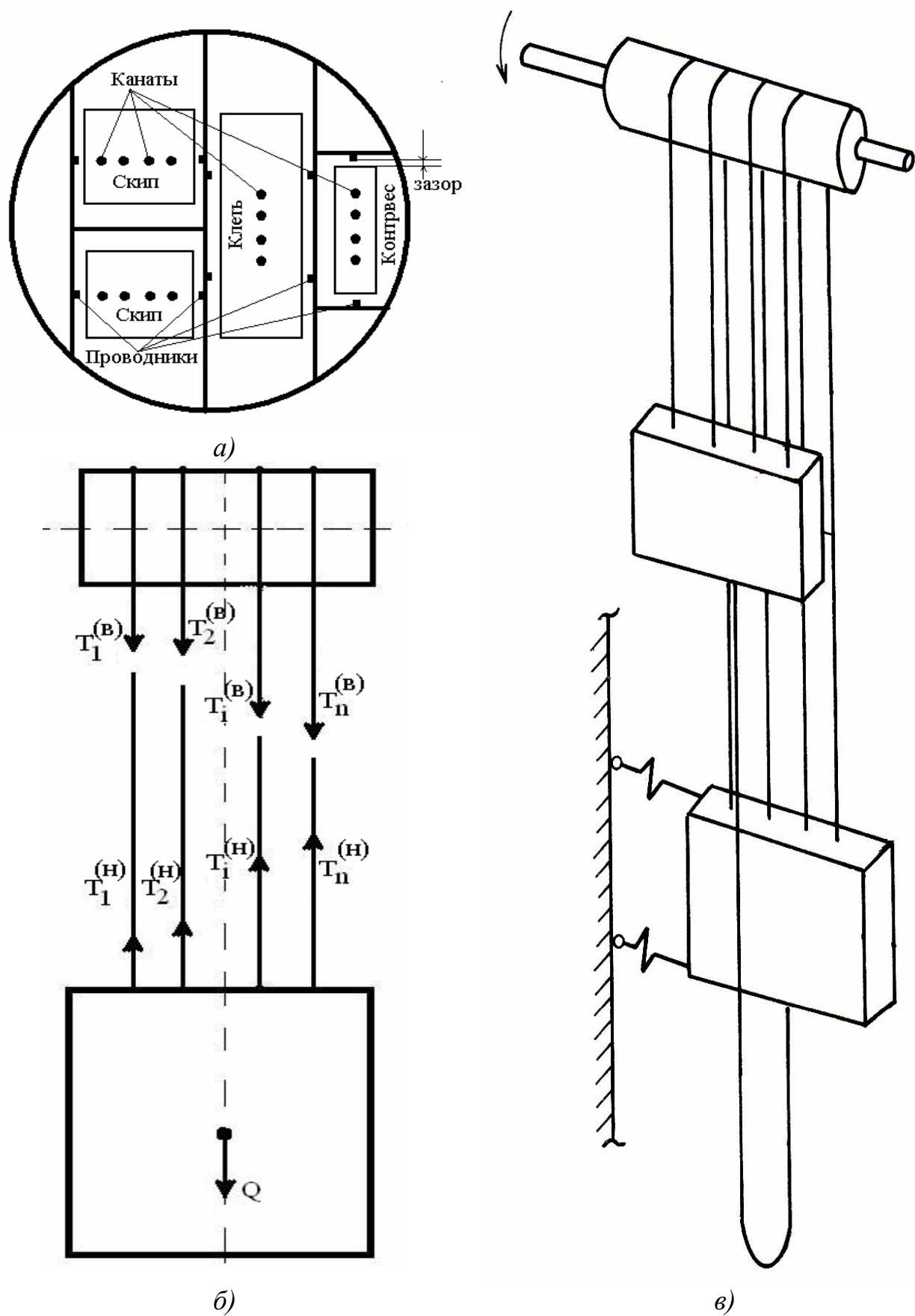


Рис. 3.31. Сечение ствола (а), расчетная схема ветви многоканатной ШПУ (б), схема уравновешенной установки (в)

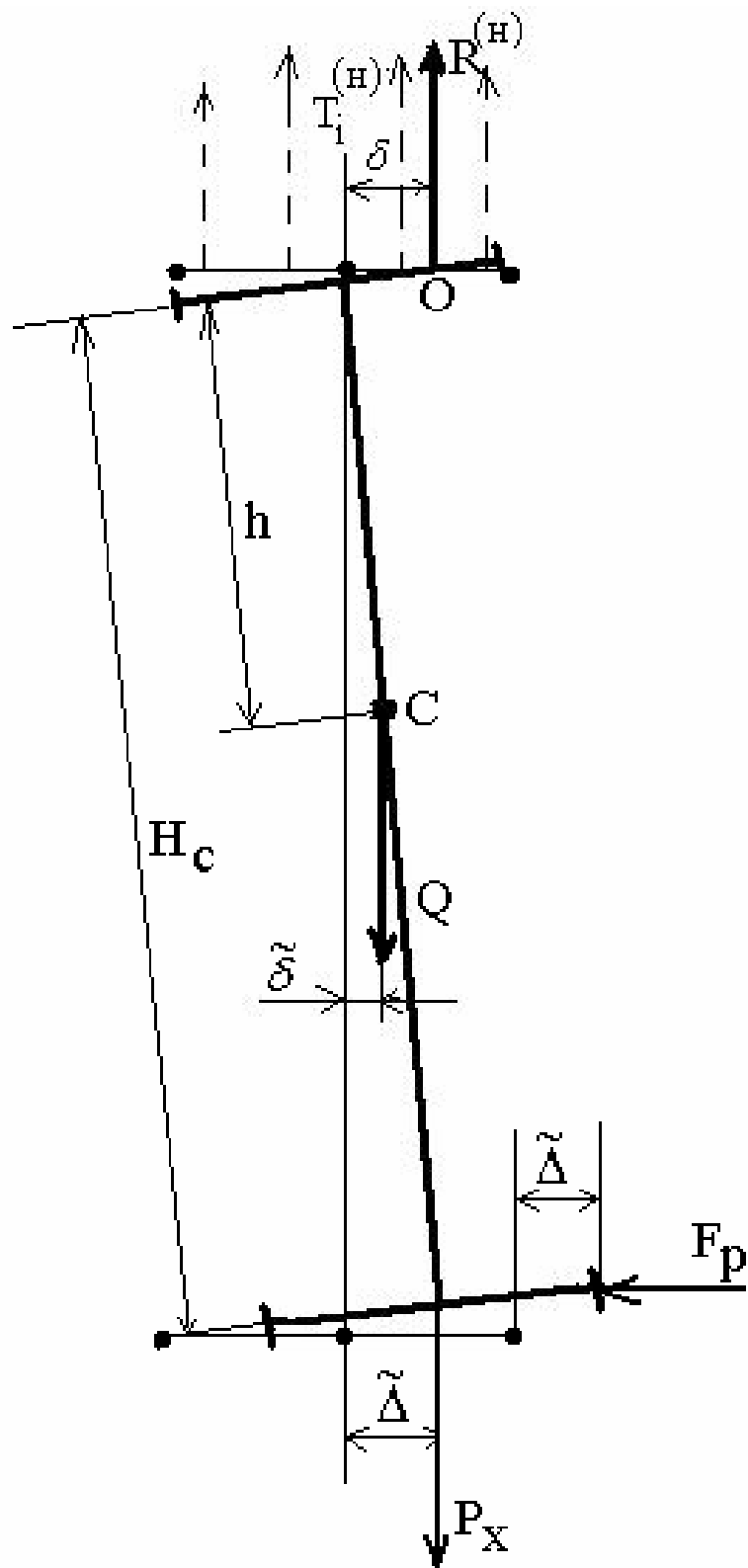


Рис. 3.32. Расчетная схема системы «канаты – сосуд – армировка»;
 L – длина каната в отвесе от шкива до петли в зумпфе

Полное натяжение i -го каната с перегруженной стороны – T_i^g, T_i^h для верхних и нижних концов канатов.

При верхнем положении сосуда $l=L$ (L – высота подъема), разбаланс достигает предельно допустимой величины 25%

$$\Delta Q_i(L) = 0,25 \cdot T_{cp}^g. \quad (3.5)$$

При подъеме грузеного сосуда из-за отклонений радиусов желобов шкива разбаланс натяжений будет непрерывно увеличиваться до предельно допустимой величины (3.5). Следовательно, по мере подъема на сосуд будет действовать все больший опрокидывающий момент со стороны головных канатов, прижимающий нижние башмаки к проводникам, преодолевая сопротивление роликовых амортизаторов.

Как известно [27, 29, 56], при постоянной разности радиусов канатоведущих канавок разбаланс натяжений растет по мере подъема сосуда. Для расчетов воспользуемся формулой (128) работы [56].

$$\Delta Q_i^{nd}(l) = EF \cdot \frac{\Delta R_i \cdot 2}{D} \cdot \ln\left(\frac{l_0}{l_0 - l}\right) + 0,15 \cdot \frac{Q + n \cdot q \cdot L}{n}, \quad (3.6)$$

где ΔR_i – отклонения радиусов желобов от среднего значения радиуса шкива; ΔQ_i^{nd} – отклонения натяжений канатов при подъеме груза.

Действие системы параллельных сил натяжений канатов на сосуд можно заменить одной равнодействующей силой $R^{(h)}$, приложенной в точке O , которая называется «центр подвеса» (рис. 3.32), смещенной от оси сосуда на расстояние δ . Из физических соображений понятно, что при отсутствии упругих роликов на нижних направляющих и уравнивающего каната в состоянии равновесия сосуда точка O должна лежать на одной вертикали с его центром масс C . Наличие этих факторов уменьшает перекося сосуда от разбаланса сил натяжений головных канатов.

Равнодействующая и ее момент относительно центра подвеса при равных натяжениях канатов (опрокидывающий момент) вычисляются по формулам

$$R^{(h)}(l) = \sum_{k=1}^n T_k^{(h)}(l) = Q + n \cdot q \cdot l; \quad M^{(h)}(l) = \sum_1^n b_k \cdot T_k^{(h)}(l), \quad (3.7)$$

где b_k – координаты точек крепления канатов относительно оси сосуда.

Смещение равнодействующей от оси сосуда рассчитывается по формуле

$$\delta(l) = \frac{M^{(h)}(l)}{R^{(h)}(l)}. \quad (3.8)$$

Если упругий ролик направляющей сосуда взаимодействует с проводником в пределах кинематического зазора, то отклонение центра масс $\tilde{\delta}$ будет меньше δ , и определится из условий равновесия системы с учетом сил упругости роlikоопоры F_p и действия силы веса уравнивающего каната P_x .

$$F_p = C_p \cdot \tilde{\Delta}; \quad P_x = n \cdot q \cdot l, \quad (3.9)$$

где C_p – жесткость роlikоопоры; $\tilde{\Delta}$ – горизонтальное смещение нижнего пояса сосуда.

При смещении нижнего пояса сосуда по горизонтали лобовой или в боковой плоскостях происходит уменьшение кинематического зазора между предохранительным башмаком и соответствующим проводником на величину $\tilde{\Delta}$. В лобовой плоскости проводников рабочая грань башмака отнесена от вертикали на половину ширины сосуда. В боковой плоскости рабочие поверхности башмаков находятся по обе стороны своего. В обоих случаях расположения плоскости канатов относительно плоскости проводников (лобовом или боковом) рабочая грань нижнего башмака поджимается к своему проводнику из-за смещения центра подвеса сосуда.

Решая уравнения равновесия для расчетной схемы на рис. 3.32 получим выражения для смещения центра масс и башмака нижнего пояса сосуда

$$\tilde{\delta}(l) = \frac{(Q + n \cdot q \cdot l)}{Q + n \cdot q \cdot l + C_p \frac{H_c^2}{h} + P_x \cdot \left(\frac{H_c}{h} - 1\right)} \cdot \delta(l); \quad (3.10)$$

$$\tilde{\Delta}(l) = \frac{H_c}{h} \cdot \frac{(Q + n \cdot q \cdot l)}{Q + n \cdot q \cdot l + C_p \frac{H_c^2}{h} + P_x \cdot \left(\frac{H_c}{h} - 1\right)} \cdot \delta(l). \quad (3.11)$$

Из формул (3.10), (3.11) видно, что при отсутствии упругих роликов ($C_p=0$) и уравнивающего каната ($P_x=0$) смещенный центр масс сосуда будет находиться на одной вертикали с центром подвеса.

Рассмотрим четырехканатную подъемную установку со следующими параметрами:

- число головных канатов $n=4$;
- число уравнивающих канатов $n_x=4$;
- вес подъемного сосуда $Q_c=220$ кН;
- вес груза $Q_{gp}=240$ кН;
- длина каната от зумпфа до канатоведущего шкива $l_0=1550$ м;
- высота подъема $L=1520$ м;
- диаметр ведущего шкива $D=5$ м;
- высота сосуда $H=11$ м;

- шаг армировки $h=4$ м;
- вес одного метра головного каната $q=71$ Н;
- вес одного метра уравнивающего каната $q=71$ Н;
- жесткость одного каната на растяжение $EF=12$ МН.
- футеровка желобов шкива радиально жесткая.

Используя формулы (3.4) – (3.6), подберем для указанной подъемной установки такие отклонения радиусов желобов ΔR_i , при которых сосуд, стартовавший вверх с допустимым разбалансом натяжений верхних концов 15%, придет в разгрузку с разбалансом 25%.

Определенные путем численных экспериментов отклонения радиусов желобов, а так же координаты точек крепления канатов к сосуду b_k приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

$\Delta R_1, \text{ мм}$	$\Delta R_2, \text{ мм}$	$\Delta R_3, \text{ мм}$	$\Delta R_4, \text{ мм}$
-1,2	-1,2	1,2	1,2
$b_1, \text{ мм}$	$b_2, \text{ мм}$	$b_3, \text{ мм}$	$b_4, \text{ мм}$
-450	-150	150	450

На рис. 3.33 и рис. 3.34 приведены графики относительных и абсолютных перегрузок канатов с приведенными в таблице 3.1 значениями отклонений радиусов желобов канатов при начальном разбалансе натяжений 15% и конечном 25%. Видно, что скорость нарастания разбаланса увеличивается по мере приближения сосуда к верхней приемной площадке в зоне копра.

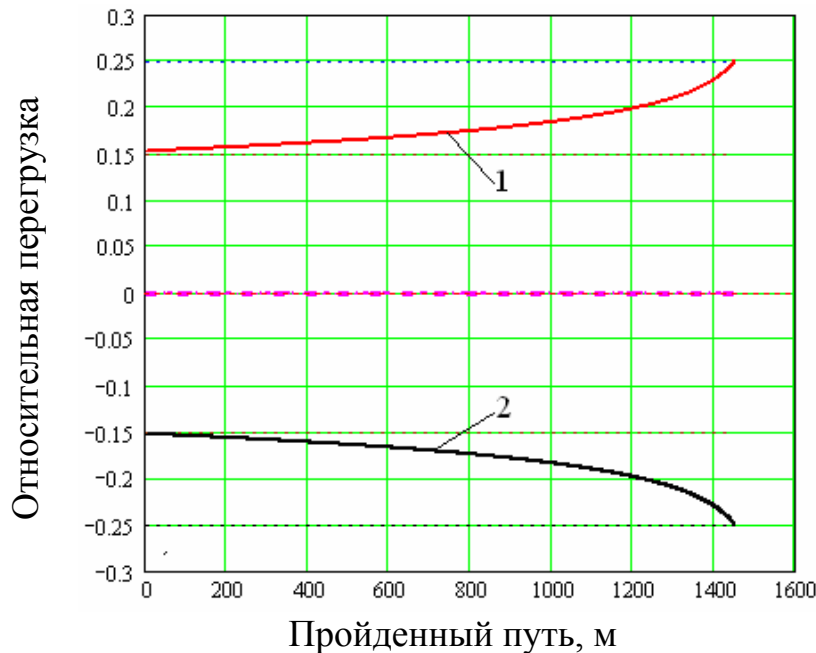


Рис. 3.33. Относительные перегрузки канатов при $\Delta R = 1,2$ мм:
1 – перегруженные канаты №3/4; 2 – ослабленные канаты № 1/2

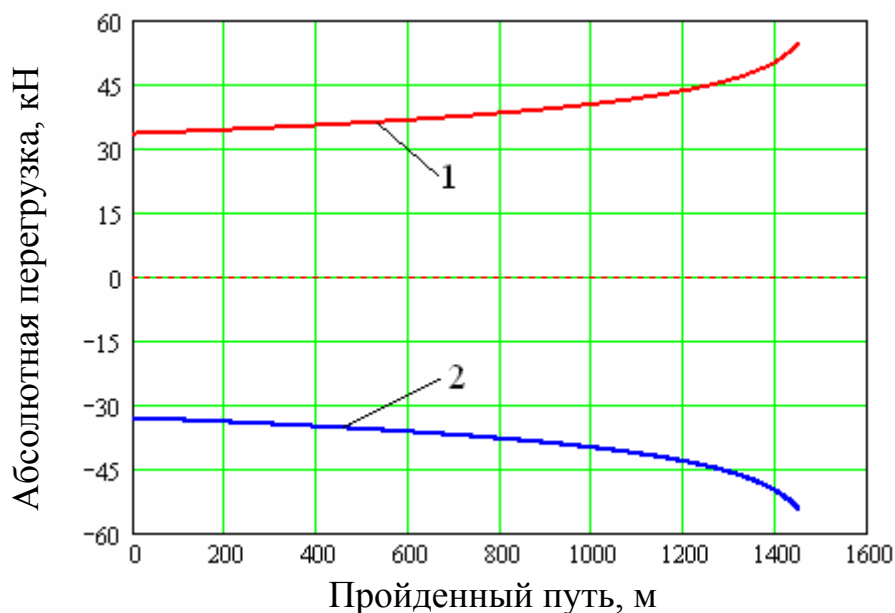


Рис. 3.34. Абсолютные перегрузки канатов при $\Delta R = 1,2$ мм:
1 – перегруженные канаты №3/4; 2 – ослабленные канаты № 1/2

Из рис. 3.35 видно, что в рассматриваемом случае предельно допустимого разбаланса сил натяжений канатов, суммарный опрокидывающий момент не остается постоянным и непрерывно нарастает при подъеме сосуда. Опрокидывающие моменты со стороны правых и левых канатов суммируются по своему воздействию на сосуд. Максимальный суммарный момент изменяется от 40 кН·м до 66 кН·м.

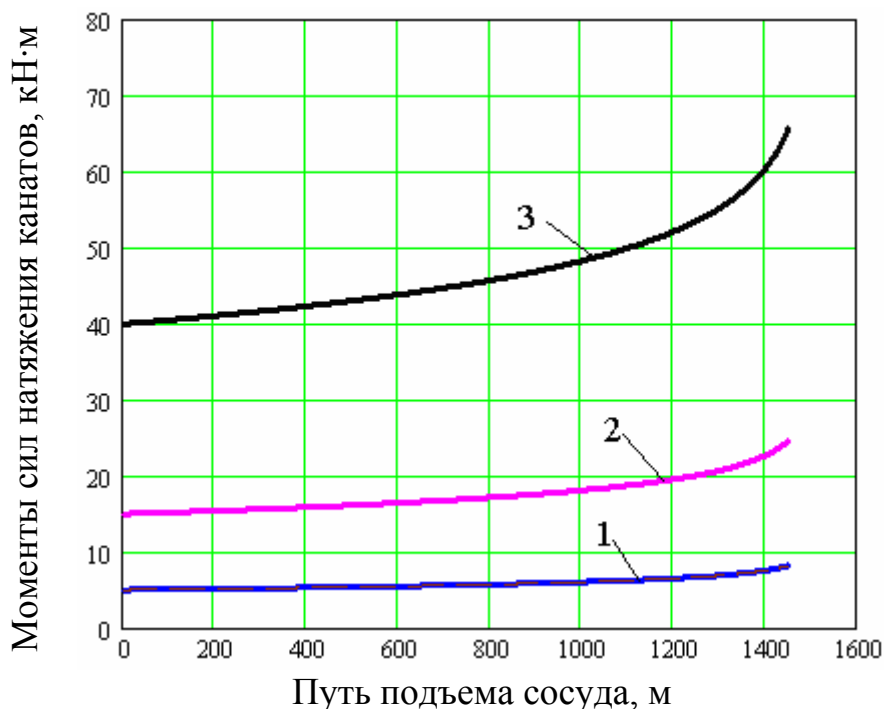


Рис. 3.35. Моменты сил натяжений канатов:
1 – момент от канатов №1/4; 2 – момент от канатов №2/3;
3 – суммарный опрокидывающий момент от всех канатов

Графики смещения центра подвеса и снижения кинематического зазора, полученные на основании формул (3.10), (3.11), показаны на рис. 3.36.

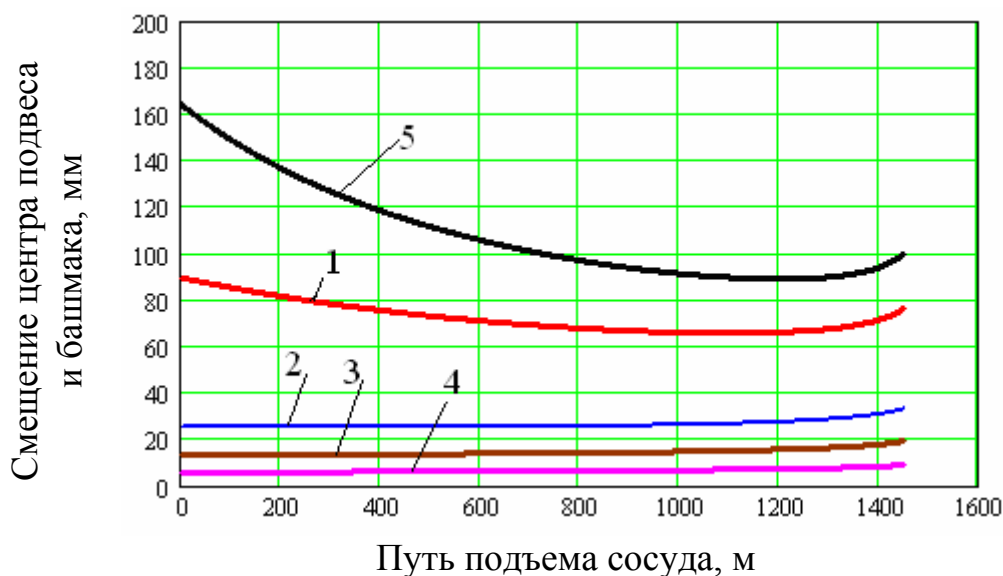


Рис.3.36. Графики смещения центра подвеса и смещения предохранительного башмака, мм:

1 – смещение центра подвеса; 2 – смещение башмака при $C_p=120$ кН/м; 3 – смещение башмака при $C_p=250$ кН/м; 4 – смещение башмака при $C_p=600$ кН/м; 5 – смещение башмака при отсутствии ролика

При нарушенной работе роликов ($C_p=0$) благодаря центрирующему влиянию уравнивающего каната сосуд будет подниматься по стволу с уменьшающимся перекосом и снижением силы поджатия нижних башмаков к проводникам.

В таком случае, динамический эффект взаимодействия сосуда с армировкой от разбаланса натяжений канатов будет похож на эффект от постоянного смещения груза в сосуде, исследованного в работе [9]. Отличие будет заключаться в переменности остаточного зазора по глубине ствола.

Отрицательные значения остаточного зазора на рис. 3.37 показывают, что при таких значениях жесткости роликов сосуд будет двигаться по стволу в режиме расклинивания с постоянным скольжением нижнего башмака по проводнику.

На сосуды с канатными проводниками армировки данный эффект будет иметь еще большее влияние, так как горизонтальная жесткость канатных проводников намного меньше жесткости даже самых мягких роликовых направляющих.

Если сосуд движется по стволу так, что его башмак скользит по проводнику, то ударные нагрузки взаимодействия могут достигать значительных величин и превышать допустимые по критерию прочности изношенной армировки. Поэтому для реализации безударного режима башмак должен быть на некотором расстоянии от проводника и удерживаться в этом положении упругой роликовой направляющей.

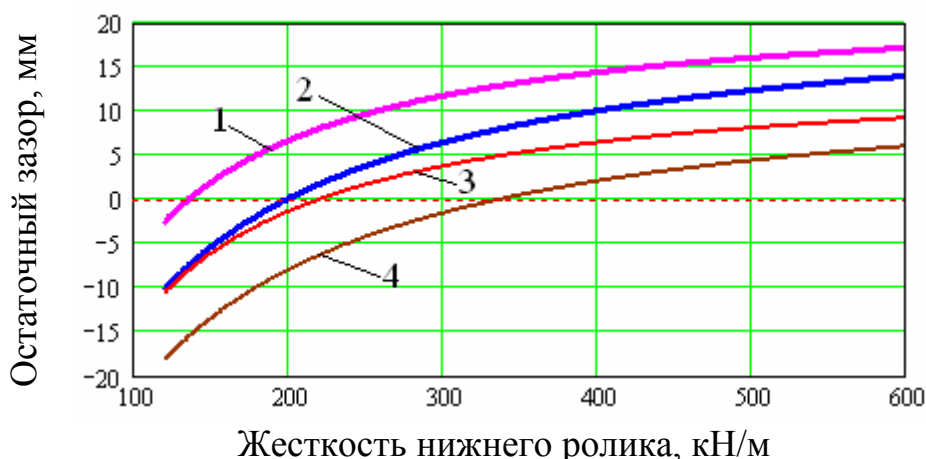


Рис. 3.37. Графики зависимости остаточного кинематического зазора от жесткости нижних роликовых направляющих в крайних положениях сосуда в стволе:

- 1 – сосуд в нижнем положении, начальный зазор 23 мм;
- 2 – сосуд в верхнем положении, начальный зазор 23 мм;
- 3 – сосуд в нижнем положении, начальный зазор 15 мм;
- 4 – сосуд в верхнем положении, начальный зазор 15 мм

На практике часто происходит, что ролики эксплуатируются с некоторым зазором от проводника и в пределах этого зазора сосуд может свободно колебаться в колее, отражаясь при малых колебаниях от упругой поверхности роликов.

Учитывая, что при установке новых башмаков кинематический зазор должен быть равен $\Delta pr = 15$ мм, примем это значение, как предельно допустимое для смещения башмака в зазоре из-за разбаланса натяжений головных канатов и рассчитаем максимально допустимый опрокидывающий момент $Mpr(l)$ от головных канатов, который вызовет смещение башмака в зазоре, в пределах этого значения. Определим этот момент для системы без роликовых направляющих (или с нарушенными роликоопорами), для системы с реальными роликовыми направляющими и сравним полученные значения, с максимальным моментом, вызванным предельно допустимыми отклонениями натяжений канатов.

$$Mpr(l) = \frac{\Delta pr \cdot h}{Hc} \cdot (Q + n \cdot q \cdot l) + \frac{Cp \cdot Hc^2}{h} + Px \cdot \left(\frac{Hc}{h} - 1\right). \quad (3.12)$$

На рис. 3.38 приведены графики предельно допустимого опрокидывающего момента от разбаланса натяжений головных канатов для сосуда без роликов, с роликоопорой жесткостью 120 кН/м по критерию нерасклинивания сосуда в проводниках и фактический момент, действующий на сосуд при предельно допустимом по ЕПБ разбалансе натяжений канатов (кривая 3 на рис. 3.35).

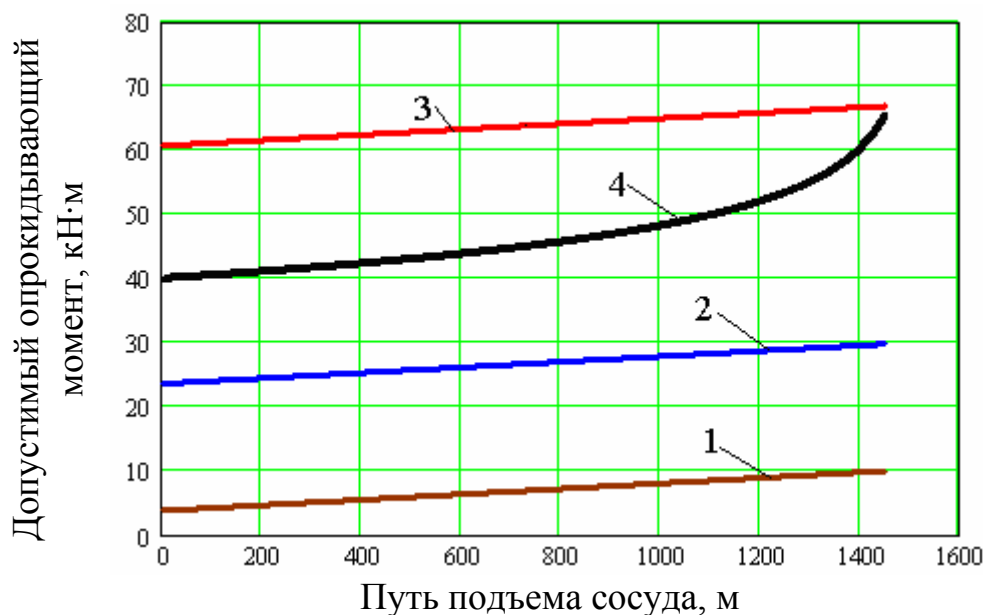


Рис. 3.38. Графики опрокидывающих моментов в зависимости от пути подъема сосуда

1 – предельно допустимый момент для системы без роликов; 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м; 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 345 кН/м; 4 – фактический опрокидывающий момент

Результаты расчетов показывают, что в системе без нижних роликов или с нарушенными параметрами их установки предельно допустимый опрокидывающий момент от разбаланса в 5 – 7 раз меньше, чем момент, который реально может создастся в пакете канатов, если половина из них с одной стороны оси сосуда будет перегружена до предельно допустимого значения, а вторая половина с противоположной стороны на столько же ослаблена. Данная ситуация не нарушает требования ЕПБ, но показывает, что сосуд будет двигаться по стволу в непроектном перекошенном положении.

Для сосуда с рычажными роликовыми направляющими традиционной жесткости $C_p=120$ кН/м, фактический момент также 3 раза превышает допустимый. Только в случае применения на нижней поясе сосуда роликовых направляющими жесткостью $C_p=345$ кН/м достигается условие предельного касания башмаком проводника, что не исключает возбуждения ударного динамического взаимодействия при взаимодействии с искривлениями профилей проводников. Для создания запаса по безударному взаимодействию жесткость нижних направляющих должна быть еще больше. Это возможно только в случае применения конструкций типа НКП и установки их с гарантированным поджатием к рабочим поверхностям проводников.

Необходимо определить допуски на сочетания между ослаблением/перегрузкой канатов с учетом координат их точек крепления к сосуда. В ка-

честве минимально возможного, но допустимого согласно ЕПБ, разбаланса натяжений рассмотрим случай предельной перегрузки одного крайнего каната при одинаковых нагрузках (радиусах желобов) в остальных канатах.

Средний расчетный радиус перемотки для n канатов равен

$$R_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i \quad (3.13)$$

Пусть $n-1$ канатов имеют одинаковые радиусы $R_i=R_{ном}$ ($i=1..n-1$), а n -й канат имеет больший/меньший радиус $R_n=R_{ном}+DR$. Тогда расчетный средний радиус шкива равен

$$R_{cp} = R_{ном} + \frac{DR}{n}, \quad (3.14)$$

а расчетные отклонения радиусов будут равны

$$\Delta R_i = -\frac{DR}{n}, (i = 1 \dots n-1); \quad \Delta R_n = \frac{n-1}{n} \cdot DR, \quad (3.15)$$

где DR – абсолютное превышение радиуса n -го каната над остальными.

Методом математического эксперимента по формулам (3.4) – (3.6) для параметров выбранной подъемной установки найдем, что величина абсолютного превышения радиуса n -го каната над остальными, при которой n -й канат соуда, стартовавшего с относительной перегрузкой 15% и пришедшего в разгрузочные устройства с перегрузкой 25%, равна $DR = 1,6$ мм.

Картина расчетных отклонений радиусов желобов и координат точек крепления канатов приведена в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Расчетные отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

$\Delta R_1, \text{ мм}$	$\Delta R_2, \text{ мм}$	$\Delta R_3, \text{ мм}$	$\Delta R_4, \text{ мм}$
-0,4	-0,4	-0,4	1,2
$b_1, \text{ мм}$	$b_2, \text{ мм}$	$b_3, \text{ мм}$	$b_4, \text{ мм}$
-450	-150	150	450

График абсолютных перегрузок канатов для этого случая приведен на рис. 3.39. Из него видно, что перегруженный канат ведет себя так же как и в предыдущем случае симметричного разбаланса натяжений, а остальные три ка-

ната ослабляются на гораздо меньшую величину (отклонения усилий не превышают 41 кН, на фоне 55 кН в предыдущем случае).

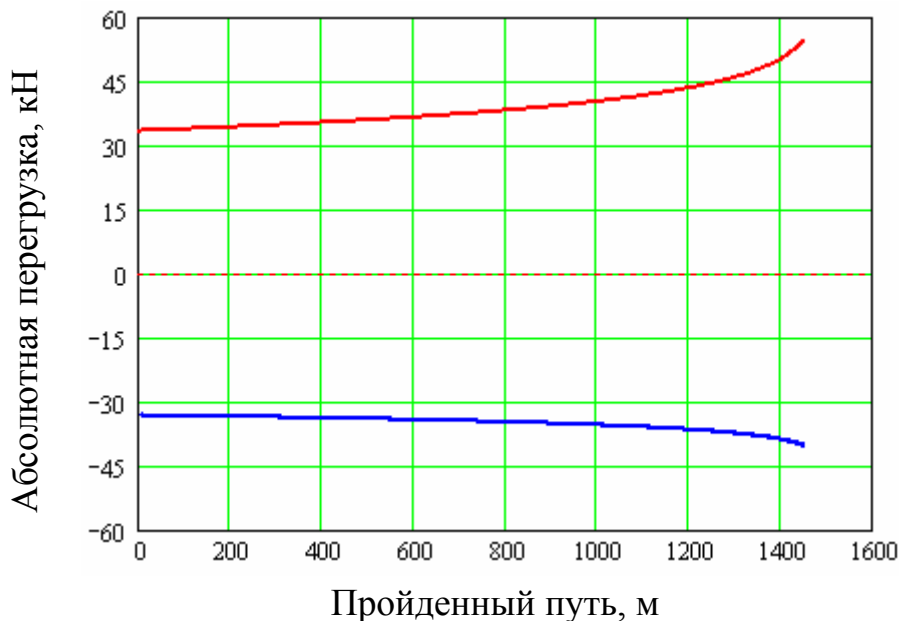


Рис. 3.39. Абсолютные перегрузки канатов при $DR = 1.6$ мм

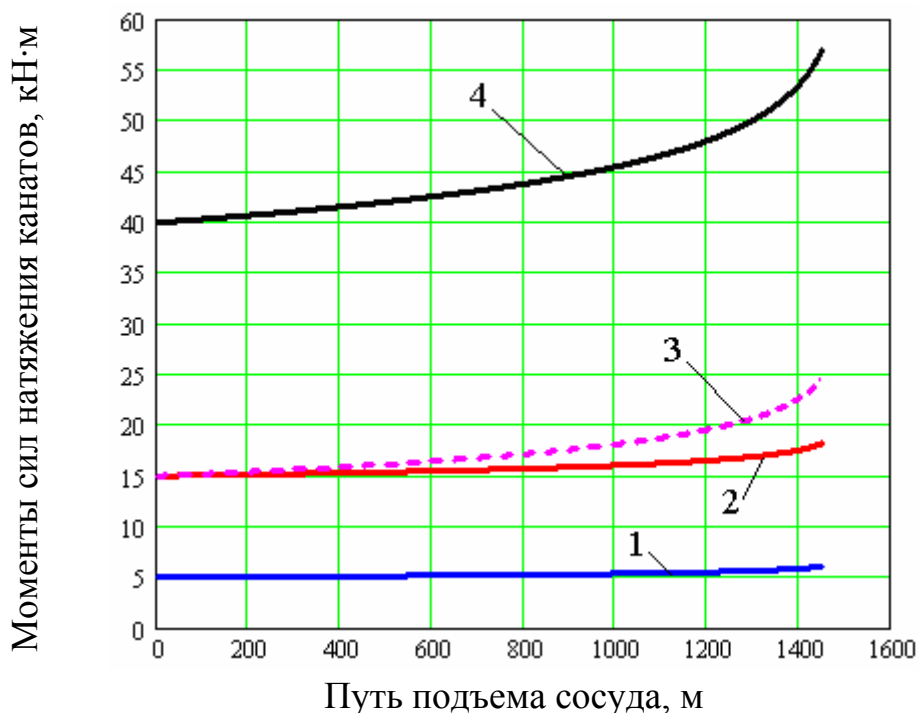


Рис. 3.40. Опрокидывающие моменты сил натяжений канатов:
 1 – момент от средних канатов №2/3; 2 – момент от крайнего каната №1;
 3 – момент от крайнего каната №4; 4 – суммарный опрокидывающий момент от всех канатов

На рис. 3.40 приведены графики опрокидывающих моментов, действующих на сосуд. Из рис. 3.40 видно, что в случае, когда предельно перегружен только один крайний канат, суммарный опрокидывающий момент к концу подъема нарастает несколько меньше, чем случает 2-х канатов и достигает 57 кН (против 67 кН при перегрузке 2-х канатов), хотя сам канат уже находится в состоянии предельно допустимой относительной перегрузки 25%.

Сравнивая значения фактического суммарного опрокидывающего момента для перегрузки случая одного крайнего каната со случаем перегрузки 2-х правых канатов (рис. 3.38) мы видим, что в обоих вариантах распределения разбалансов натяжений канатов фактические опрокидывающие моменты на много превышают предельно допустимые по критерию нерасклинивания сосуда в колее проводников для рычажных направляющих.

На рис. 3.41 приведены графики фактического и допустимых опрокидывающих моментов при предельной перегрузке одного крайнего каната

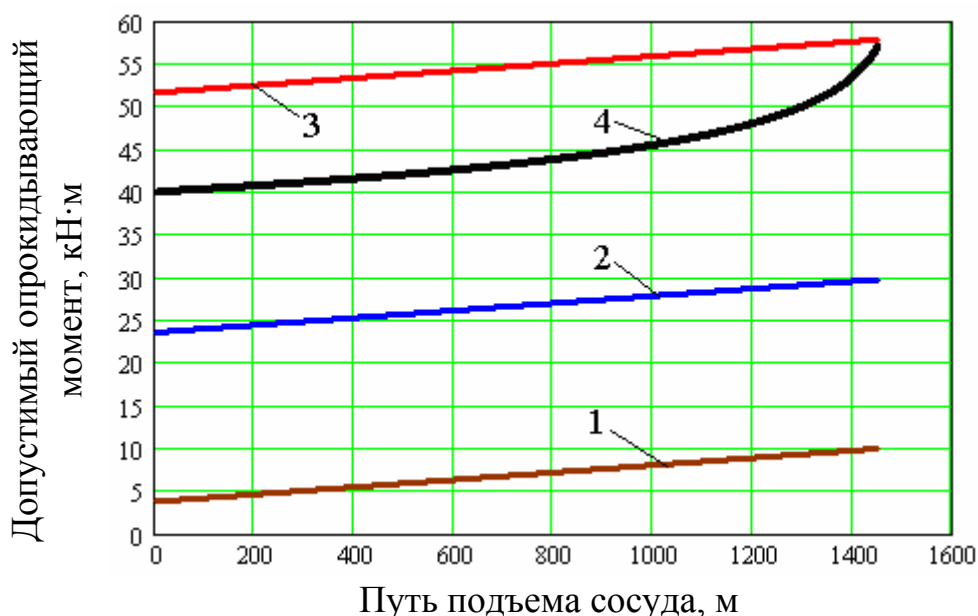


Рис. 3.41. Графики опрокидывающих моментов в зависимости от пути подъема сосуда:

1 – предельно допустимый момент для системы без роликов; 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м; 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 290 кН/м; 4 – фактический опрокидывающий момент.

Из рис. 3.41 видно, что аналогично случаю перегрузки 2-х канатов (рис. 3.38) удержать сосуд от расклинивания в колее можно только применяя на нижнем поясе роликовые направляющие с жесткостью свыше 290 кН/м, что несколько меньше значения в предыдущем случае/

Для сравнения рассмотрим подъемную установку с восьмиканатной машиной типа ЦШ 5x8. Вес скипа 450 кН, вес полезного груза 500 кН, высота сосуда 18 м; расстояние от центра масс сосуда до верхнего пояса 9 м; число кана-

тов $n=8$. Остальные параметры подъема идентичны параметрам рассмотренной выше установки. Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

$\Delta R_1, \text{ мм}$	$\Delta R_2, \text{ мм}$	$\Delta R_3, \text{ мм}$	$\Delta R_4, \text{ мм}$
-1,2	-1,2	-1,2	-1,2
$b_1, \text{ мм}$	$b_2, \text{ мм}$	$b_3, \text{ мм}$	$b_4, \text{ мм}$
-1250	-750	-450	-150
$\Delta R_5, \text{ мм}$	$\Delta R_6, \text{ мм}$	$\Delta R_7, \text{ мм}$	$\Delta R_8, \text{ мм}$
-1,2	-1,2	1,2	1,2
$b_5, \text{ мм}$	$b_6, \text{ мм}$	$b_7, \text{ мм}$	$b_8, \text{ мм}$
150	-450	750	1250

Графики допустимых опрокидывающих моментов для данной установки приведены на рис. 3.42.

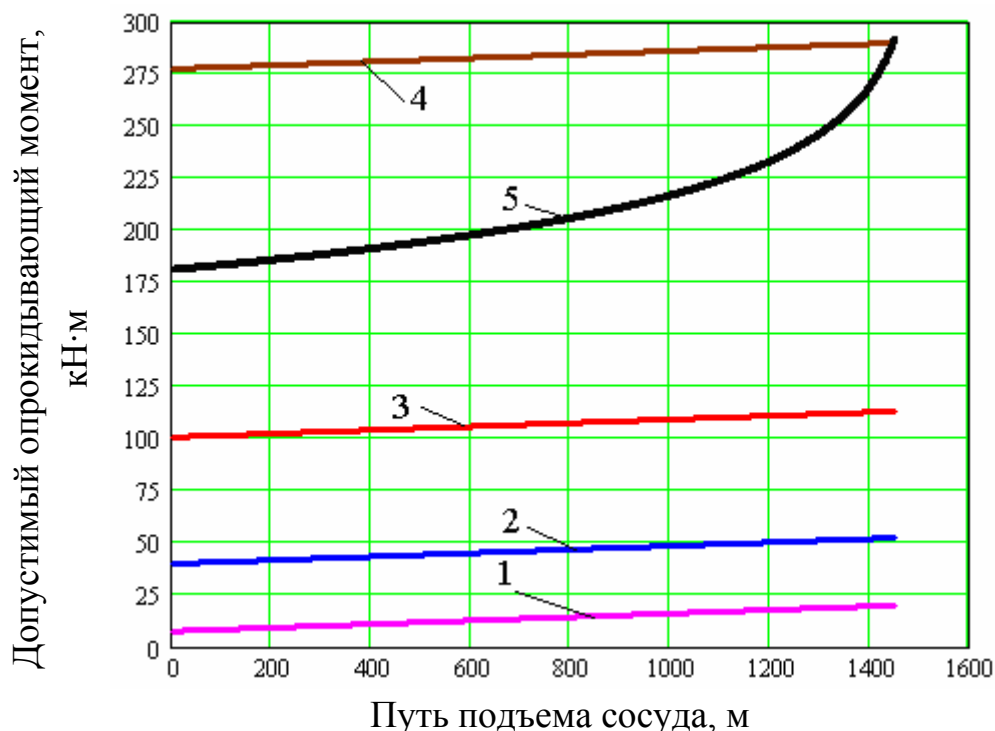


Рис. 3.42. Графики допустимых опрокидывающих моментов:

1 – предельно допустимый момент для системы без роликов; 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м; 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 345 кН/м; 4 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 1000 кН/м; 5 – фактический опрокидывающий момент

Данные на рис. 3.42 показывают, что с увеличением снаряженной массы сосуда в 2 раза и пропорционального увеличения числа канатов происходит трехкратное возрастание фактического опрокидывающего момента. Это происходит потому, что поперечные габариты большегрузных скипов больше габаритов скипов среднего веса и 8 канатов крепятся к сосуду на более широком участке его верхнего пояса. Соответственно опрокидывающие моменты от разбаланса их натяжений будут гораздо выше.

Приведенные расчеты показывают, что в этом случае удержать нижний пояс скипа более без прижатия башмаков к проводникам можно только применяя роликовые направляющие на нижнем поясе с жесткостью от 1000 кН/м. Направляющие с такой жесткостью на практике не применяются. Это говорит о том, что при эксплуатации необходимо максимально уменьшать разбаланс натяжений головных канатов, не допуская их одностороннюю перегрузку. В противном случае при работе скипов реализуется ударный режим нагружения армировки преимущественно нижним поясом скипа. Такое явление многократно фиксировалось авторами при проведении аппаратурных динамических испытаний систем «сосуд – армировка» в промышленных условиях.

Так как на практике износ футеровки желобов шкива происходит неуправляемо, то обеспечение централизованного движения сосуда в проводниках во время эксплуатации может быть достигнуто либо путем ужесточения требований к допускаемому разбалансу натяжений канатов с учетом величины некомпенсированного опрокидывающего момента, действующего на сосуд, либо применением роликовых направляющих на нижнем поясе сосуда, параметры статической жесткости которых определены с учетом изложенных результатов, а их установка гарантирует поджатие катков к рабочим поверхностям проводников.

Из вышеизложенного следует, что при длительной эксплуатации ШПУ в состоянии накапливающегося повышенного износа оборудования, влияния сдвигания горных пород, многочисленных ремонтных работ динамическое взаимодействие звеньев приобретает свойство интенсивной суперпозиции с опасностью спонтанного разрушения основных несущих конструкций, утрачивая проектный безопасный характер.

Существующий перечень нормированных параметров и критериев технического состояния не отражает полной картины причинно-следственных связей между параметрами работы ШПУ и уровнем безопасности систем «сосуд – армировка» при длительной эксплуатации.

В условиях длительной эксплуатации и повышенного износа для обеспечения адекватности представления картины причинно-следственных связей между параметрами оборудования и уровнем безопасности систем «сосуд – армировка» необходимо расширение нормируемых параметров и критериев их классификации по уровням аварийной опасности.

Таким образом, из вышесказанного следует, что:

- колебания скипа при ударном взаимодействии с проводниками на участках нарушения вертикальности жесткой армировки имеют хаотический характер;

- смещение центра масс груза в кузове скипа в технологически возможных пределах вызывает на участках ствола с нарушенной вертикальностью проводников рост динамических нагрузок на армировку до 3 – 5 раз;

- для снижения негативного влияния смещения груза в скипе на динамическую нагруженность армировки необходимы специальные мероприятия, обеспечивающие максимально равномерное по горизонтали заполнение кузова, а так же тщательная центровка направляющих скольжения сосуда относительно вертикальной оси каната. Для клетевых подъемов необходимо обеспечение центровки груза относительно оси подвеса сосуда и работа машины с минимизацией вертикальных рывков при движении и маневрах;

- специальное сглаживание диаграммы скорости подъема с минимизацией рывка даже при смещенном грузе в скипе позволяет снизить динамические нагрузки на армировку до 2-х раз на одних и тех же участках ствола с нарушенной вертикальностью проводников;

- безопасная работа подъемов обеспечивается согласованной работой служб *главного энергетика* (управление ШПМ) и *главного маркшейдера* (контроль профилей проводников) по разработке и выполнению организационно-технических мероприятий, обеспечивающих заданные эксплуатационные параметры работы подъемных сосудов, канатов, армировки, находящихся в ведении службы *главного механика* предприятия.

- для повышения безопасности систем «сосуд – армировка» необходимо обеспечение реализации максимально идентичных диаграмм скорости спуска/подъема сосудов, что достигается применением цифровых систем управления ШПУ.

- безопасная эксплуатация стволов с длительными сроками работы требует активного участия органов Госгорпромнадзора в работах, связанных с оперативным и своевременным обследованием и определением технического состояния подъемного оборудования, объективным установлением фактического уровня его эксплуатационной безопасности на основе применения наиболее современных информационных технологий, технических средств, нормативного, научного, методического и организационного обеспечения.

- разбаланс натяжений головных канатов многоканатных ШПУ в пределах, допустимых действующими нормативными документами, оказывает значительное дестабилизирующее влияние на центровку подъемного сосуда в проводниках жесткой и гибкой армировок стволов (одностороннее уменьшение кинематических зазоров преимущественно по направляющим нижнего пояса).

- натяжение уравнивающего канат лишь незначительно компенсирует негативное влияние разбаланса натяжений канатов на центровку подъемного сосуда в проводниках.

- при соблюдении действующих норм на относительную перегрузку головных канатов МК ШПУ установка роликовых направляющих нижнего пояса сосуда с зазором относительно жестких проводников приводит к перекосу сосуда в вертикальной плоскости и вызывает рост ударных контактных нагрузок на армировку.

- для компенсации разбаланса натяжений головных канатов МК ШПУ и обеспечения безударного режима взаимодействия сосуда с жесткой армировкой необходимо применять нижние ролики с жесткостью, рассчитанной на предельно допустимые значения разбаланса натяжений исходя из конкретных параметров ШПУ.

- для снижения негативного перекоса подъемного сосуда необходимо в нормативной документации ограничивать не только абсолютные значения допустимых перегрузок для всего пакета канатов, но и учитывать сочетания их знаков, не допуская одновременной перегрузки канатов с одной стороны от оси сосуда и ослабления с другой.

4 ДИНАМИКА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК В РЕЖИМАХ ТОРМОЖЕНИЯ

Как было показано выше при срабатывании рабочего или предохранительного тормоза в системе «сосуд – канат – барабан» подъемной установки возникают самые интенсивные за весь цикл ее работы вертикальные и горизонтальные колебания подъемных сосудов, которые вызывают значительные перегрузки армировки. Эти перегрузки для проводников и расстрелов, находящихся в длительной эксплуатации с большим уровнем износа могут достигать аварийно опасного уровня.

Наиболее опасным в этом случае является процесс набегания сосуда на канат с последующим «растягивающим ударом», который не только создает перегрузку механической части ШПМ и канатов, но и приводит к возникновению непроектного ударного взаимодействия диагонально расположенных башмаков скольжения сосуда с проводниками в режиме расклинивания. Если торможение приходится на участок с изношенной армировкой, то возникновение аварийно опасной ситуации становится практически неизбежным. Снижение риска аварии возможно только путем создания такого закона управления тормозом, параметры которого снизят амплитуды вертикальных колебаний сосудов, но при этом обеспечат остановку ШПМ в соответствии с действующими нормами Правил безопасности [59, 60]. Для решения этой задачи необходимо разработать специальную математическую модель, учитывающую все значимые особенности механики ШПУ при торможении, структуру системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения и определить безопасные параметры ее элементов.

4.1 Расчетная схема и математическая модель процесса торможения подъемной установки

При разработке математической модели процесса рабочего торможения подъемной установки были приняты следующие допущения: не учитывается податливость барабана и передач привода, что обусловлено наличием в подъемной установке звеньев с повышенной податливостью – головных канатов; в процессе торможения головные канаты представляются упруговязкими весомами нитями постоянной длины, рассеивание энергии в которых учитывается гипотезой Фойгхта [62, 72]; не учитывается влияние сил аэродинамического сопротивления движению сосудов с армировкой ствола [15]; не учитывается скольжение каната при набегании его на барабан [53]; не учитывается влияние поперечных и крутильных колебаний головных канатов на продольные [63].

На рис. 4.1 показаны расчетная схема двухконцевой вертикальной подъемной установки и выбор системы координат. На схеме и далее в уравнениях приняты следующие обозначения: Q_1 и Q_2 – веса концевых грузов с учетом уравновешивающих канатов; J_R – приведенный момент инерции вращающихся масс подъемной машины; $T_n^{(1)}(t)$, $T_n^{(2)}(t)$ – полные усилия в точках набегания A_1

и сбегания A_2 ветвей канатов; l_1, l_2 – длины головных канатов; $u_1(x, t), u_2(x, t)$ – динамические перемещения сечений канатов.

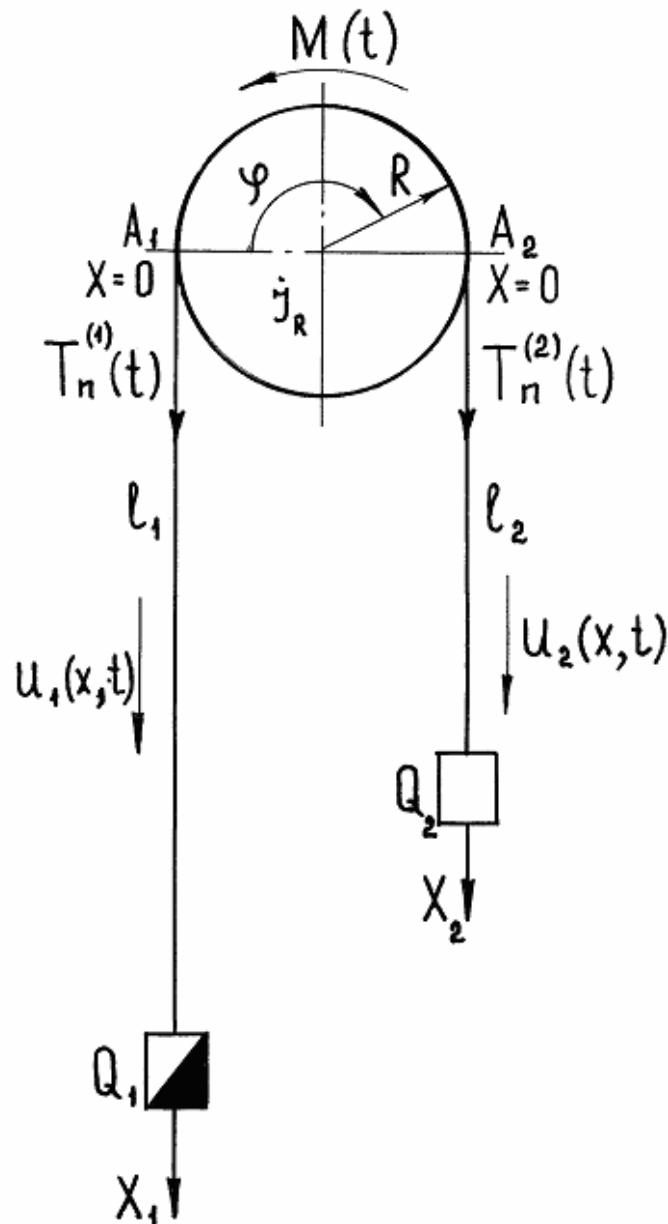


Рис. 4.1. Расчетная схема двухконцевой вертикальной подъемной установки

Для отсчета перемещений сечений канатов выберем две координатные оси x_1 и x_2 с началом в точках набегания A_1 и сбегания A_2 ветвей канатов, направленные вертикально вниз. Представим расчетную схему в виде трех парциальных динамических звеньев, для чего разрежем ее в точках A_1 и A_2 . Условием взаимодействия этих звеньев в составе рассматриваемой расчетной схемы подъемной установки является равенство кинематических и силовых параметров в точках разреза.

В соответствии с перечисленными допущениями дифференциальные

уравнения, описывающие переходные процессы в рассматриваемой системе, и граничные условия имеют вид [3]

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - a_k^2 \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 u_1}{\partial x_1^2} = R_\sigma \ddot{\phi}_\sigma; \\ \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} - a_k^2 \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 u_2}{\partial x_2^2} = -R_\sigma \ddot{\phi}_\sigma; \\ J_R \ddot{\phi} = -M(t) - R_\sigma [T_n^{(1)}(t) - T_n^{(2)}(t)], \end{cases} \quad (4.1)$$

при $x_1=0$ $u_1(0, t)=0$; при $x_2=l_2$ $u_2(l_2, t)=0$; при $x_1=l_1$

$$\frac{Q_1}{g} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \Big|_{x=l_1} = -EF \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=l_1} + R_\sigma \ddot{\phi}_\sigma \frac{Q_1}{g};$$

при $x_2=l_2$

$$\frac{Q_2}{g} \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} \Big|_{x=l_2} = -EF \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=l_2} + R_\sigma \ddot{\phi}_\sigma \frac{Q_2}{g},$$

где $a_k = \sqrt{\frac{EF}{\rho_k}}$ – скорость распространения упругой волны деформации в канате.

Первые два уравнения (4.1) описывают движение ветвей каната в относительных системах координат, жестко связанных с барабаном. Третье уравнение описывает движение барабана.

С учетом граничных условий динамические перемещения произвольных сечений i -й ветви каната ($i=1, 2$) при переходном режиме запишем в виде [72]

$$u_i(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} X_m^{(i)}(x) q_m^{(i)}(t), \quad (4.2)$$

где $X_m^{(i)}(x) = \sin \frac{\lambda^{(i)}}{l_i} x$ – фундаментальные функции; $q_m^{(i)}(t)$ – обобщенные координаты, зависящие только от времени; $\lambda_m^{(i)}$ – корни уравнения $\lambda_m^{(i)} \operatorname{tg} \lambda_m^{(i)} = \frac{g \rho_k l_i}{Q_i}$.

Подставляя (4.2) в (4.1) и деля переменные, получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \ddot{q}_m^{(1)} + \mu_k \left(v_m^{(1)} \right)^2 \dot{q}_m^{(1)} + \left(v_m^{(1)} \right)^2 q_m^{(1)} = D_m^{(1)} R_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta}; \\ \ddot{q}_m^{(2)} + \mu_k \left(v_m^{(2)} \right)^2 \dot{q}_m^{(2)} + \left(v_m^{(2)} \right)^2 q_m^{(2)} = D_m^{(2)} R_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta}; \\ J_R \ddot{\varphi}_{\delta} = -M(t) - R_{\delta} \left[T_n^{(1)}(t) - T_n^{(2)}(t) \right], \end{cases} \quad (4.3)$$

где $v_m^{(i)} = \frac{a_k \lambda_m^{(i)}}{l_i}$; $D_m^{(i)} = \frac{4}{2\lambda_m^{(i)} + \sin 2\lambda_m^{(i)}}$.

С учетом гипотезы Фойгхта, динамические усилия в любой точке i -й ветви каната определяются выражением

$$T^{(i)}(x, t) = EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial x} \right) \frac{\partial u_i(x, t)}{\partial x} \quad (4.4)$$

С учетом (4.2)

$$T^{(i)}(x, t) = EF \sum_{m=1}^{\infty} \left(q_m^{(i)} + \mu_k \dot{q}_m^{(i)} \right) \frac{\lambda_m^{(i)}}{l_i} \cos \frac{\lambda_m^{(i)}}{l_i} x. \quad (4.5)$$

Обозначив

$$T_m^{(i)} = EF \frac{\lambda_m^{(i)}}{l_i} q_m^{(i)}, \quad (4.6)$$

приведем (4.5) к виду

$$T^{(i)}(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \left(T_m^{(i)} + \mu_k \dot{T}_m^{(i)} \right) \cos \frac{\lambda_m^{(i)}}{l_i} x. \quad (4.7)$$

Полные усилия в верхних сечениях канатов определяются зависимостью

$$T_n^{(i)}(t) \Big|_{x=0} = T_{cm}^{(i)} \Big|_{x=0} + T^{(i)}(0, t), \quad (4.8)$$

где $T_{cm}^{(i)} \Big|_{x=0}$, $T^{(i)}(0, t)$ – статическая и динамическая составляющие усилия в верхнем сечении:

$$T_{cm}^{(i)} \Big|_{x=0} = Q_i + g\rho_k l_i; \quad (4.9)$$

$$T^{(i)}(0,t) = \sum_{m=1}^{\infty} (T_m^{(i)} + \mu_k \dot{T}_m^{(i)}). \quad (4.10)$$

Для нижних сечений канатов выражения для полных усилий запишем в виде

$$T_n^{(i)}(t) \Big|_{x=l_i} = T_{cm}^{(i)} \Big|_{x=l_i} + T^{(i)}(l_i,t), \quad (4.11)$$

где $T_{cm}^{(i)} \Big|_{x=l_i}$, $T^{(i)}(l_i,t)$ – статическая и динамическая составляющие усилия в нижнем сечении:

$$T_{cm}^{(i)} \Big|_{x=l_i} = Q_i; \quad (4.12)$$

$$T^{(i)}(l_i,t) = \sum_{m=1}^{\infty} (T_m^{(i)} + \mu_k \dot{T}_m^{(i)}) \cos \lambda_m^{(i)}. \quad (4.13)$$

Для сокращения записи введем следующие коэффициенты:

$$a_m^{(i)} = \mu_k (v_m^{(i)})^2; \quad b_m^{(i)} = (v_m^{(i)})^2; \quad c_m^{(i)} = D_m^{(i)} EF \frac{\lambda_m^{(i)}}{l_i}. \quad (4.14)$$

Линейные ускорения точек на ободе барабана определим как

$$j_{\delta}(t) = R_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta}. \quad (4.15)$$

С учетом (4.6) и (4.7) после преобразования из (4.3) получим систему уравнений относительно динамических усилий:

$$\begin{cases} \ddot{T}_m^{(1)} + a_m^{(1)} \dot{T}_m^{(1)} + b_m^{(1)} T_m^{(1)} = c_m^{(1)} j_{\delta}; \\ \ddot{T}_m^{(2)} + a_m^{(2)} \dot{T}_m^{(2)} + b_m^{(2)} T_m^{(2)} = -c_m^{(2)} j_{\delta}; \\ j_{\delta} = -\frac{1}{m_R} [F(t) + T_n^{(1)}(t) - T_n^{(2)}(t)], \end{cases} \quad (4.16)$$

где m_R – масса вращающихся частей подъемной машины, приведенная к ободу

барабана, $m_R = J_R / R_\sigma^2$; $F(t)$ – усилие, действующее на ободе барабана, $F(t) = M(t) / R_\sigma$.

В установившихся режимах работы подъемной установки $j_\sigma = 0$, поэтому начальные условия для системы (4.16) приняты нулевыми. Определим кинематические параметры подъемной установки при переходных процессах, используя значение ускорения $j_\sigma(t)$ из системы (4.16). Линейная скорость точек на ободе барабана

$$v_\sigma(t) = v_0 + \int_0^t j_\sigma(t) dt, \quad (4.17)$$

где v_0 – линейная скорость точек на ободе барабана в момент начала переходного процесса.

Линейное перемещение точек на ободе барабана в течение переходного процесса

$$s_\sigma(t) = v_0 t + \int_0^t v_\sigma(t) dt; \quad (4.18)$$

ускорения концевых грузов

$$j_i(t) = \mp j_\sigma(t) + \ddot{u}_i(l_i, t); \quad (4.19)$$

скорости концевых грузов

$$v_i(t) = \mp v_\sigma(t) + \dot{u}_i(l_i, t); \quad (4.20)$$

перемещения концевых грузов

$$s_i(t) = \mp s_\sigma(t) + u_i(l_i, t). \quad (4.21)$$

Движение барабана подъемной машины определяется величиной и направлением внешнего возмущения, которое в общем случае можно записать в виде

$$F_{вн}(t) = -T_{cm}|_{x=0} - F(t), \quad (4.22)$$

где $T_{cm}|_{x=0} = T_{cm}^{(1)}|_{x=0} - T_{cm}^{(2)}|_{x=0}$ – разность статистических составляющих усилий в верхнем сечении ветвей канатов; $F(t)$ – усилие, действующее на ободе барабана, которое определяется как разность двигательного $F_{\partial\sigma}(t)$ и тормозного $F_m(t)$

усилий,

$$F(t) = -F_{ос}(t) + F_m(t). \quad (4.23)$$

Пренебрегая постоянными времени электропривода [57], можно считать, что отключение двигателя соответствует мгновенному приложению к ротору усилия, равного по величине усилию двигателя, компенсировавшего статистическое усилие в режиме равномерного движения и направленного в противоположную сторону. Результаты теоретических исследований, проведенных в предыдущем разделе и экспериментов на действующих подъемах [44] свидетельствуют о том, что для пневмопружинных комбинированных тормозных приводов кривую нарастания усилия можно с достаточной точностью аппроксимировать функцией вида

$$F_m(t) = k_m [1 - f(t)], \quad (4.24)$$

где k_m – постоянная, зависящая от параметров привода и начальных условий; $f(t)$ – интегральная экспоненциальная функция, не решаемая в конечном виде.

В режиме рабочего торможения время холостого хода тормоза определяется как время, протекающее от момента отключения двигателя до появления тормозного усилия на ободу барабана и зависит от действий машиниста подъема.

Для дальнейших теоретических исследований динамики подъемной установки в режимах торможения рассмотрим различные характеристики внешних возмущений. На рис. 4.2а показана характеристика внешнего возмущения в режиме подъема груза. После отключения приводного двигателя через время холостого хода прикладывается тормозное усилие по экспоненциальному закону. Внешнее возмущение в этом случае описывается аналитической зависимостью

$$F_{ен}(t) = -T_{cm} \left[1 + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t-t_{x.x}}{T}} \right) \sigma_0(t - t_{x.x}) \right], \quad (4.25)$$

где $\sigma_0(t-t_{x.x})$ – единичная функция Хевисайда.

На рис. 4.2б показано ступенчатое приложение тормозного усилия с постоянным его значением $F_{огр}$ на участке от t_1 до t_2 . Аналитическая зависимость внешнего возмущения имеет вид

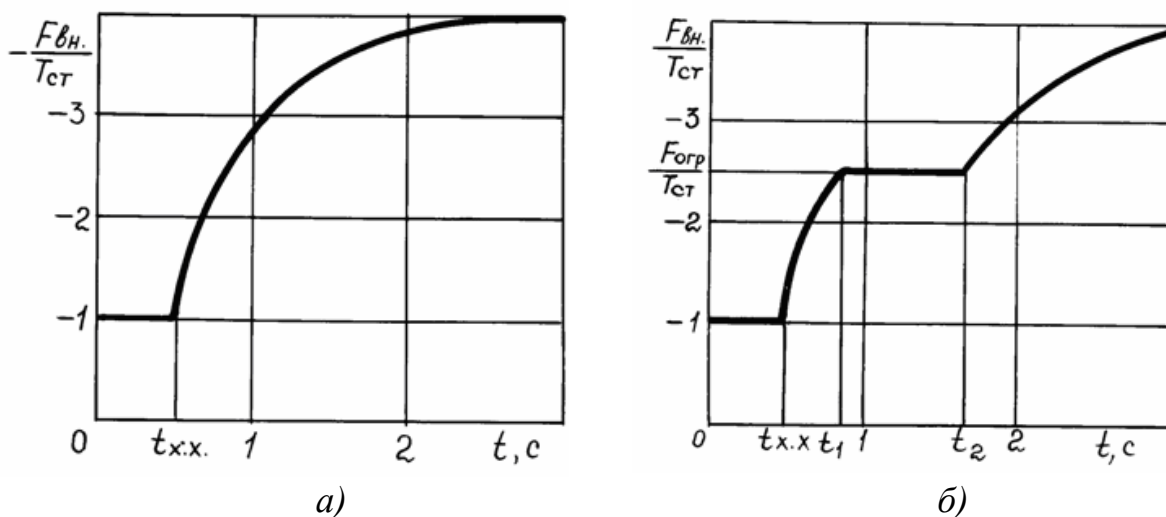


Рис. 4.2. Характеристика внешнего возмущения механической системы подъемной установки при одноступенчатом (а) и двухступенчатом (б) приложении тормозного усилия

$$F_{вн}(t) = -T_{cm} \left\{ 1 + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t-t_{x.x}}{T}} \right) \left[\sigma_0(t-t_{x.x}) - \sigma_0(t_1-t_2) \right] + \right. \\ \left. + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t_1-t_{x.x}}{T}} \right) \left[\sigma_0(t-t_1) - \sigma_0(t-t_2) \right] + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t-t_{x.x}-t_2+t_1}{T}} \right) \sigma_0(t-t_2) \right\}, \quad (4.26)$$

где t_1, t_2 – моменты переключения ступеней.

4.2 Влияние параметров подъемной установки и характеристики тормозного момента на динамические усилия в головных канатах в режиме предохранительного торможения

Используя разработанную выше математическую модель, проведем исследования динамики двухконцевой подъемной установки шахты “Октябрьская” ПО “Макеевуголь”, оборудованной подъемной машиной 2Ц–5×2,3 со следующими параметрами: $Q_1=160,6$ кН; $Q_2=81,8$ кН; $m_R=90000$ кг; $H_n=461$ м; $EF=150$ МН; $\mu_k=0,015$ с; $\rho_k=9,035$ кг/м; $v_{max}=9,2$ м/с.

Для установления возможности возникновения опасных режимов при рабочем торможении будем варьировать основными параметрами подъемной установки и тормозного момента. Результаты математического моделирования свидетельствуют, что максимальные значения амплитуд второго и третьего тонов составляют соответственно 6..8 и 0,3..0,5 % по отношению к первому тону колебаний. Это говорит о том, что для практических расчетов достаточно учитывать два первых тона, что подтверждается результатами экспериментальных исследований.

На рис. 4.3 показано изменение максимальных динамических усилий в

нижнем сечении каната поднимающейся грузовой ветви в зависимости от местоположения сосуда в начале периода торможения для различных кратностей тормозного усилия, прикладываемого по экспоненте с постоянной времени $T=0,4$ с и временем холостого хода тормоза $t_{xx}=0$. Анализ приведенных графиков позволяет подтвердить известный вывод, что наиболее опасным с точки зрения набегания поднимающегося сосуда на канат является случай, когда грузовой сосуд находится в нижней точке ствола в момент начала торможения. Экстремумы на приведенных графиках, особенно явно наблюдающиеся при увеличении кратности тормозного усилия, свидетельствуют о взаимовлиянии динамических процессов в обеих ветвях каната.

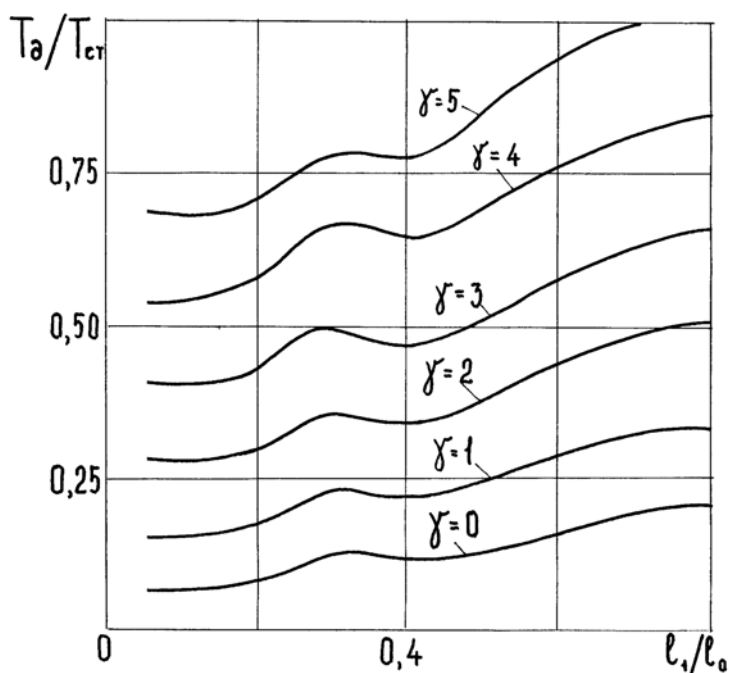


Рис. 4.3. Зависимости динамических усилий в нижнем сечении каната от местоположения сосуда в стволе для различных кратностей тормозного усилия

При равенстве парциальных частот основных тонов первой и второй ветвей $\nu_1^{(1)} \approx \nu_1^{(2)}$ наблюдается минимум динамического усилия в поднимающейся ветви, а при трехкратном соотношении $\nu_1^{(i)}$ – максимум. Для нахождения точек основных экстремумов составим систему уравнений:

$$\begin{cases} \nu_1^{(1)} = k_m \nu_1^{(2)}; \\ \lambda_1^{(1)} \operatorname{tg} \lambda_1^{(1)} = \frac{\rho_k L_1}{m_1}; \\ \lambda_1^{(2)} \operatorname{tg} \lambda_1^{(2)} = \frac{\rho_k L_2}{m_2}; \\ L_1 + L_2 = L_k, \end{cases} \quad (4.27)$$

где $\nu_1^{(i)}$ – парциальная частота первого тона колебаний i -й ветви, $\nu_1^{(i)} = \frac{a\lambda_1^{(i)}}{L_1}$; L_k – суммарная длина ветвей канатов; ρ_k – погонная масса головного каната; m_i – масса конечного груза с учетом массы хвостового каната, $m_i = Q_i/g$.

После алгебраических преобразований из (4.27) получим трансцендентное уравнение

$$\rho_k L_k - m_1 t g \left[\lambda_1^{(i)} + k_m \arctg \left(\frac{m_1}{m_2} t g \lambda_1^{(i)} \right) \right] = 0, \quad (4.28)$$

из решения которого можно определить $\lambda_1^{(i)}$ и L_1 :

$$L_1 = \frac{m_1 \lambda_1^{(1)} t g \lambda_1^{(1)}}{\rho_k}. \quad (4.29)$$

Для исследуемой подъемной установки при $k_m=1$ и $L_1/L_0=0,39$ наблюдается минимум, а при $k_m=3$ и $L_1/L_0=0,84$ – максимум динамического усилия в нижнем сечении каната поднимающейся ветви.

Для оценки влияния коэффициента μ_k , учитывающего рассеивание энергии при колебаниях, приведены графики на рис. 4.4, показывающие изменение максимальных динамических усилий в зависимости от кратности прикладываемого тормозного усилия γ_m для различных значений μ_k .

Анализ результатов исследований, проведенных при $L_1/L_0=0,9$, $T=0,4$ с, $t_{x,x}=0$, показал необходимость учета коэффициента μ_k , который определяет время протекания переходных процессов. Значение коэффициента μ_k для канатов, применяемых в шахтном подъеме, по результатам наших экспериментальных исследований на действующих вертикальных подъемных установках находится в диапазоне 0,010..0,015 с и зависит от конструкции каната, времени его эксплуатации и т.д.

Интенсивность приложения тормозного усилия, определяемая постоянной времени тормоза T , при рабочем торможении зависит от скорости перемещения машинистом рукоятки рабочего тормоза. Время холостого хода тормоза $t_{x,x}$, т.е. протекающее от момента отключения двигателя до появления тормозного усилия на ободе барабана, при рабочем торможении также зависит от действий машиниста подъема и находится в более широком диапазоне, чем при предохранительном торможении, где регламентируется нормативными документами и не должно превышать 0,3 с. При рабочем торможении $t_{x,x}$ может изменяться от нуля до времени, протекающего между отключением приводного двигателя и остановом подъемной машины с замедлением свободного выбега в режиме подъема груза.

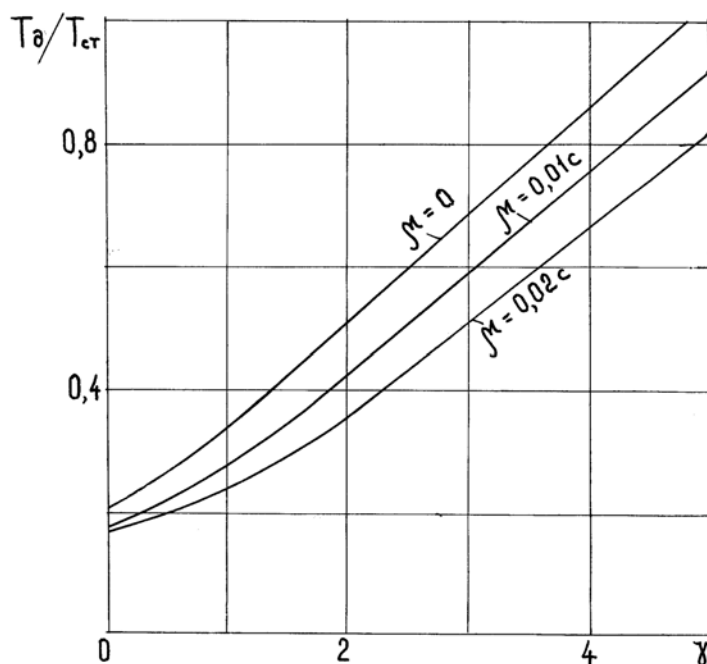


Рис. 4.4. Зависимости динамических усилий в нижнем сечении каната поднимающейся ветви от кратности тормозного усилия для различных коэффициентов рассеивания энергии при колебаниях

На рис. 4.5 приведены зависимости максимальных динамических усилий в нижнем сечении каната поднимающейся ветви от времени холостого хода при различных постоянных времени тормоза и кратности тормозного усилия $\gamma_m=3$. Анализ полученных графиков показал, что динамические усилия в канате в значительной степени зависят от фазы включения тормоза, которая определяется временем холостого хода. Для подъема груза при рабочем торможении возмущения от отключения приводного двигателя и приложения тормозного усилия могут совпадать по фазе, динамические усилия в этом случае накладываются. Наиболее опасен момент, когда время холостого хода находится в зоне периода колебаний при свободном выбеге, т.е. при

$$t_{x.x} \approx \frac{2\pi}{\nu_1} k, \quad (4.30)$$

где ν_1 – частота колебаний системы, которая для рассматриваемого случая (груженный сосуд находится в нижней точке ствола) приближенно равна частоте первого тона колебаний поднимающейся ветви; $k=0,1, \dots, n$.

Результаты экспериментального исследования показали, что минимальная постоянная времени рабочего тормоза для пневмопружинного привода шахтных подъемных машин находится в диапазоне $T=0,3..0,5$ с. Это соответствует резкому включению машинистом рабочего тормоза. При правильной настройке рабочего тормоза, когда обеспечивается требуемый трехкратный запас тормозного усилия, даже мгновенное приложение тормозного усилия для исследуемой

подъемной установки ($T=0$) не вызывает набегания подъемного сосуда на канат. Дальнейшее увеличение запаса тормозного усилия приводит к появлению замедлений, превышающих допустимые, и, как показано на рис. 3.6, при $T=0,4$ с и $\gamma_m=5$ динамическая составляющая усилия в нижнем сечении каната становится равной статической, что приводит к расслаблению подъемного каната.

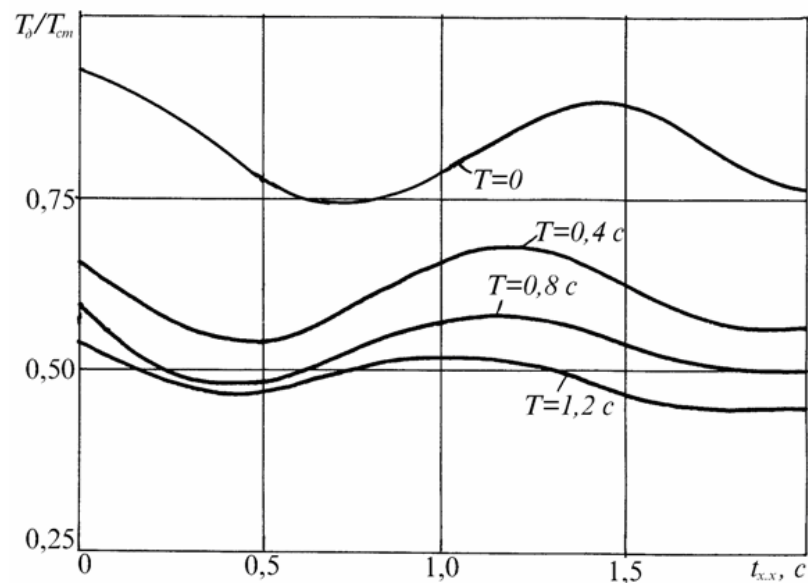


Рис. 4.5. Зависимости динамических усилий в нижнем сечении каната поднимающейся ветви от времени холостого хода тормоза для различных постоянных времени тормоза.

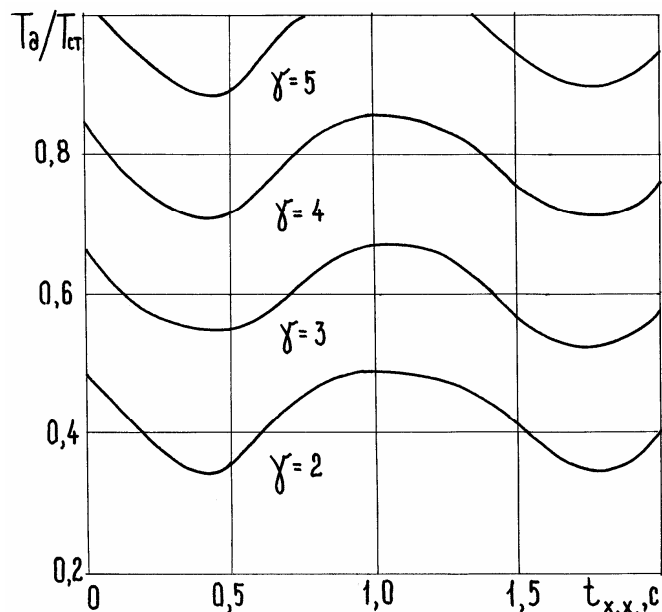


Рис. 4.6. Зависимости динамических усилий в нижнем сечении каната поднимающейся ветви от времени холостого хода тормоза для различных кратностей тормозного усилия

Как видно из графиков, приведенных на рис. 4.5 и 4.6, при равенстве времени холостого хода и периода первого тона колебаний системы возможно превышение динамических усилий в канате для таких же условий, как и при нулевом времени холостого хода. Это объясняется тем, что для одной и той же кратности тормозного усилия приложение его по экспоненциальному закону может приводить к появлению большего усилия, чем при мгновенном наложении тормоза ($T=0$). Поэтому в режиме рабочего торможения необходимо учитывать возрастание опасности набегания подъемного сосуда на канат при выполнении условия (4.30). В режиме предохранительного торможения увеличение времени холостого хода в регламентируемом диапазоне (для действующих подъемных установок $t_{x.x} \leq 0,5$ с, для вновь создаваемых $t_{x.x} \leq 0,3$ с) приводит к снижению динамических усилий и соответственно уменьшению опасности набегания подъемного сосуда на канат.

После останова органа навивки динамические усилия в канатах меняют знак и в поднимающейся ветви полное усилие возрастает до максимального значения, а в опускающейся уменьшается до минимального. Для оценки величины растягивающих усилий в канатах подъемной установки воспользуемся понятием коэффициента динамичности:

$$k_d = \frac{T_{\max}^{(i)}}{T_{cm}^{(i)}}, \quad (4.31)$$

где $T_{\max}^{(i)}$ – максимальное значение полного усилия в верхнем сечении каната; $T_{cm}^{(i)}$ – статическое усилие в том же сечении.

На рис. 4.7 приведены зависимости коэффициента динамичности в верхнем сечении каната от начальной скорости подъемной машины v_0 для приложения трехкратного тормозного усилия при различных постоянных времени тормоза. Минимальное значение коэффициент динамичности принимает в том случае, когда в момент останова барабана грузеный сосуд находится в верхнем положении относительно статического положения равновесия. Для рассматриваемой подъемной установки в зависимости от интенсивности приложения тормозного усилия значение скорости, при которой коэффициент динамичности принимает максимальное значение, находится в диапазоне 1,6..2,5 м/с. Это говорит о возможности возникновения опасных режимов при торможении подъемной установки со сравнительно низкими скоростями.

Дальнейшее увеличение v_0 приводит к снижению k_d вследствие диссипации энергии при росте продолжительности переходных процессов. Однако эти выводы правомочны только для тех случаев, когда набегание подъемного сосуда на канат отсутствует. Так как для рассматриваемой реальной подъемной установки к набеганию подъемного сосуда на канат может привести только неправильная наладка тормозного привода (превышение требуемого коэффициента кратности тормозного усилия), проведем исследования динамики установки, оборудованной той же подъемной машиной 2Ц–5×2,3, но с безредукторным приводом и использованием ее по максимальной разности статических усилий.

кН; $Q_2=86$ кН; $m_R=63000$ кг; $H_n=541$ м; $EF=200$ МН; $\mu_k=0,015$ с; $\rho_k=11,18$ кг/м; $v_{max}=14$ м/с.

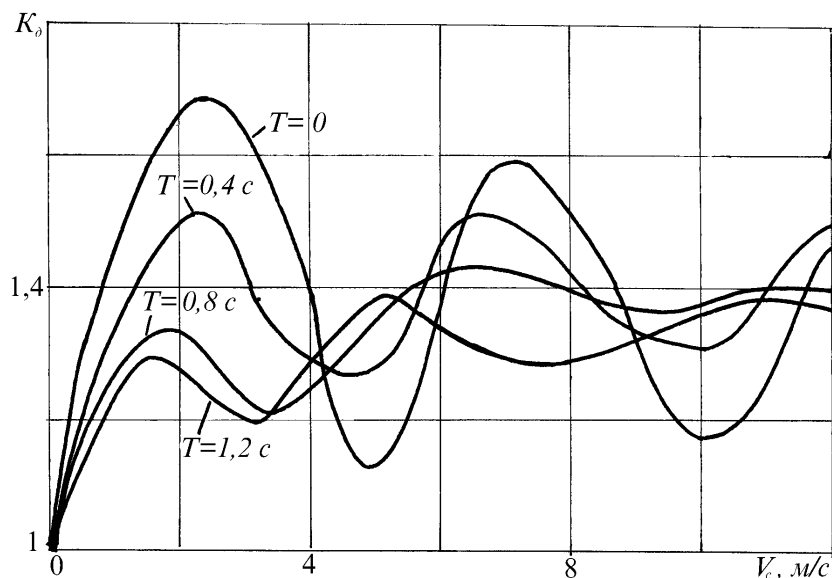


Рис. 4.7. Зависимости коэффициента динамичности в верхнем сечении каната от скорости подъемной установки для различных постоянных времени тормоза

Результаты математического моделирования процесса торможения при резком включении рабочего тормоза в конце периода разгона свидетельствует о том, что приложение тормозного усилия по экспоненциальному закону согласно (4.25) при $\gamma_m=3$ и $T=0,4$ с приведет к набеганию поднимающегося сосуда на канат. Использование известных устройств для управления рабочим торможением [1, 2] позволяет даже при резком включении рабочего тормоза получить ступенчатую характеристику тормозного усилия согласно (4.26), показанную на рис. 4.3. Момент начала ограничения тормозного усилия t_1 зависит от настройки рабочего тормоза и определяется из условий выполнения необходимой характеристики замедления (не более 5 м/с^2 при подъеме груза). После снижения скорости подъемной машины при допустимом замедлении до значения v_b , которая соответствует безопасной скорости резкого торможения, в момент времени t_2 тормозное усилие начинает увеличиваться до максимума по экспоненциальному закону с прежней постоянной времени.

На рисунке 4.8 кривыми 1 – 3 показаны зависимости $F_{огр}/T_{cm}$ от безопасной скорости резкого торможения v_b для различных коэффициентов кратности тормозного усилия γ_m . Анализ приведенных зависимостей показал, что при нормируемом коэффициенте кратности тормозного усилия $\gamma_m=3$ (кривая 1) значение v_b при уменьшении $F_{огр}/T_{cm}$ от 2,0 до 1,5 увеличивается от 0 до 4 м/с. Путь торможения s_m (кривые 1 – 3) для этих условий практически не изменяется, что свидетельствует о рациональном использовании запаса тормозного усилия при данном способе управления рабочим торможением.

Аналогично, зная необходимую величину коэффициента ограничения

тормозного усилия $F_{огр}/T_{см}$, можно определить значение безопасной скорости резкого торможения $v_б$ для различных коэффициентов кратности тормозного усилия, что необходимо при наладке системы управления тормозом.

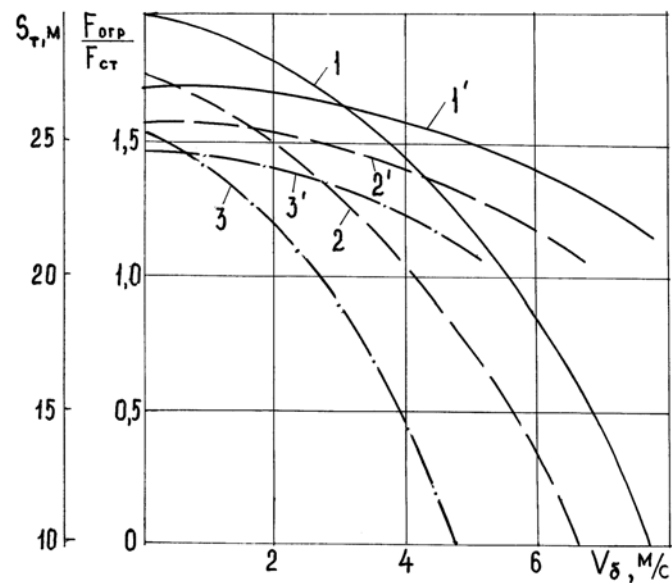


Рис. 4.8. Зависимости величины ограничения тормозного усилия на второй ступени и пути торможения от безопасной скорости резкого торможения для различной кратности тормозного усилия

4.3 Экстремальные режимы торможения подъемных установок

При торможении шахтных подъемных установок считается недопустимым набегание подъемного сосуда на канат. С учетом этого определяются безопасные величины замедлений при подъеме груза. Однако в литературе по шахтному подъему не исследованы вопросы динамики подъемной установки как системы с сосредоточенными и распределенными параметрами при растягивающем ударе по канату после восстановления упругой связи.

Наиболее близко подошел к решению этой задачи профессор Ф.В. Флоринский [72], который исследовал величину возникающих после набегания сосуда на канат динамических усилий при растягивающем ударе, рассматривая канат как весомую упруго-вязкую нить. Однако при этом не учитывалось влияние вращающихся масс подъемной установки и второй ветви канатов, так как замедление верхнего конца каната принималось величиной постоянной. В работе профессора С.П. Тимошенко [71] исследовались динамические напряжения при продольном ударе двух горизонтально расположенных призматических стержней.

Используя принятые ранее обозначения, проведем сравнительный анализ результатов, полученных различными авторами, применительно к двухконцевой подъемной установке со следующими параметрами: $Q_1=215$ кН; $Q_2=86$ кН; $m_R=63000$ кг; $H_n=540$ м; $EF=200$ МН; $\rho_K=11,2$ кг/м. Скорость распространения упругой волны деформации в канате $a=4230$ м/с; отношение веса каната длин-

ной ветви при $l_1=463$ м к весу конечного груза $\alpha_1=0,236$.

На рис. 4.9 приведены зависимости коэффициента динамичности в верхнем сечении поднимающейся ветви, полученные по формулам различных авторов.

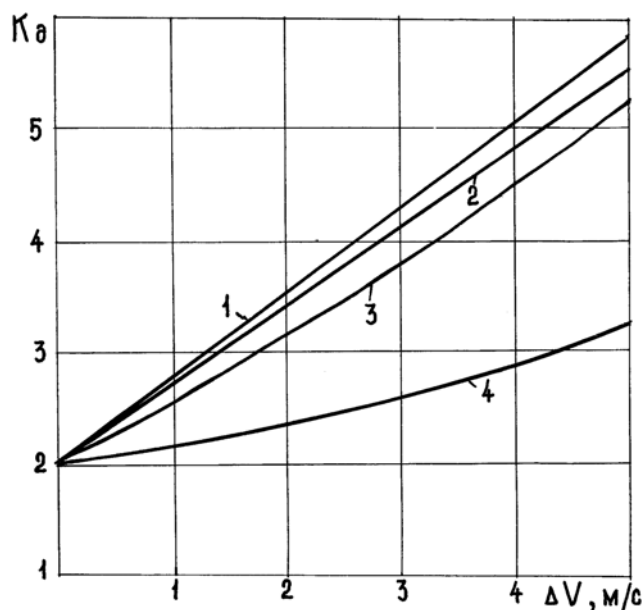


Рис. 4.9. Зависимости коэффициента динамичности в верхнем сечении каната при растягивающем ударе от скорости приложения конечного груза: 1 – по Буссинеску; 2 – по Сен-Венану; 3 – по Ф.В. Флоринскому; 4 – по предлагаемой методике

$$K_d = 1 + \left(1,1 + \sqrt{\frac{1}{\alpha}} \right) \frac{EF}{a} \Delta V, \quad (4.32)$$

где ΔV – скорость груза, производящего растягивающий удар по канату.

Формулу Сен-Венана

$$K_d = 1 + 2EF \frac{\Delta V}{a} (1 + e^{-2\alpha}), \quad (4.33)$$

где e – основание натурального логарифма, иллюстрирует также линейная зависимость (кривая 2).

По данным таблицы 41, приведенной в работе [72], построена кривая 3, характеризующая изменение коэффициента динамичности в верхнем сечении каната при растягивающем ударе конечным грузом. В этой работе также доказано, что наибольшие по всей длине каната напряжения возникают в верхнем сечении. Как указывалось выше, решение этой задачи получено без учета влияния вращающихся масс подъемной установки и второй ветви каната, однако учет распределенной массы каната заметно уменьшает величину динамических

усилий при растягивающем ударе.

Для разработанной математической модели подъемной установки при отсутствии тормозного усилия ($F(t)=0$) приложение концевого груза со скоростью ΔV к нижнему сечению каната соответствует решению системы уравнений (4.16) со следующими начальными условиями:

$$T_m^{(1)}(0) = 0; \dot{T}_m^{(1)}(0) = EF \frac{\lambda_m^{(1)}}{l_1} \Delta V; T_m^{(2)}(0) = 0; \dot{T}_m^{(2)}(0) = 0. \quad (4.34)$$

Как было показано в разделе 4.2, для практических расчетов достаточно учитывать два первых тона колебаний. Кривая 4 на рис. 4.9, построенная с учетом рассеивания энергии при колебаниях ($\mu_k=0,015$ с), показывает зависимость коэффициента динамичности от скорости приложения концевого груза. Сравнение полученных при моделировании результатов с выводами других исследователей свидетельствует о необходимости учета вращающихся масс подъемной установки при растягивающем ударе. Например, для рассматриваемой подъемной установки при $\Delta V=5$ м/с учет влияния указанных факторов приводит к снижению коэффициента динамичности в 1,6 раза (кривые 3 и 4). Однако, если машина уже застопорена тормозом, т.е. замедление барабана $j_\theta(t)=0$, решение системы уравнений (4.16) позволяет получить зависимость, практически совпадающую с кривой 3, полученной по результатам, приведенным в работе [72].

Оценить влияние рассеивания энергии в канате при колебаниях на величину динамических усилий при растягивающем ударе можно анализируя графики на рисунке 4.10, построенные для различных значений коэффициента рассеивания μ_k . В диапазоне скоростей приложения концевого груза от 0 до 10 м/с значения коэффициента динамичности для упруго-вязкого каната (кривые 2 и 3) на 6..11 % меньше, чем для абсолютно упругого каната ($\mu_k=0$), что позволяет более точно оценить динамические усилия в канате при растягивающем ударе.

В разделе 4.2 был подтвержден вывод о том, что набегание сосуда при торможении наиболее вероятно при максимальной длине отвеса каната. Однако, как следует из анализа графиков на рис. 4.11, для более длинного каната при приложении одного и того же концевого груза опасность возникновения недопустимых величин напряжений от растягивающего удара значительно меньше, чем для короткого. Графики 1, 2 и 3 построены для различных соотношений массы концевого груза и массы вращающихся частей подъемной установки $m_1/m_{ер}$, и их анализ показывает, что уменьшение $m_{ер}$ заметно снижает коэффициент динамичности при растягивающем ударе. Уменьшение массы вращающихся частей в два раза приводит к снижению коэффициента динамичности на 5..12 %, причем это влияние увеличивается с уменьшением длины отвеса каната.

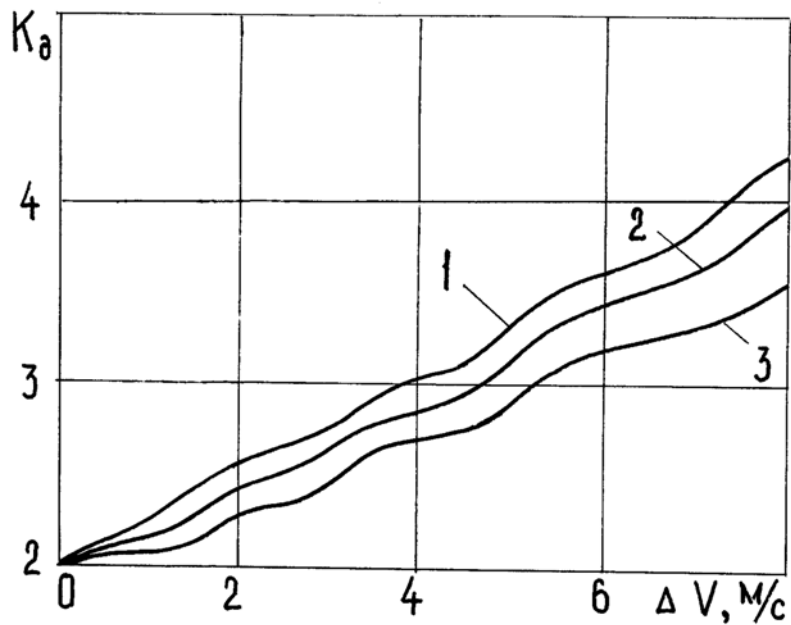


Рис. 4.10. Зависимости коэффициента динамичности в верхнем сечении набегающей ветви при растягивающем ударе по канату от скорости приложения конечного груза для различных коэффициентов рассеивания энергии: 1 – при $\mu_k=0$; 2 – при $\mu_k=0,01$ с; 3 – при $\mu_k=0,02$ с

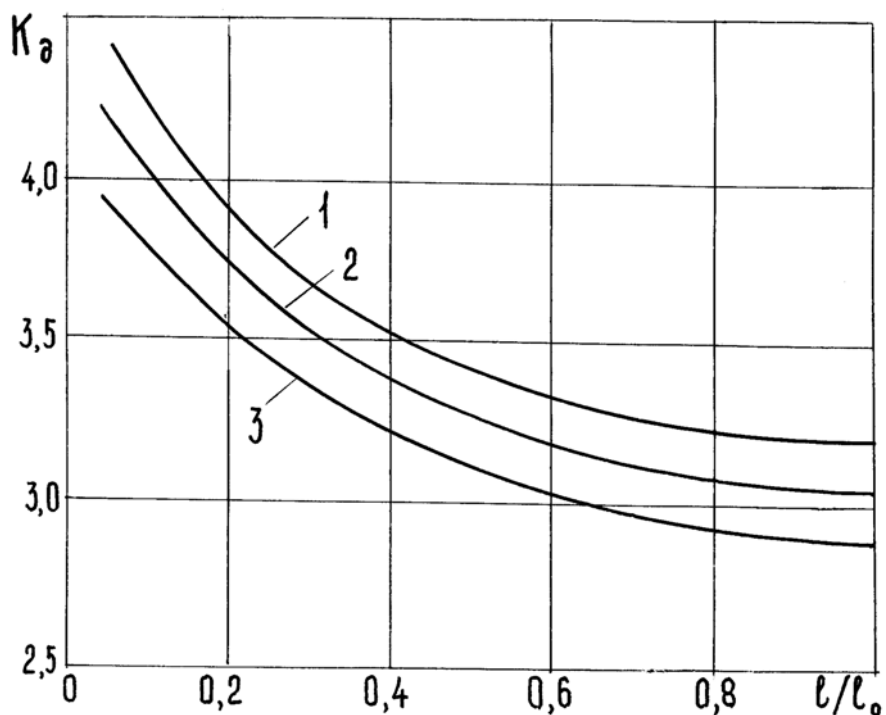


Рис. 4.11. Зависимости коэффициента динамичности при растягивающем ударе длины отвеса каната для различных соотношений массы конечного груза и массы вращающихся частей подъемной установки: 1 – при $m_1/m_{ep}=0,25$; 2 – при $m_1/m_{ep}=0,5$; 3 – при $m_1/m_{ep}=0,75$

Результаты проведенного исследования свидетельствуют о том, что учет массы вращающихся частей подъемной установки и второй ветви каната, рассеивания энергии в канате при колебаниях, местоположения сосуда в стволе позволяет более точно оценить величину динамических усилий в канате при растягивающем ударе и, как следствие, возможность обрыва каната при набегании на него сосуда в результате резкого торможения.

Для научного обоснования критерия выбора допустимых величин замедлений при подъеме груза разработана математическая модель подъемной установки, позволяющая определять динамические усилия в головных канатах в таких экстремальных режимах. В предельном случае условием ненабегания подъемного сосуда на канат является полная разгрузка поднимающейся ветви каната в нижнем сечении при равенстве скоростей барабана и сосуда:

$$T_1^{(n)}(t) \Big|_{x=l_1} = 0; \quad (4.35)$$

$$v_{\bar{o}}(t) = x_c(t). \quad (4.36)$$

При этом расчетная схема подъемной установки распадается на две части, кинематические и силовые параметры которых не зависят друг от друга, так как величина набегания пренебрежимо мала по сравнению с длиной отвеса каната.

Не учитывая силы вредных сопротивлений, движение сосуда можно рассматривать как движение физического тела, брошенного вверх с начальной скоростью, равной абсолютной скорости нижнего сечения каната в момент размыкания силовой связи t_p , и описать уравнением

$$\ddot{x}_c = g, \quad (4.37)$$

где x_c – замедление сосуда.

После интегрирования (4.34) получим значение скорости и перемещения сосуда:

$$\dot{x}_c = gt + C_1; \quad (4.38)$$

$$x_c = \frac{gt^2}{2} + C_1t + C_2. \quad (4.39)$$

Постоянные интегрирования определяют скорость и положение сосуда в момент разрыва связи t_p :

$$C_1 = -v_{\bar{o}}(t_p) + \dot{u}_1(l_1, t_p); \quad (4.40)$$

$$C_2 = -s_{\bar{o}}(t_p) + u_1(l_1, t_p). \quad (4.41)$$

С учетом (4.2) и (4.6), используя ранее принятые обозначения,

$$C_1 = -v_{\delta}(t_p) + \frac{l_1}{EF} \sum_{m=1}^{\infty} T_m^{(1)}(t_p) \frac{\sin \lambda_m^{(1)}}{\lambda_m^{(1)}}; \quad (4.42)$$

$$C_2 = -s_{\delta}(t_p) + \frac{l_1}{EF} \sum_{m=1}^{\infty} T_m^{(1)}(t_p) \frac{\sin \lambda_m^{(1)}}{\lambda_m^{(1)}}. \quad (4.43)$$

Пренебрегая влиянием поперечных и крутильных колебаний каната на продольные, а также величиной набегания сосуда, канат в период разобщенного движения можно считать упруго-вязким стержнем со свободным концом.

Движение оставшейся части расчетной схемы описывается системой уравнений, аналогичной (3.16), с учетом изменения фундаментальных функций

$$X_m^{(1)} = \sin \frac{\lambda_m^{(1)}}{l_1} x \rightarrow X_m^{(1)*} = \sin \frac{\lambda_m^{(1)*}}{l_1} x, \quad (4.44)$$

где $\lambda_m^{(1)*}$ – собственные числа парциального звена, “подъемный канат” с закрепленным верхним сечением, $\lambda_m^{(1)*} = \frac{(2m-1)\pi}{2}$.

В дальнейших преобразованиях будем рассматривать только набегающую ветвь, а индекс $i=1$ опустим.

При изменении форм колебаний необходим переход от конечных условий задачи в момент времени t_p-0 к начальным условиям в момент времени t_p+0 :

$$u(x, t_p) = u^*(x, t_p); \quad (4.45)$$

$$\dot{u}(x, t_p) = \dot{u}^*(x, t_p). \quad (4.46)$$

Запишем эти условия с учетом (3.2) и (3.6):

$$\sum_{m=1}^{\infty} \frac{T_m(t_p)}{\lambda_m} \sin \frac{\lambda_m}{l} x = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{T_m^*(t_p)}{\lambda_m^*} \sin \frac{\lambda_m^*}{l} x; \quad (4.47)$$

$$\sum_{m=1}^{\infty} \frac{\dot{T}_m(t_p)}{\lambda_m} \sin \frac{\lambda_m}{l} x = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\dot{T}_m^*(t_p)}{\lambda_m^*} \sin \frac{\lambda_m^*}{l} x. \quad (4.48)$$

Учитывая ортогональность фундаментальных функций

$$\int_0^l X_m^*(x)X_n^*(x)dx = 0 \text{ при } m \neq n, \quad (4.49)$$

умножим каждое равенство (4.44) и (4.45) на $\sin \frac{\lambda_n^*}{l}x$, проинтегрируем их от 0 до l . После соответствующих преобразований получим значения новых начальных условий в момент времени t_p :

$$T_n^*(t_p) = \lambda_n^* \sum_{m=1}^{\infty} \frac{T_m(t_p)}{\lambda_m} \left[\frac{\sin(\lambda_m - \lambda_n^*)}{\lambda_m - \lambda_n^*} - \frac{\sin(\lambda_m + \lambda_n^*)}{\lambda_m + \lambda_n^*} \right]; \quad (4.50)$$

$$\dot{T}_n^*(t_p) = \lambda_n^* \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\dot{T}_m(t_p)}{\lambda_m} \left[\frac{\sin(\lambda_m - \lambda_n^*)}{\lambda_m - \lambda_n^*} - \frac{\sin(\lambda_m + \lambda_n^*)}{\lambda_m + \lambda_n^*} \right]. \quad (4.51)$$

При равенстве абсолютных перемещений сосуда и нижнего сечения каната x_k в момент времени $t_{\hat{a}}$ происходит восстановление упругой связи. Это условие выполняется при

$$x_c \leq x_k, \quad (4.52)$$

где

$$x_k = -s_{\bar{o}}(t_2) + u^*(l, t_{\bar{o}}). \quad (4.53)$$

Последующий растягивающий удар по канату можно представить как мгновенное приложение к нижнему свободному концу каната конечного груза массой Q_1 со скоростью Δv [72], равной разности скоростей сосуда и нижнего конца каната:

$$\Delta v = \dot{x}_c(t_{\bar{o}}) + v_{\bar{o}}(t_{\bar{o}}) - \dot{u}^*(l, t_{\bar{o}}). \quad (4.54)$$

Переход к прежним фундаментальным функциям

$$X_m^* = \sin \frac{\lambda_m^*}{l}x \rightarrow X_m = \sin \frac{\lambda_m}{l}x \quad (4.55)$$

выполним из условий равенства динамических перемещений сечений каната в момент времени $t_{\bar{o}}$:

$$u^*(x, t_g) = u(x, t_g) \quad (4.56)$$

и непрерывности во времени функции скорости сосуда до и после начала растягивающего удара:

$$x_c(t_g) = -v_0(t_g) + u(l, t_g). \quad (4.57)$$

Физический смысл второго условия объясняется тем, что в момент восстановления упругой связи t_g нижнее сечение каната приобретает скорость, равную скорости сосуда, т.е.

$$\dot{x}_c(t_g + 0) = x_k(t_g + 0). \quad (4.58)$$

Учитывая значение Δv из выражения (4.51), записываем второе условие для перехода к новым начальным условиям:

$$\dot{u}^*(x, t_g) + \sigma(x - l)\Delta v = \dot{u}(x, t_g), \quad (4.59)$$

где $\sigma(x-l)$ – единичная функция Хевисайда.

Так как первые производные фундаментальных функций ортогональны

$$\int_0^l X'_m(x)X'_n(x)dx \text{ при } m \neq n, \quad (4.60)$$

продифференцируем равенства (4.50) и (4.53) по x и с учетом (4.2) и (4.6) получим

$$\sum_{m=1}^{\infty} T_m(t_2) \cos \frac{\lambda_m^*}{l} x = \sum_{m=1}^{\infty} T_m(t_2) \cos \frac{\lambda_m}{l} x; \quad (4.61)$$

$$\sum_{m=1}^{\infty} \dot{T}_m(t_2) \cos \frac{\lambda_m^*}{l} x + EF\delta(x-l)\Delta v = \sum_{m=1}^{\infty} \dot{T}_m(t_2) \cos \frac{\lambda_m}{l} x, \quad (4.62)$$

где $\delta(x-l)$ – дельта-функция Дирака.

Умножив (4.58) и (4.59) на $\cos \frac{\lambda_n}{l} x$ и проинтегрировав от 0 до l , после соответствующих преобразований получим значения новых начальных условий в момент времени t_g :

$$T_n(t_g) = \frac{2\lambda_n}{2\lambda_n + \sin 2\lambda_n} \sum_{m=1}^{\infty} T_m^*(t_g) \left[\frac{\sin(\lambda_m^* + \lambda_n)}{\lambda_m^* + \lambda_n} + \frac{\sin(\lambda_m^* - \lambda_n)}{\lambda_m^* - \lambda_n} \right]; \quad (4.63)$$

$$\dot{T}_n(t_\varepsilon) = \frac{2\lambda_n}{2\lambda_n + \sin 2\lambda_n} \left\{ \sum_{m=1}^{\infty} T_m^*(t_\varepsilon) \left[\frac{\sin(\lambda_m^* + \lambda_n)}{\lambda_m^* + \lambda_n} + \frac{\sin(\lambda_m^* - \lambda_n)}{\lambda_m^* - \lambda_n} \right] + \frac{2EF}{l} \Delta v \cos \lambda_n \right\} \quad (3.64)$$

Используя разработанную математическую модель подъемной установки, рассмотрим динамические явления в набегающей ветви каната при резком включении тормоза. При одинаковых постоянной времени тормоза $T=0,4$ с и времени холостого хода $t_{x.x}=0$ будем задавать тормозное усилие по экспоненциальному закону с различными коэффициентами кратности тормозного усилия. При $\gamma_m > 2$ происходит полная разгрузка каната в нижнем сечении поднимающейся ветви, сопровождающаяся набеганием сосуда и последующим растягивающим ударом по канату.

Оценка точности результатов, полученных методом вычислительного эксперимента при варьировании числа тонов показала, что значимость основного тона в период разобщенного движения сосуда и каната со свободным концом на 28..34 % меньше, чем при рассмотрении каната с грузом на конце. Это объясняется точностью определения относительных перемещений сечений каната со свободным концом, которая зависит от сходимости знакопеременного ряда, соответствующего фундаментальным функциям (4.41), для которых

$$\lambda_m^* = \frac{(2m-1)\pi}{2}. \quad (4.65)$$

При $m=4$ получается удовлетворительная для практических расчетов точность, так как максимальная амплитуда пятого тона составляет 0,8..1,1 % максимальной амплитуды первого тона.

На рис. 4.12 показаны зависимости коэффициента динамичности k_d в верхнем сечении каната поднимающейся ветви от скорости подъемной машины v_0 в момент начала торможения. Для построения графиков использовали максимальные значения коэффициента динамичности, так как растягивающий удар может повторяться несколько раз с постепенным затуханием вследствие рассеяния энергии. При этом, если восстановление упругой связи между канатом и сосудом происходит до стопорения органа навивки, коэффициент динамичности может быть заметно меньше, чем при последующих растягивающих ударах после стопорения. Этот факт объясняется влиянием вращающихся масс подъемной установки и опускающей ветви каната.

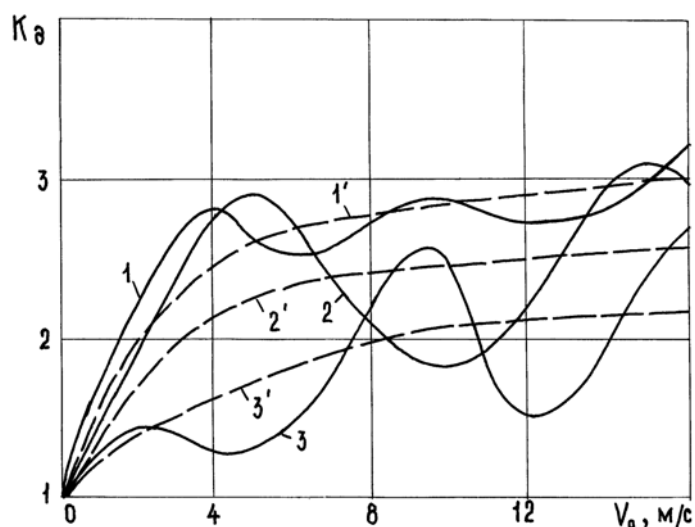


Рис. 4.12. Зависимости коэффициента динамичности в верхнем сечении каната при набегании сосуда на канат от скорости подъемной машины для различной кратности тормозного усилия

Анализ графиков, приведенных на рис. 4.12, свидетельствует о возникновении аварийной ситуации при торможении подъемной машины со скоростью более 2 м/с. Кривые 1 – 3 имеют экстремумы, наличие которых объясняется величиной и знаком относительных перемещений нижнего конца каната в момент восстановления упругой связи вследствие продольных его колебаний в период разобщенного движения. Кривыми 1' – 3' показаны аналогичные зависимости, построенные при рассмотрении каната набегающей ветви в период разобщенного движения как абсолютно жесткого стержня. Динамическая составляющая усилия в верхнем сечении каната в этот период определялась по формуле

$$T^{(1)}(0,t) = \rho_k g l_1 [1 - j_{\sigma}(t)]. \quad (4.66)$$

Различие в результатах исследования, проведенного при разном представлении каната в период разобщенного движения (упругий или абсолютно жесткий стержень со свободным концом), объясняется учетом состояния каната в момент восстановления упругой связи. Максимальные динамические усилия от растягивающего удара реализуются при наибольшем предварительном растяжении каната в результате его колебаний как упругого стержня со свободным концом. При увеличении кратности тормозного усилия и соответственно среднего замедления органа навивки влияние динамических процессов в канате в период разобщенного движения ослабевает (кривые 1 и 1').

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования режимов торможения подъемных установок с учетом их динамики и кинематики в период набегания сосуда на канат позволили более точно оценить динамические усилия в канате при растягивающем ударе. Так например, из анализа зависимостей, приведенных на рис. 4.9, следует, что сам факт набегания сосуда на канат может вызвать появление динамического усилия в канате, не превышающе-

го статического (минимумы на кривых 1 – 3), коэффициент динамичности в этом случае не превышает 2. В то же время увеличение начальной скорости подъемной машины в момент начала торможения на 3..5 м/с приводит к росту коэффициента динамичности до 2,9..3,1.

Учитывая, что включение как рабочего, так и предохранительного тормоза может произойти на любой скорости и в какой угодно точке ствола, необходимо ориентироваться на худший случай, т.е. для рассматриваемой подъемной установки коэффициент динамичности при растягивающем ударе в реальном диапазоне скоростей подъемной машины может составлять 2,9..3,1.

Требования Правил безопасности [59] регламентируют минимальные запасы прочности каната по отношению к суммарному разрывному усилию в момент его навески в зависимости от назначения и типа подъемной установки. Результаты исследований МакНИИ свидетельствуют о снижении агрегатной прочности шахтных подъемных канатов в 2,4..2,8 раза в пределах допустимых значений потери сечения металла вследствие коррозионного износа и механического истирания проволок каната. Поэтому усилия, возникающие в головных канатах при резком торможении подъемных установок, оказываются соизмеримы с прочностью изношенных канатов. Этим и объясняются случаи обрыва каната при растягивающем ударе в режиме торможения подъемной установки, сопровождающемся набеганием сосуда на канат. Кроме того, факт набегания сосуда на канат нежелателен из-за потери управляемости сосуда в момент разобщенного движения и отсутствия возможности контроля его кинематических параметров. Расслабление каната приводит к нарушению его конструкции на сжимаемом участке, а последующий растягивающий удар – к изменению параметров свивки каната и ослаблению его агрегатной прочности.

На подъемных установках, используемых для транспортирования людей, набегание сосуда на канат опасно психофизиологическим воздействием, так как даже при отсутствии обрыва каната возможно травмирование людей в результате резкого изменения ускорения падающей клетки в момент растягивающего удара.

Результаты проведенного исследования динамики и кинематики подъемной установки в экстремальных режимах торможения свидетельствуют о том, что резкое приложение тормозного усилия может привести к набеганию подъемного сосуда на канат и последующему растягивающему удару. С учетом приведенных выше доводов очевидно, что для определения критических параметров подъемной установки – допустимого замедления и характеристики тормозного усилия – основным критерием должно быть условие недопущения набегания сосуда на канат при подъеме груза как при предохранительном, так и при рабочем торможении.

4.4 Структура системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения

Проведенные теоретическое и экспериментальное исследования режимов торможения шахтных подъемных установок, а также опыт их эксплуатации свидетельствуют о том, что применение механического тормоза, являющегося исполнительным органом защит и системы управления, может вызвать возникновение аварийной ситуации. Это подтверждается анализом причин многочисленных аварий на действующих подъемных установках с тяжелыми последствиями, сопровождающихся набеганием подъемного сосуда на канат или скольжением канатов по ведущему шкиву трения.

Особенно опасным является резкое наложение полного тормозного момента, что возможно при резком включении машинистом рабочего тормоза или при неправильно спроектированной или налаженной системе предохранительного торможения. Таким образом, существующие системы рабочего и предохранительного торможения не всегда обеспечивают безаварийную и безопасную эксплуатацию подъемных установок при торможении механическим тормозом, так как они могут сами явиться источником возникновения аварий. Появление таких экстремальных ситуаций в процессе эксплуатации шахтных подъемных установок так же обуславливается пока еще недостаточно научно обоснованными требованиями нормативных документов к режимам торможения.

Повысить надежность и безаварийность эксплуатации шахтных подъемных установок можно только при комплексном подходе к совершенствованию как систем рабочего и предохранительного торможения, так и нормативных требований к режимам торможения.

На рис. 4.13 показана структура системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения, реализация которой позволяет решить поставленную задачу.

Для этого необходимо научно обосновать критерии безопасности подъемных установок с учетом результатов исследования динамики подъемной установки и тормозного привода как единой механической системы с распределенными и сосредоточенными параметрами. Это позволит разработать уточненные нормативные требования Правил безопасности к допустимым замедлениям и тормозным моментам.

Выполнить эти требования на практике возможно только за счет совершенствования тормозной системы подъемных установок путем применения систем регулируемого рабочего и предохранительного торможения, включающих новые функциональные элементы. Применение комплекса разработанных технических решений позволяет обеспечить надежную и безопасную эксплуа-

тацию шахтных подъемных установок в режимах рабочего и предохранительного торможения.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования режимов торможения подъемных установок с учетом их динамики и кинематики в период набегания сосуда на канат позволяют более точно оценить величину динамического усилия в канате при растягивающем ударе. Так например, из анализа графиков, приведенных на рис. 4.12, следует, что сам факт набегания может вызвать появление динамического усилия в канате даже не превышающего статического (минимумы на кривых 1, 2 и 3) и коэффициент динамичности в этом случае не превысит 2. Но в то же время увеличение начальной скорости подъемной машины в момент включения тормоза до 3..5м/с приводит к возрастанию коэффициента динамичности до 2,9..3,1.



Рис. 4.13. Структурная схема системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения

Учитывая, что включение, как рабочего так и предохранительного тормоза может произойти на любой скорости и в любой точке ствола, необходимо ориентироваться на худший случай, то есть для рассматриваемой подъемной установки коэффициент динамичности при растягивающем ударе в реальном диапазоне скоростей может составить 2,9..3,1.

Соответствующие параграфы Правил безопасности [59] регламентируют минимальные запасы прочности каната по отношению к суммарному разрывному усилию в момент его навески в зависимости от назначения и типа подъемной установки. В работах д.т.н. В.И. Бережинского [5, 6] показано, что при эксплуатации шахтных подъемных канатов вследствие коррозионного износа и механического истирания проволок каната их запас прочности значительно снижается. Полученные им регрессивные зависимости свидетельствуют о том, что агрегатная прочность каната уменьшается с ростом потери сочетания металла в 1,5..2,0 раза, а для отдельных канатов в пределах допустимых значений потери сечения металла – в 2,4..2,8 раза. Поэтому усилия, возникающие на канатах при резком рабочем торможении, оказываются соизмеримыми с прочностью изношенных канатов. Этим и объясняются случаи обрыва каната при растягивающем ударе в результате резкого торможения подъемной установки с последующим набеганием сосуда.

Кроме того, факт набегания сосуда на канат нежелателен из-за потери управляемости сосуда в момент разобщенного движения и отсутствия возможности контроля его кинематических параметров. Расслабление каната в нижнем сечении может привести к нарушению его конструкции на сжимаемом участке, а последующий растягивающий удар – к изменению параметров свивки каната и уменьшению его агрегатной прочности.

На подъемных установках, используемых для транспортирования людей, набегание сосуда на канат опасно своим психофизиологическим воздействием, так как даже при отсутствии обрыва каната возможно травмирование людей в результате резкого изменения ускорения падающей клетки в момент растягивающего удара.

Результаты проведенного исследования динамики динамики и кинематики подъемной установки в экстремальных режимах торможения свидетельствуют о том, что приложение полного тормозного усилия с высокой интенсивностью его нарастания может привести к возникновению аварийной ситуации. Такая ситуация появляется при набегании поднимающегося сосуда на канат и последующем растягивающем ударе, нежелательные последствия которого описаны в этом разделе.

С учетом приведенных выше доводов, очевидно, что для определения критических параметров при торможении подъемной установки – допустимого замедления и величины тормозного усилия основным критерием должно быть

предохранительном, так и при рабочем торможении.

Как было показано выше, одним из критериев безопасности при торможении подъемной установки должно быть отсутствие набегания подъемного сосуда на канат при подъеме груза. Для этого необходимо выполнение заданной характеристики замедления и, соответственно, диаграммы изменения тормозного момента.

Замедление, при котором усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви снижается до нуля, а разница скоростей между органом навивки и сосудом в этот момент равна нулю, можно назвать критическим [74]. Выполнение этих условий описывается выражениями (4.32) и (4.33).

Так как величина критического замедления зависит только от параметров подъемной установки, т.е. внутренних свойств системы, то при его определении можно исходить из того, что на систему действует постоянное по величине тормозное усилие, прикладываемое мгновенно с нулевым временем холостого хода. С помощью математической модели подъемной установки (4.16) для различных соотношений массы каната к массе концевого груза и массы концевого груза к массе вращающихся частей определялось динамическое усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви при наложении тормозного усилия по экспоненциальному закону с постоянной времени $T=0,3$ с (минимально возможная по результатам экспериментов постоянная времени для существующих тормозных приводов) и нулевым временем холостого хода. Ранее было показано, что при рабочем торможении эти характеристики рабочего тормоза соответствуют наиболее опасному режиму торможения, сопровождающемуся набеганием сосуда на канат. Варьируя кратностью тормозного усилия γ_T , можно получить его предельное значение $\gamma_{кр}$, при котором будут выполняться условия (4.32) и (4.33). Затем при этом фиксированном значении $\gamma_{кр}$ определяется величина критического замедления $a_{кр}$, обеспечивающая ненабегание сосуда на канат при подъеме груза

$$a_{кр} = \frac{F_{m \max} + T_{cm}}{m_i}, \quad (4.67)$$

где $F_{m \max}$ – максимальное значение тормозного усилия при предельном значении γ , T_{cm} – разность статических усилий на ободе барабана; m_i – приведенная к ободу барабана масса подъемной установки.

Формула (4.67) позволяет определить замедление подъемной установки как абсолютно жесткой системы, которое можно довольно просто использовать при выборе параметров тормозной системы и ее наладке для обеспечения безопасных режимов торможения подъемной установки.

пасных режимов торможения подъемной установки.

Варьируя указанными выше параметрами, были просчитаны предельные кратности тормозного усилия и соответствующие им значения критических замедлений. На рис. 4.14 показаны зависимости критических замедлений от отношения массы каната к массе концевого груза для различных массивностей вращающихся частей подъемной машины. Анализ полученных зависимостей показывает необходимость учета этих факторов при определении допустимых величин замедлений и тормозных моментов, регламентируемых нормативными документами [59, 60].

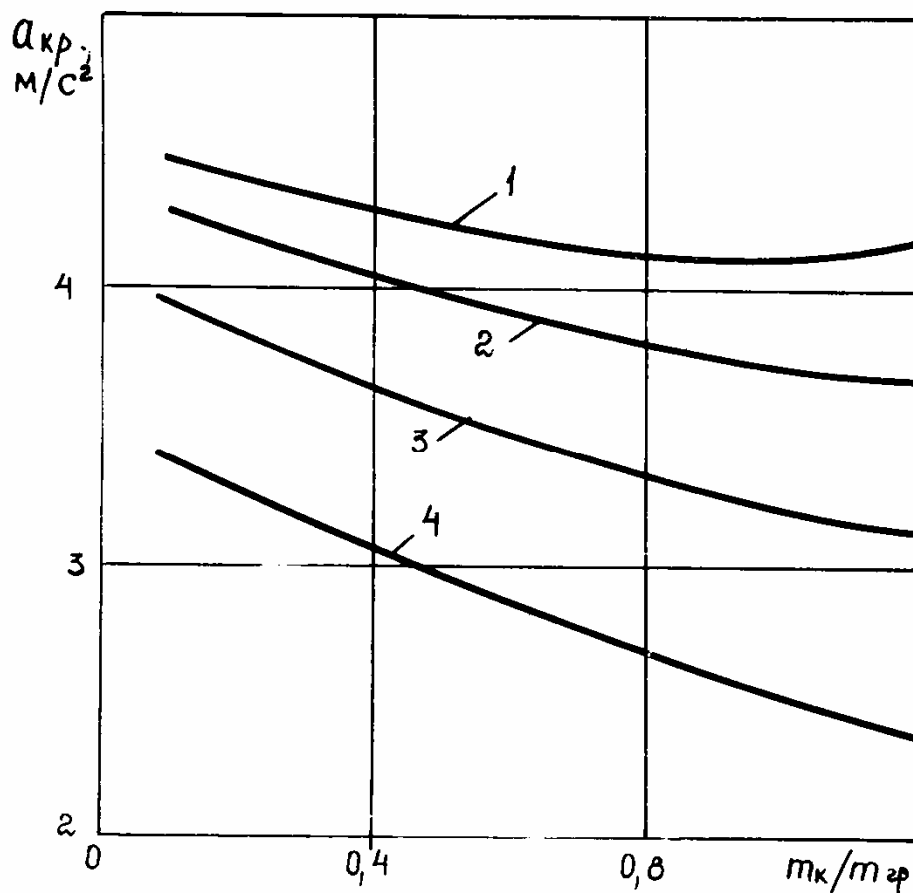


Рис. 4.14. Зависимости критических замедлений от отношения массы каната к массе концевого груза для различных массивностей вращающихся частей подъемной установки:

- 1 – при $m_1/m_{\text{гр}}=0,00$; 2 – при $m_1/m_{\text{гр}}=0,25$;
- 3 – при $m_1/m_{\text{гр}}=0,50$; 4 – при $m_1/m_{\text{гр}}=0,75$

Так, например, увеличение приведенной массы вращающихся частей подъемной установки на 25 % (кривые 3 и 4 на рис. 4.14) вызывает уменьшение критических величин замедлений на 17..30 % в зависимости от отношения массы каната к массе концевого груза. Однако даже минимальное значение критического замедления (кривая 4 при $m_k/m_{ep}=1,2$ и $m_1/m_{ep}=0,75$) почти в три раза превышает рекомендуемое Правилами технической эксплуатации [60] значение расчетного рабочего замедления $a_p=0,75$ м/с². В тоже время существующие системы управления рабочим торможением должны обеспечивать получение в случае необходимости трехкратного запаса тормозного усилия (для вертикальных подъемных установок) как для рабочего, так и для предохранительного тормоза.

Поэтому для существующих систем управления приводом рабочего тормоза из-за их ограниченных возможностей предложено распространить на режим рабочего торможения нормы на допустимые замедления, принятые сейчас для режима предохранительного торможения. При разработке норм на допустимые замедления и тормозные моменты с учетом дальнейшего оснащения подъемных машин системами регулируемого торможения необходимо предусмотреть снижение допустимых замедлений, особенно для режима рабочего торможения, до величин, показанных на рис. 4.14 с целью создания более комфортных и безопасных условий эксплуатации подъемных установок.

Таким образом, результаты исследования динамики подъемной установки как системы с распределенными параметрами подтверждают, что основным критерием для выбора допустимых замедлений подъемной установки при подъеме груза должно быть условие недопущения набегания сосуда на канат. Это условие должно выполняться как при предохранительном, так и при рабочем торможении.

Величину критического замедления при подъеме груза необходимо рассчитывать с учетом фактических массовых и жесткостных параметров подъемной установки.

С учетом дальнейшего оснащения подъемных машин системами регулируемого торможения необходимо предусматривать снижение допустимых замедлений, особенно для режима рабочего торможения, с целью создания более комфортных и безопасных условий эксплуатации подъемных установок.

5 ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ «ПОДЪЕМНЫЙ СОСУД – ЖЕСТКАЯ АРМИРОВКА» В ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Как показывают многочисленные теоретические и экспериментальные исследования движение подъемных сосудов в проводниках жесткой армировки, процесс динамического взаимодействия их направляющих с проводниками носит сложный пространственный характер. Колебания совершаются одновременно в 3-х плоскостях по 6-ти степеням свободы. Направляющие устройства, находящиеся на верхнем и нижнем поясах сосуда, контактируют с проводниками в лобовом и боковом направлениях по 24 точкам одновременно (12 точек контакта через подпружиненные ролики и 12 точек через жесткие предохранительные башмаки скольжения). Причем нагрузочные характеристики направляющих устройств могут иметь нелинейный ступенчатый характер в пределах кинематических зазоров из-за большого различия в величинах жесткостей упругих роликоопор и предохранительных башмаков.

Распределение мгновенных значений контактных нагрузок на проводники между направляющими носит случайный характер и зависит от сочетания множества факторов, в настоящее время не имеющих достаточно разработанной систематизации. Замечено, что

- между режимами спуска порожнего и подъема груженого скипа существует закономерность, выражающаяся в том, что динамические нагрузки на армировку при подъеме груженого скипа в рабочем режиме при отсутствии в системе параметрического резонанса превышают соответствующие нагрузки при спуске порожнего;

- соотношение уровней динамических нагрузок на проводники между верхним и нижним поясами скипа не является однозначным и зависит от случайного сочетания параметров системы «сосуд – направляющие – проводники» (то есть в некоторых системах максимальные нагрузки могут устойчиво на длительной серии циклов спуска/подъема реализовываться по направляющим верхнего пояса скипа, а в некоторых – нижнего, в третьих они будут чередоваться между собой по участкам ствола);

- соотношение уровней динамических нагрузок на проводники в лобовой и боковой плоскостях определяется параметрами искривления профилей проводников в пространстве отделения по глубине ствола, рабочими параметрами жесткости направляющих, опорной жесткостью проводников в пролетах и в ярусе, кинематическими зазорами в системах «башмак-проводник» на нижнем и верхнем поясах сосуда.

5.1 Исследование жесткостных параметров армировок действующих вертикальных стволов

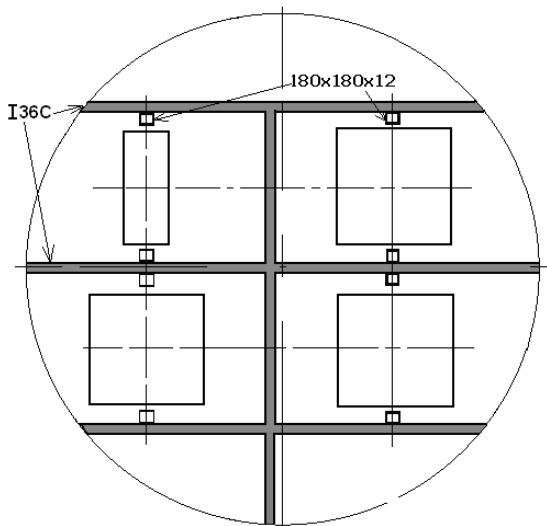
В отечественной практике сложился определенный набор конструкций ярусов армировки, используемых в рудных стволах Украины и России (рис. 5.1)

[51]. Проводники, и расстрелы, расположенные в стволе с определенным шагом, являются упругими балками, выполненными из металлопроката определенного профиля и типоразмера. Наиболее часто для проводников скиповых отделений применяются коробчатые профили сечением 160x160x12(14, 16) мм, 180x180x12(14, 16) мм, 200x200x14 мм. Для проводников клетевых отделений, контрвесов и скипов небольшой грузоподъемности обычно применяются рельсовые проводники типа Р38, Р43. В качестве расстрелов для мощных скиповых подъемов (грузоподъемность 25 – 50 т) применяются двутавровые балки №36С или коробчатые расстрелы сечением 210x125x12 мм. Для маломощных подъемов используются расстрелы швеллерного сечения №20, №27, в качестве вспомогательных упоров применяются равнобокие уголки 100x100x12 мм [52].

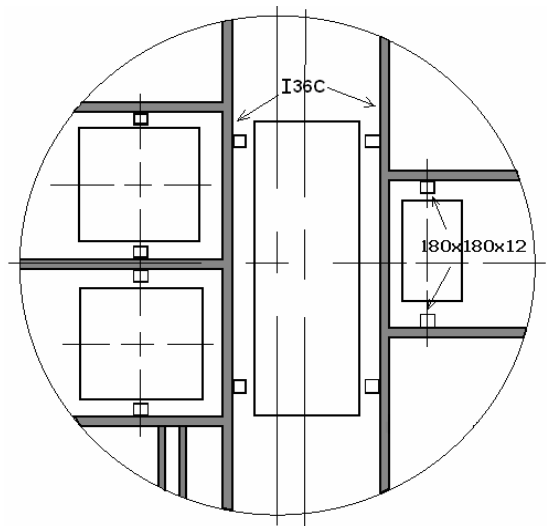
Анализ схем армировок показывает, что опорная горизонтальная жесткость проводника, закрепленного в ярусе на расстреле, в лобовой плоскости главным образом будет определяться длиной свободного пролета расстрела между упорами или его концами. Если боковой расстрел имеет упор напротив проводника, а центральный является балкой большой длины, заделанной в крепь и соединенной с центральным ствольным расстрелом, то в такой системе жесткость бокового проводника и соответственно его динамическая реакция на движение сосуда, будет в несколько раз больше, чем на центральном расстреле (сечение стволов: ш. Новая ВостокРуда, Полтавский ГОК, рис. 5.1). Таким образом, горизонтальная динамическая реакция сосуда, движущегося по такой паре проводников, будет носить явно несимметричный характер, и при равных параметрах искривления профиля проводников динамические нагрузки на более жесткий проводник должны быть больше, чем на противоположный, закрепленный на расстреле с большей длиной свободного пролета.

Такая ситуация требует детального изучения параметров опорной жесткости проводников, применяемых в современных условиях действующих стволов, особенно при их нахождении в зоне сдвижения горных пород, где неизбежны значительные отклонения профилей проводников от вертикали и создание значительных контактных нагрузок в системах «сосуд – армировка» для ее учета в технических решениях, направленных на повышение плавности движения подъемных сосудов на повышенных скоростях.

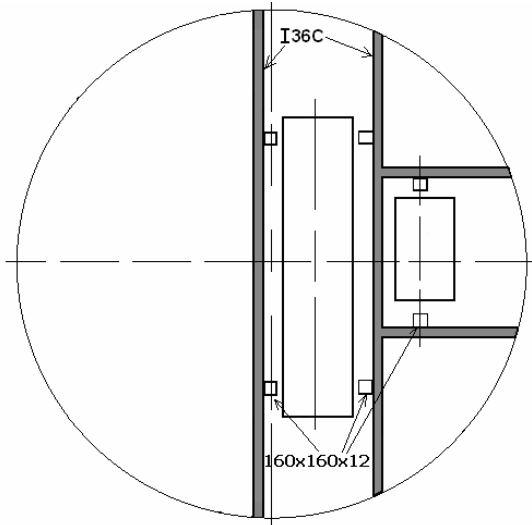
Изучение упругих характеристик жестких армировок целесообразно проводить методом конечно-элементного математического моделирования. При моделировании строится объемная модель протяженного участка армировки ствола, в который входят все несущие элементы каждого яруса с их реальными геометрическими размерами, материалом и вспомогательными конструкциями. При расчетах в качестве внешних нагрузок задаются: собственный вес металлоконструкций и единичные усилия, действующие от башмаков подъемных сосудов. Рассчитывается поочередно несколько схем приложения нагрузок: силы прикладываются к лобовым/боковым плоскостям каждого проводника на участках крепления проводников к расстрелам; силы прикладываются к лобовым/боковым плоскостям каждого проводника на участках в середине пролета между ярусами.



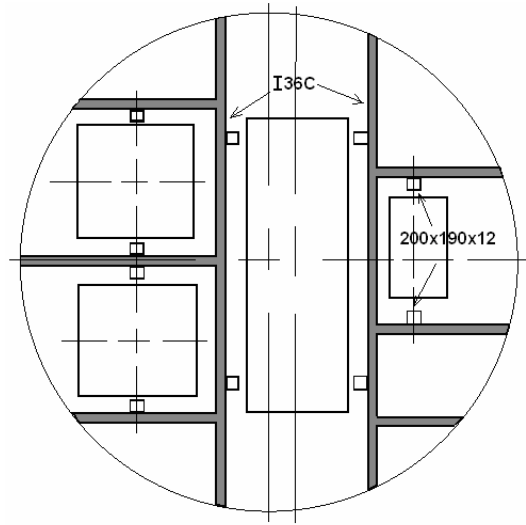
Ствол ГС-1 ЗАО «ЗЖРК»



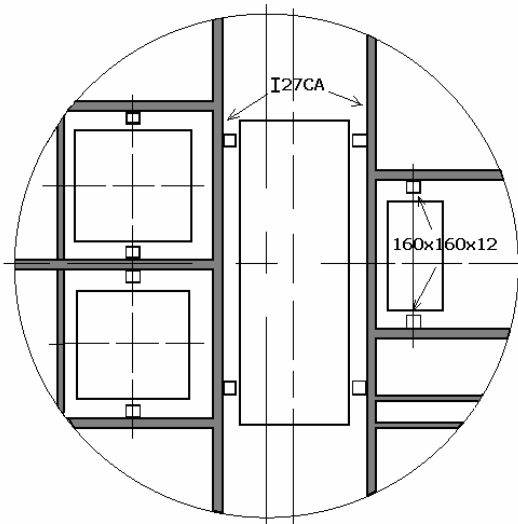
Ствол ГС-2 ЗАО «ЗЖРК»



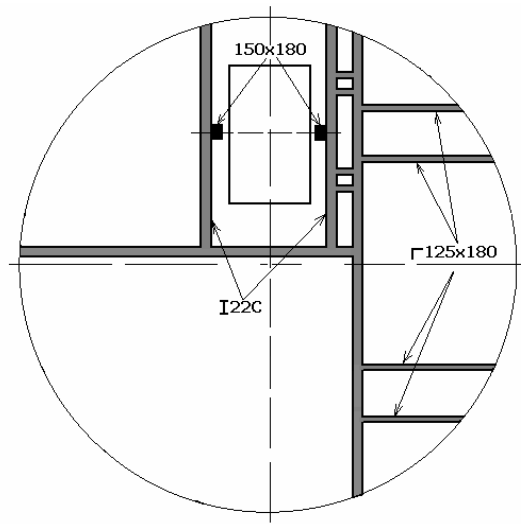
Ствол «Вспомогательный» ЗАО «ЗЖРК»



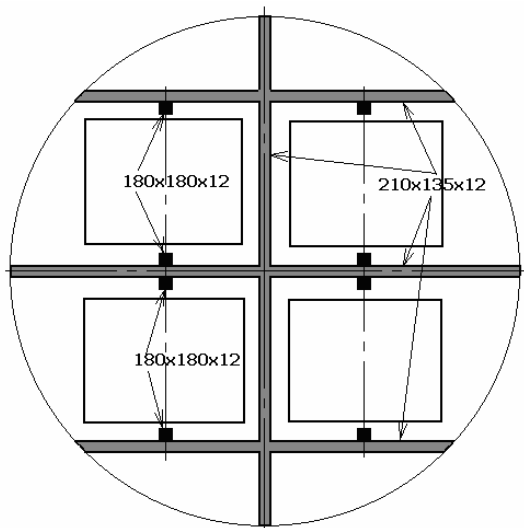
Ствол ш. «Ленина» КЖРК



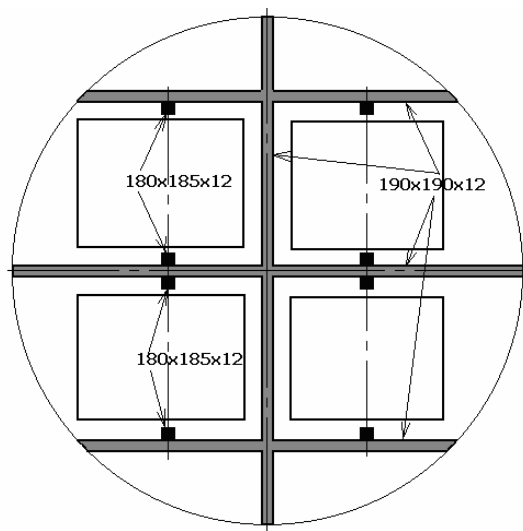
Ствол «Центральный»
ОАО «Сухая Балка»



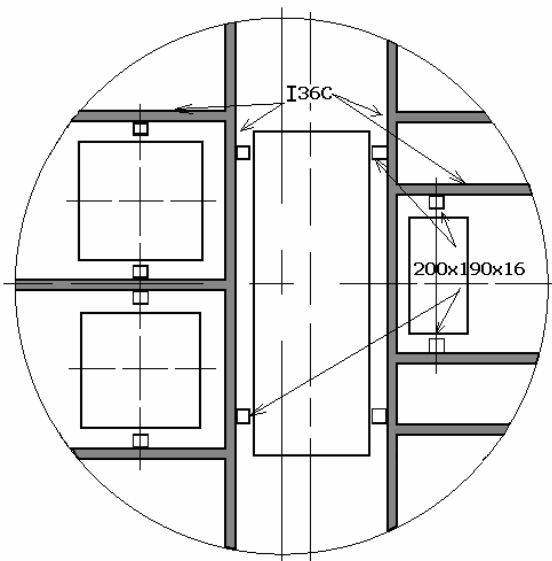
Ствол «Вентиляционный»
Полтавский Гок



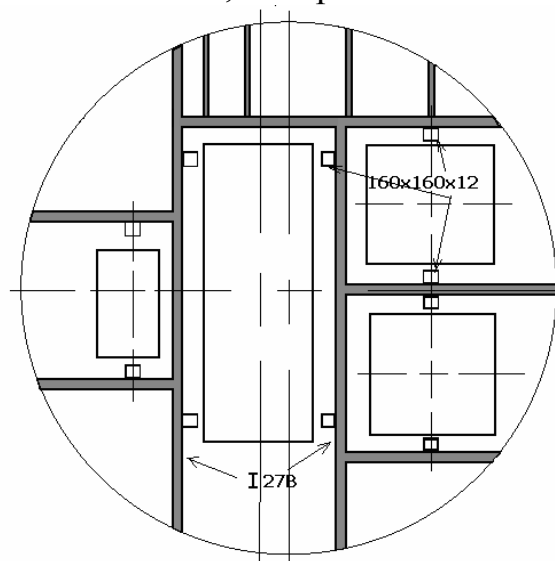
Ствол №1 СКРУ-3 «Сильвинит»



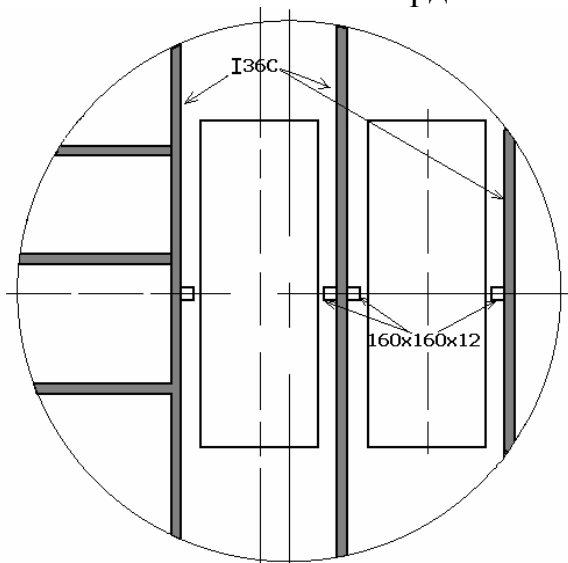
Стволы 1, 2 «Уралкалий»



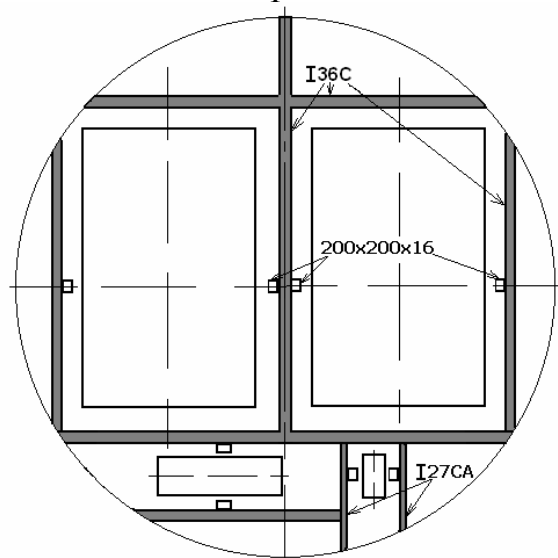
Ствол «Южный» ш. Гвардейская



Ствол ш. Орджоникидзе



Ствол «Главный» ш. Смоленская



Ствол ш. «Заря» КЖРК

Рис. 5.1. Схемы армировок некоторых рудоподъемных стволов СНГ

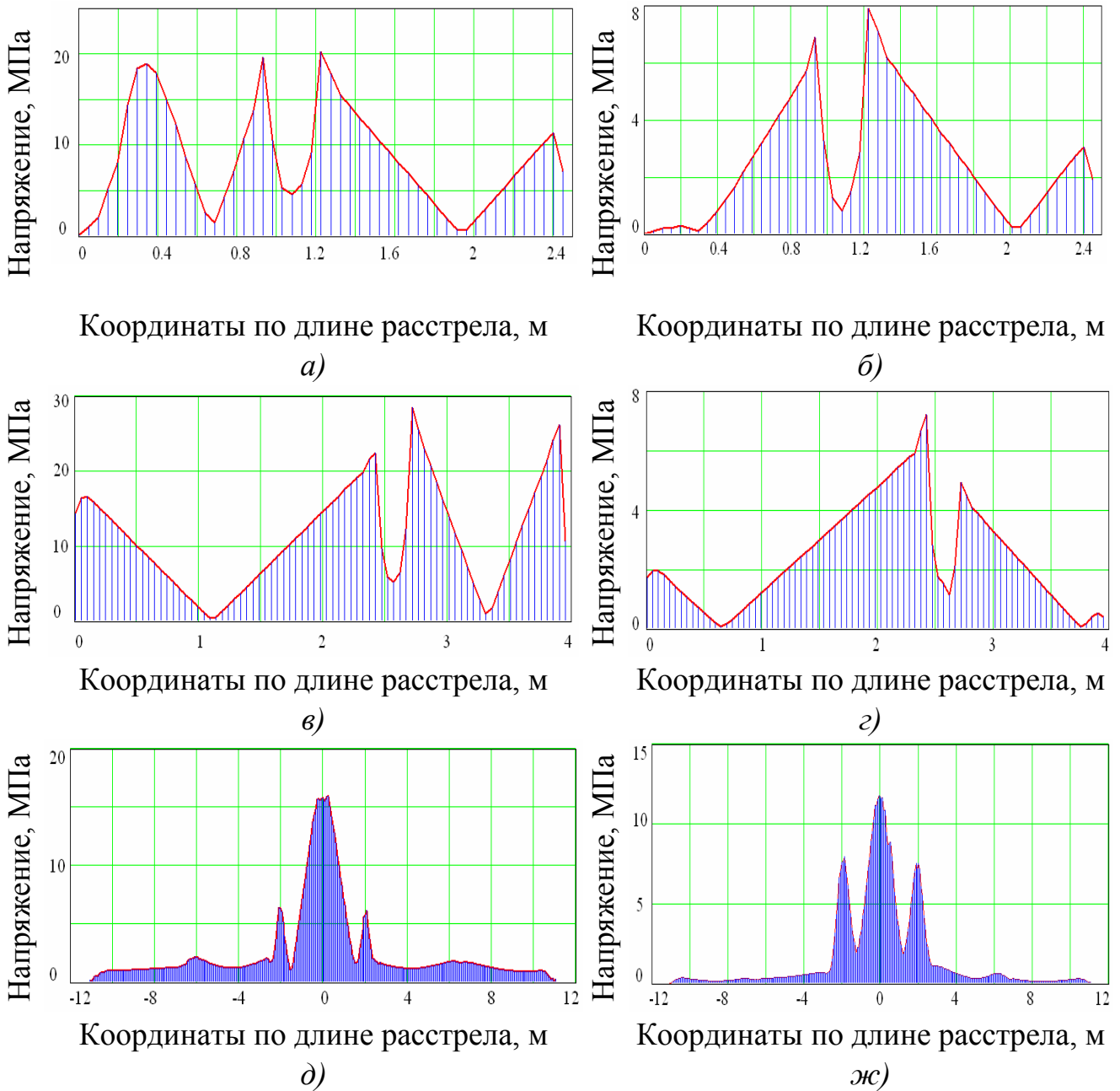


Рис. 5.2. Эпюры напряжений в элементах армировки от нагрузок со стороны подъемно сосуда:

- а) боковой расстрел, лобовое приложение нагрузки;
- б) боковой расстрел, боковое приложение нагрузки;
- в) центральный расстрел, лобовое приложение нагрузки;
- г) центральный расстрел, боковое приложение нагрузки;
- д) проводник, лобовое приложение нагрузки;
- ж) проводник, боковое приложение нагрузки

В результате моделирования определяются прогибы систем «проводник – расстрел» в точке приложения и направлении действия единичной силы. Опорная жесткость системы определяется, как частное от деления единичной силы на получено значение прогиба.

На рис. 5.2 приведены эпюры напряжений проводников в разных случаях приложения единичной контактной нагрузки. Эпюры напряжений в сечении бокового расстрела лобовых (*а*) и боковых (*б*) нагрузок на проводник; в сечении центрального расстрела от лобовых (*в*) и боковых (*г*) нагрузок на проводник; в проводниках в окрестности 3 пролетов выше/ниже от точки приложения лобовой (*д*) и боковой (*ж*) нагрузки.

Эти результаты показывают, что: напряжения в проводниках в 1,5 – 2 раза меньше, чем в расстрелах (для новой армировки); напряжения в сечениях балок расстрелов имеют наибольшие значения в средней части в местах закрепления проводников; в проводниках напряжения достигают наибольшего значения в случае приложения силы в середине пролета; напряжения в расстрелах в случае приложения лобовой силы к проводнику намного больше, чем в случае приложения боковой силы; опорная жесткость центральных расстрелов, длина которых больше, но на которых крепится по два проводника, может отличаться на 40 – 60% от жесткости боковых, меньшей длины, но с одним проводником, при динамических воздействиях со стороны подъемного сосуда. Из этого следует, что наиболее нагруженными элементами армировки являются ее расстрелы, причем наибольшие напряжения они испытывают от действия лобовой нагрузки со стороны подъемного сосуда. Это предопределяет первоочередную необходимость решения задачи снижения лобовых динамических нагрузок в системах «сосуд – армировка», по сравнению с боковыми колебаниями в стволах с нарушенной геометрией. При этом необходимо учитывать в расчетной схеме динамической задачи фактические различия в значениях опорных жесткостей между боковыми и центральными расстрелами при ударном взаимодействии предохранительных башмаков сосуда с проводниками.

Для обоснования параметров расчетной схемы, обеспечивающей при моделировании достаточную достоверность расчетов значений опорных жесткостей проводников, рассмотрим значения напряжений, которые действуют в боковом проводнике при лобовом или боковом приложении контактной нагрузки в пролете при учете в модели расчета одного, трех, пяти и семи пролетов проводника для характерной схемы армировки скиповых отделений, полученные путем компьютерного моделирования. Таким образом, мы получаем полный набор характеристик жесткости армировки в каждом кинематически возможном случае приложения внешней нагрузки.

Таблица 5.1

Напряжения в проводнике, МПа (лобовая сила приложена в пролете)			
1 пролет	3 пролета	5 пролетов	7 пролетов
12,3	10,3	10,3	10
Напряжения в проводнике, МПа (боковая сила приложена в пролете)			
1 пролет	3 пролета	5 пролетов	7 пролетов
9,1	8,7	8,6	8,5
Напряжения в проводнике, МПа (лобовая сила приложена в ярусе)			
1 ярус	3 яруса	5 ярусов	7 ярусов
24	21	18	18
Напряжения в проводнике, МПа (боковая сила приложена в ярусе)			
1 ярус	3 яруса	5 ярусов	7 ярусов
13	8,5	6,9	6,8

Путем численных экспериментов на большом количестве схем и параметров армировок определено, что влияние на полученные результаты количества ярусов, участвующих в расчетной схеме, становится несущественным при их учетном количестве свыше 5 – 6-ти. Поэтому, при тестовых расчетах деформационно-прочностных параметров армировок была принята расчетная схема, включающая в себя не мене, чем по 3 яруса выше и ниже точки приложения единичной горизонтальной силы, то есть от 6-ти (нагрузка приложена в ярусе) до 7-ми (нагрузка приложена в пролете) ярусов не зависимо от схемы яруса.

Результаты расчетов для проектных параметров армировок без учета эксплуатационного износа для деформации в лобовых плоскостях проводников приведены в таблице 5.1.

Эквивалентная опорная жесткость системы «ролик – проводник» определяется по формуле последовательного соединения жесткостей.

$$C_{\text{экв}} = \frac{C_{\text{рол}} \cdot C_{\text{пр}}}{C_{\text{рол}} + C_{\text{пр}}} = \frac{C_{\text{пр}}}{K + 1}, \quad (5.1)$$

где $K = \frac{C_{\text{пр}}}{C_{\text{рол}}}$ – коэффициент отношения жесткостей роликов и проводников.

В работе [43] приведены результаты экспериментальных исследований опорной жесткости роликовых направляющих сосудов, применявшихся в 60-х годах на рудных и угольных подъемах Украины, и предложено эквивалентную жесткость системы в пролете проводника считать по формуле (5.1), то есть считать эти жесткости сравнимыми между собой. С тех пор технические параметры направляющих существенно изменились и унифицировались. В подавляющем числе стволов шаг армировок не превышает 4 м, что обеспечивает их высокую жесткость на стадии строительства. На стадии эксплуатации кинематические зазоры между башмаками и проводниками в условиях сдвижения горных пород зачастую поддерживаются на уровне 30 – 40 мм на сторону для пре-

дотвращения заклинивания сосуда в значительно искривленных проводниках. В этих случаях роликовые амортизаторы работают за пределами проектных деформаций, а их нагрузочные характеристики отличаются от проектных. Такое положение требует проведение отдельных исследований фактических опорных жесткостей роликовых направляющих, применяющихся в конкретных условиях вертикальных стволов, в сравнении с индивидуальными жесткостными характеристиками конкретных проводников для каждого отдельного подъемного отделения.

Анализ данных расчетов опорных жесткостей армировок в пролетах и в ярусах для действующих стволов показывает, что жесткости проводников для разных стволов, в которых работают идентичные по массе подъемные сосуды, находятся в пределах от $3 \cdot 10^3$ кН/м до $9 \cdot 10^4$ кН/м. При этом опорные жесткости проводников (особенно в ярусе) в зависимости от конструкции армировки могут различаться между собой от 10 до 100 раз.

Жесткость проводника в ярусе может быть в 2 – 4 и более раз выше, чем в пролете. Это создает условия для параметрического возбуждения горизонтальных колебаний сосуда армировкой при жестком контакте башмаков с проводниками и предпосылки для возникновения параметрического резонанса в условиях значительного износа проводников и расстрелов, не учтенного при проектировании.

5.2 Исследование жесткостных параметров роликовых направляющих устройств шахтных подъемных сосудов

Роликовые подпружиненные амортизаторы предназначены для удержания подъемного сосуда (кипа, клетки, контрвеса) в центрированном положении относительно коробчатых проводников в пределах кинематических зазоров и предотвращения жесткого контакта башмаков с проводниками во время колебаний сосуда, вызванных искривлениями пространственного профиля проводников. Их конструкция должна обеспечивать надежность кинематического замыкания и минимизацию износа проводников и направляющих.

Главной характеристикой, определяющей работу роликовой направляющей подъемного сосуда, является вид зависимости между горизонтальным перемещением точки контакта ролика с проводником и усилием сопротивления, которое определяется геометрическими соотношениями между плечами рычажной системы направляющей и жесткостью упругого звена.

Традиционно считается, что перемещение точки контакта ролика с проводником относительно опорного узла является малым по сравнению с геометрическими размерами рычагов и в первом приближении, на котором основан существующий расчет динамического взаимодействия сосудов с армировкой, приведенная к точке контакта ролика с проводником жесткость упругого звена направляющей является постоянной на всем интервале рабочего хода рычага [4].

Недостатки в работе существующих типов рычажных направляющих и необходимость усиления их диссипативных параметров при работе в ударно-

циклическом режиме требуют учета более тонких эффектов и геометрической нелинейности в работе конструкции для уточнения математической модели двухрычажного амортизатора шахтного подъемного сосуда.

5.2.1 Аналитические исследования кинематики двухрычажной направляющей подъемного сосуда

На рис. 5.3, рис. 5.4 и рис. 5.5 представлены соответственно схема установки трехроликового направляющего узла, кинематическая схема, схема взаимного расположения роlikоопоры, предохранительного башмака и проводника армировки и расчетная схемы двухрычажной унифицированной направляющей. Для определения искомой зависимости необходимо найти связь между горизонтальным перемещением точки контакта ролика с проводником (параметр Δ , рис. 5.4) и осевым перемещением (сжатием – растяжением) концов амортизирующего блока $\tilde{B}O'$ (параметр δ).

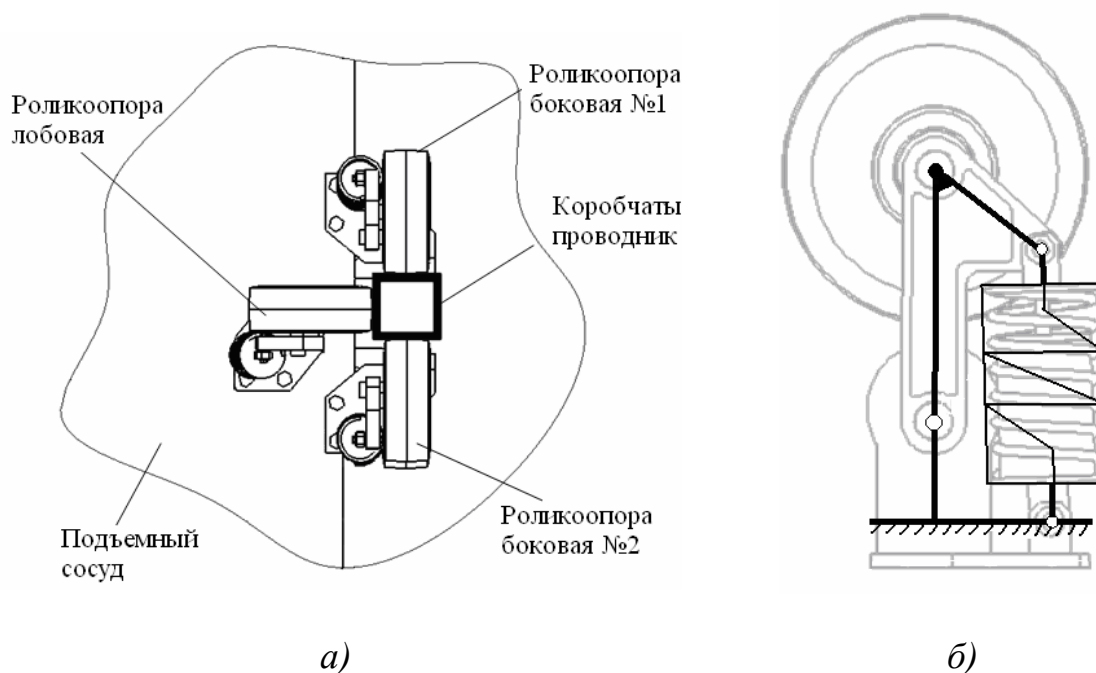


Рис. 5.3. Роликовые двухрычажные направляющие:
 а) схема установки трехроликового направляющего узла,
 б) кинематическая схема роlikовой направляющей

При упругом взаимодействии ролика с проводников звено OAB совершает вращательное движение вокруг точки O . Звено $\tilde{B}O'$, в котором закреплен амортизирующий блок, так же совершает вращательное движение вокруг точки O' и сжимается под действием осевой силы, которая появляется из-за того, что траекторией точки \tilde{B} является окружность с центром в т O , постоянного радиуса $O\tilde{B}$, но все звено $\tilde{B}O'$ вращается вокруг точки O' с переменным для траектории точки \tilde{B} радиусом $\tilde{B}O'$ (при повороте звена по часовой стрелке длина отрезка $\tilde{B}O'$ уменьшается и его амортизатор испытывает деформацию сжатия).

На расчетной схеме показана направляющая в двух положениях – недеформированном ($OA\tilde{B}$), соответствующем предварительному контакту ролика с проводником при центрированном расположении проводника в зеве предохранительного башмака в боковой или лобовой плоскости пары проводников; и деформированном на произвольный угол под действием силы P в пределах кинематического зазора между башмаком и проводником ($OA'\tilde{B}'$) (согласно ЕПБ кинематический зазор не должен превышать 23 мм на сторону).

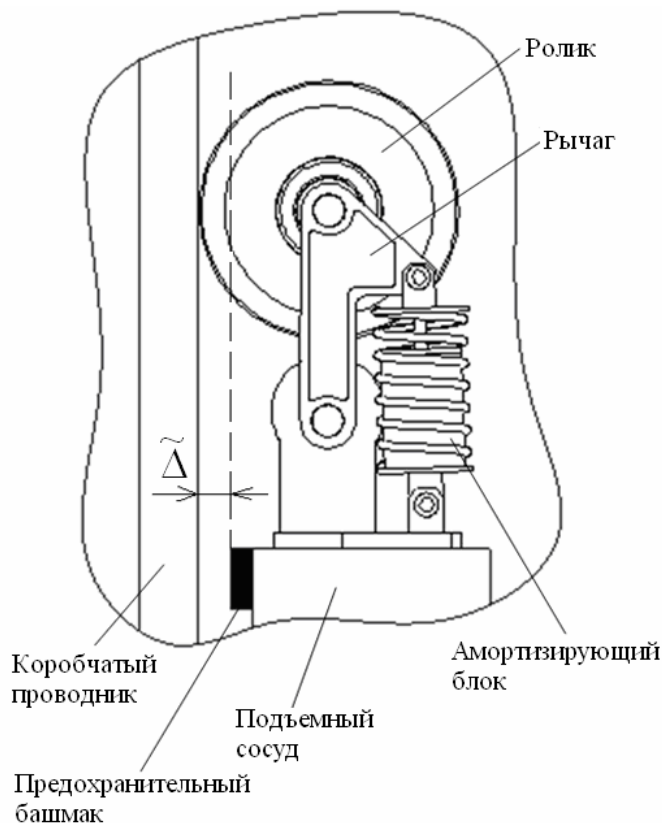


Рис. 5.4. Схема взаимодействия роликоопоры и предохранительного башмака с проводником армировки

Размеры стандартной унифицированной роликовой направляющей:

- общая высота конструкции $L_1=440$ мм;
- длина горизонтальной прямой $A'\tilde{B}=93$ мм;
- высота $\tilde{O}A''=308$ мм расположения горизонтальной прямой $\tilde{B}A''$ над основанием;
- высота расположения нижнего шарнира над основанием $\tilde{O}O=270$ мм;
- диаметр ролика 250 мм;
- φ – угол отклонения рычага ролика, рад;
- Δ – смещение верхней точки А контакта ролика с проводником в горизонтальной плоскости в пределах кинематического зазора $\tilde{\Delta}$, мм;
- c_0 – жесткость основной пружины, Н/м;
- c_{np} – жесткость роликоопоры, приведенная к точке контакта ролика с проводником.

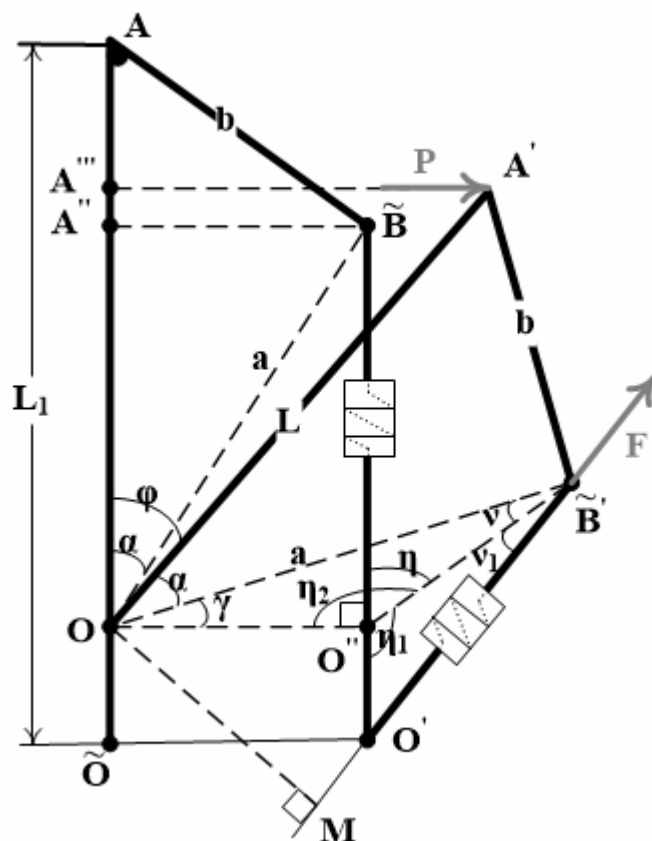


Рис.5.5. Расчетная схема двухрычажной направляющей:

P – сила реакции проводника; F – сила сжатия демпфера; L_1 – общая высота конструкции; L – длина основного рычага направляющей; a – расстояние от точки O до точки \tilde{B} ; b – длина рычага; OM – плечо силы F ; φ – угол наклона рычага направляющей.

Для нахождения приведенной жесткости роликоопоры C_{np} в зависимости от смещения точки контакта ролика с проводником Δ , воспользуемся следующей цепочкой рассуждений.

Так как масса элементов роликоопоры ничтожно мала по сравнению с массой сосуда, то силами их инерции при анализе силового взаимодействия сосуда с проводниками можно пренебречь. В силу этого допущения уравнение равновесия основного рычага роликоопоры $O\tilde{A}\tilde{B}$ под действием силы контактного взаимодействия с проводником P и реакции F упругого звена $\tilde{B}O'$ из условия равенства нулю суммы моментов всех активных сил относительно оси вращения имеют вид

$$- P \cdot L \cos(\varphi) + F \cdot OM = 0, \quad (5.2)$$

где

$$P = C_{np} \Delta; \quad F = C_0 \delta, \quad (5.3)$$

δ – абсолютная деформация сжатия пружинного блока амортизатора.

Из уравнения (5.2) следует

$$\frac{P}{F} = \frac{OM}{L \cos(\varphi)}. \quad (5.4)$$

Подставим формулы (5.3) в (5.4) и получим

$$\frac{OM}{L \cos(\varphi)} = \frac{C_{np}(\Delta) \cdot \Delta}{C_0 \delta}. \quad (5.5)$$

Из (5.5) найдем отношение $\frac{C_{np}}{C_0}$

$$\frac{C_{np}(\Delta)}{C_0} = \frac{OM \cdot \delta}{\Delta \cdot L \cdot \cos(\varphi)}. \quad (5.6)$$

В этом выражении неизвестными являются все величины кроме перемещения точки контакта ролика с проводником Δ , которое является аргументом в функциональной зависимости (5.6). Для их нахождения воспользуемся средствами геометрии и рассмотрим треугольники, образуемые элементами конструкции при ее рабочем перемещении.

Из рис. 5.6 видно, что L может быть определено следующим образом

$$L = L_1 - \tilde{O}O. \quad (5.7)$$

Теперь используя (5.7) найдем угол φ из прямоугольного треугольника $OA'A''$:

$$\sin(\varphi) = \frac{\Delta}{L}; \quad \cos(\varphi) = \sqrt{1 - \sin^2(\varphi)}; \quad \varphi = \arcsin\left(\frac{\Delta}{L}\right). \quad (5.8)$$

Выполняя необходимые геометрические расчеты найдем значение δ

$$\delta = \tilde{O}A'' - \sqrt{(\tilde{O}O)^2 + (O''\tilde{B}')^2 + 2 \cdot \tilde{O}O \cdot O''\tilde{B}' \sin(\eta_2)}. \quad (5.9)$$

Для определения OM рассмотрим прямоугольный треугольник OMB' . Применяя известные тригонометрические преобразования получим

$$OM = a \sin(\nu + \nu_1) = a[\sin(\nu) \cos(\nu_1) + \cos(\nu) \sin(\nu_1)], \quad (5.10)$$

где

$$\begin{aligned} \cos(\nu) &= \frac{(O''\tilde{B}')^2 + a^2 - (OO'')^2}{2 \cdot O''\tilde{B}' \cdot a}; \quad \sin(\nu) = \sqrt{1 - \cos^2(\nu)}; \\ \cos(\nu_1) &= \frac{(O''\tilde{B}')^2 + (O'\tilde{B}')^2 - (\tilde{O}O)^2}{2 \cdot O''\tilde{B}' \cdot O'\tilde{B}'}; \quad \sin(\nu_1) = \sqrt{1 - \cos^2(\nu_1)}. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Таким образом, при проведении практических расчетов для конкретных параметров роlikоопоры необходимо подставить параметры системы в полученные формулы (5.7), (5.8), (5.9), (5.10), (5.11) и найденные значения соответствующих величин подставить в выражение (5.6). В результате описанных вычислений мы получим значение $\frac{C_{np}(\Delta)}{C_0}$ в зависимости от горизонтального

смещения точки контакта ролика с проводником Δ .

Результаты расчетов, проведенных на основании разработанной модели, показаны на рис. 5.6. Из графика видно, что на протяжении всего рабочего хода, приведенная к точке контакта жесткость роlikоопоры, не является постоянной. Для системы с приведенными выше параметрами она увеличивается по мере отклонения ролика от вертикали и на интервале практически возможных значений перемещений ролика (до 40 – 50 мм) изменяется на 7%.

Необходимо учесть, что эта зависимость носит двухсторонний характер. То есть, если соответствующая данному ролику рабочая грань предохранительного башмака приближается к проводнику, то жесткость опоры увеличивается. При удалении этой же грани башмака и приближении к нему противоположной грани после прохождения системой положения равновесия, в котором жесткость будет минимальной, приведенная жесткость опять начнет возрастать по этой же зависимости. Поскольку на противоположной стороне трехроликового узла стоит такая же роlikоопора, то суммарная жесткость системы будет удвоенной.

Кроме того, из графика на рис. 5.6 видно, что приведенная к точке контакта с проводником (к оси ролика) полная жесткость роlikоопоры составляет только 30% от жесткости встроенной пружины. В действующих направляющих применяются пружины с жесткостью 60 – 120 кН/м. Это значит, что жесткость направляющей будет не более 20 – 40 кН/м. Такая жесткость не может удерживать сосуд от жесткого столкновения башмаков с проводниками. При установке параллельно пружинам дополнительных резиновых шайб, включающихся в работу в конце рабочего хода, полная жесткость возрастает. Но наблюдения за износом поверхности проводников в условиях эксплуатации показывает, что их параметры выбраны так, что и они не спасают систему от нештатных соударений.

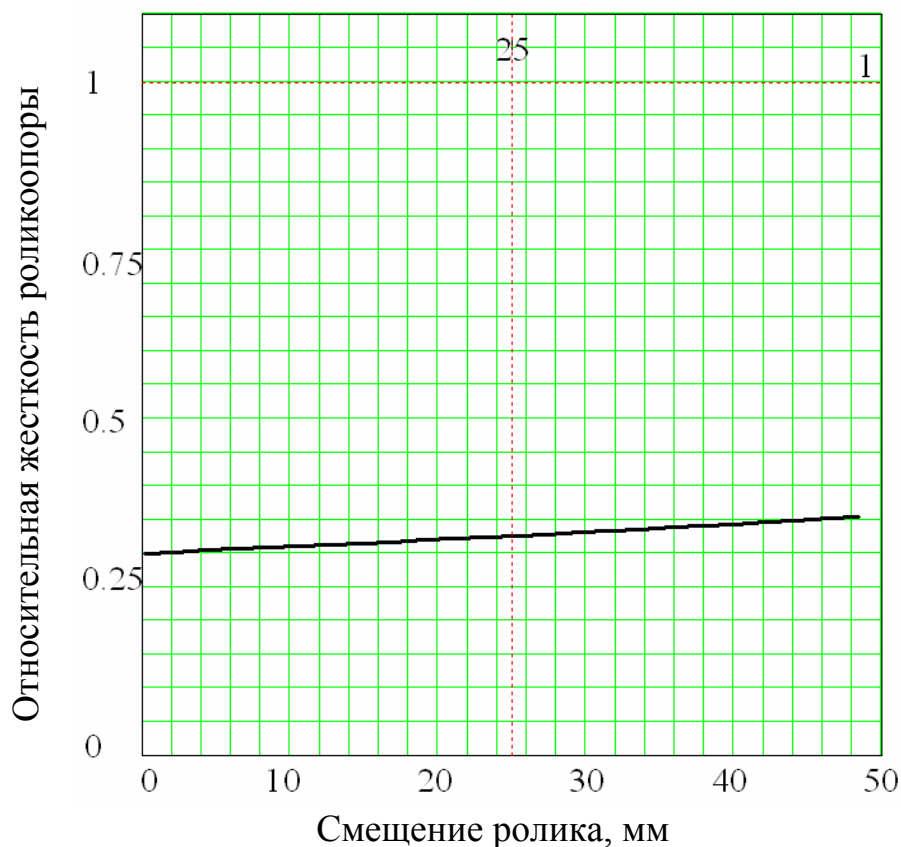


Рис. 5.6. Зависимость приведенной жесткости роликоопоры, отнесенной к жесткости базовой пружины, от рабочего смещения ролика

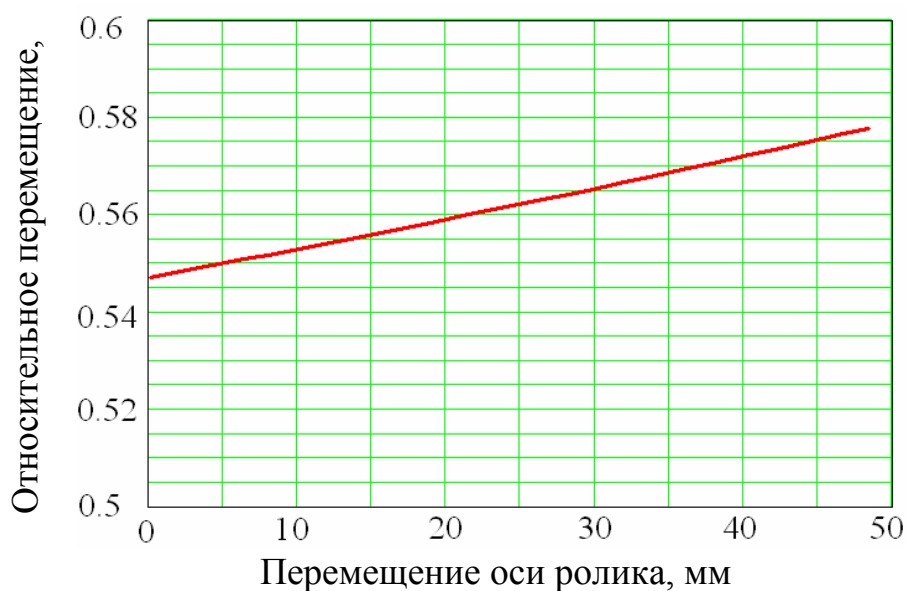


Рис. 5.7. Зависимость отношения рабочего смещения ролика и деформации базовой пружины, от рабочего смещения ролика

На рис. 5.7 приведен график отношения перемещений ролика и штока пружинного блока в зависимости от перемещения оси ролика в пределах кинематического зазора. Видно, что в среднем, перемещение ролика в два раза

больше перемещения штока пружинного блока. Так как эти перемещения осуществляются синхронно друг с другом, то такая же зависимость будет и для их скоростей. То есть, скорость перемещения штока внутри блока будет в 2 раза меньше скорости перемещения ролика относительно корпуса подъемного сосуда.

Следовательно, определив путем численных экспериментов относительные скорости упругого смещения ролика с учетом общей диссипации направляющей, приведенной к точке контакта ролика с проводником, мы найдем скорости относительных перемещений штока в предлагаемом пружинно-гидравлическом блоке и сможем рассчитать требуемые конструктивные параметры гидравлического сопротивления дополнительного гидравлического демпфера, обеспечивающего безударность режима взаимодействия сосуда с проводниками.

Полученные зависимости являются определяющими при расчете параметров диссипативных блоков, монтируемых параллельно упругому звену внутри корпуса амортизирующего блока $\tilde{B}O'$ для усиления виброгасящих свойств направляющих в ударно-циклическом режиме движения подъемного сосуда по участкам ствола с искривленным профилем проводников.

5.2.2 Экспериментальные исследования упругих свойств пружинных и резиновых амортизаторов роликовых двухрычажных направляющих

Для уточнения фактических упругих характеристик унифицированных направляющих, применяющихся в рудоподъемных стволах, были исследованы следующие элементы роликкоопор, из числа эксплуатирующихся на скиповых подъемах:

- главная пружина амортизирующего блока;
- буферные резиновые вставки (4 штуки) (рис. 5.1б)

При испытаниях пружина устанавливалась между платформами пресса последовательно с эталонным динамометром Токарева. Посредством устройства силовой передачи пресса пружина сжималась усилием до 1500 кН с шагом 500 кН. На каждом шаге мерной линейкой измерялась остаточная высота деформированной пружины. При обработке данных измерений было определено, что в среднем, сжатие пружины на 15 мм соответствует приращению сжимающей нагрузки на 1,0 кН. Следовательно, жесткость пружины равна

$$C_0 = \frac{F}{\delta} = \frac{1}{0,015} = 67 \text{ Н/мм.} \quad (5.12)$$

При испытаниях резиновых буферных вставок методом визуального осмотра и контрольных измерений было установлено, что все вставки с точностью до погрешностей изготовления выполнены идентичными друг другу и свободно монтируются внутри основной пружины для взаимодействия с опорными шайбами амортизатора. Вставки имеют следующие размеры: высота 19,5 мм; диаметр наружный 71 мм; диаметр внутреннего отверстия 22,5 мм; марка

резины – не установлена.

Испытанию подвергался пакет из 4-х резиновых вставок, установленных последовательно между платформами пресса. Нагружение проводилось усилием до 3,0 кН. При обработке данных было определено, что сжатию резинового пакета из 4-х вставок на 5 мм соответствует приращение усилия 3,0 кН. При таких деформациях зависимость между усилием и деформацией резины считается линейной. Следовательно, полная жесткость пакета равна

$$C_{рез4} = \frac{F}{\delta} = \frac{3}{0,005} = 600 \text{ Н/мм.} \quad (5.13)$$

Так как вставки установлены по схеме последовательного соединения, то жесткость одной резиновой вставки равна

$$C_{рез1} = 4 \cdot C_{рез4} = 2400 \text{ Н/мм.} \quad (5.14)$$

Следовательно, реальная, приведенная к точке контакта с проводником, жесткость направляющей равна:

-при ходе опорных шайб амортизатора до контакта с резиновыми вставками

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot 67 = (20,1..24,8) \text{ Н/мм,} \quad (5.15)$$

-при контакте опорных шайб с четырьмя резиновыми вставками

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400}{4} + 67 \right) = (200..246) \text{ Н/мм,} \quad (5.16)$$

-при контакте опорных шайб с тремя (согласно с чертежами) резиновыми вставками

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400}{3} + 67 \right) = (260..320) \text{ Н/мм,} \quad (5.17)$$

-при контакте опорных шайб с двумя резиновыми вставками;

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400}{2} + 67 \right) = (427..511) \text{ Н/мм,} \quad (5.18)$$

-при установке по концам рабочего хода по одной резиновой вставке приведенная жесткость направляющей равна

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400}{1} + 67 \right) = (787..955) \text{ Н/мм.} \quad (5.19)$$

Это значит, что при максимальном нормативном кинематическом зазоре на сторону 23 мм, рабочий ход рычага с роликом должен составлять 46 мм. По-

скольку на практике нередко встречаются системы «сосуд –армировка» с полным кинематическим зазором до 60 – 70 мм, то для эффективного гашения нагрузок непроектного уровня на эту полную деформацию должна быть рассчитана конструкция всех узлов унифицированных направляющих.

Усилие, которое воспринимают на себя резиновые вставки, зависит от того, при каком положении ролика внутри кинематического зазора Δ (рис. 5.4), произойдет контакт опорных шайб амортизатора с резиной и сколько останется свободного хода ролика на деформацию резины до вступления металлической поверхности башмака в контакт с проводником.

Таблица 5.2

Значения жесткости рычажной направляющей, приведенной к оси ролика, по данным лабораторных экспериментов

Состав упругих элементов амортизатора роликсопоры	Пружина	Пружина+4 резиновых шайбы	Пружина+3 резиновых шайбы	Пружина+2 резиновых шайбы	Пружина+1 резиновая шайба
Приведенная жесткость роликсопоры, Н/мм (кгс/см)	20,1 – 24,8	200 – 246	260 – 320	427 – 511	787 – 955

Задача состоит в том, чтобы обеспечить вступление в контакт опорной шайбы с резиновой вставкой именно в том сечении рабочего хода амортизатора, расстояние от которого до сечения в котором наступит контакт башмака с проводником, обеспечит дальнейшую совместную упругую деформацию резины и пружины с повышенным усилием сопротивления. На этом этапе хода жесткость опоры равна сумме жесткостей пружины и резины.

Из-за случайного характера распределения по стволу кривизны проводников, неравномерности их износа по глубине ствола, неравномерности износа вкладышей башмаков обеспечить требуемую точность взаимного расположения всех подвижных упругих деталей для прецизионного восприятия требуемой доли нагрузок по всей глубине ствола с неоднородной поверхностью опирания, предотвращения непроектного соударения с башмаком, практически не возможно.

Для того, чтобы роликовая направляющая принимала на себя достаточное усилие сопротивление при раскачке сосуда в искривленных проводниках ее амортизатор должен быть точно настроен на максимальное соответствие фактической кинематике колебаний скипа, чтобы поглощать в материале своего блока максимальное количество энергии и предотвращать жесткое соударение предохранительного башмака с проводником.

В применяющихся на практике роликовых амортизаторах используется два механизма поглощения энергии – внутреннее трение в материале (как правило – резине) и гидравлическое сопротивление при движении поршня в жидкости. В первом случае задающим параметром является амплитуда перемеще-

ния, во втором – скорость перемещения. Диссипативные свойства стальной пружины ничтожно малы. Свойства поглощать энергию за счет внутреннего трения в резине гораздо больше, но проявляются только при длительных колебаниях в резонансных режимах, не свойственных современным системам «сосуд – армировка».

Наблюдения за износом поверхности проводников в условиях эксплуатации и измерения контактных нагрузок показывают, что на практике параметры направляющих устанавливаются так, что не спасают систему от нештатных соударений металлических поверхностей башмаков и проводников друг с другом. При этом происходит разрушение поверхности проводников и вкладышей башмаков. Это требует создания более совершенной системы амортизации подъемных сосудов для работы в стволах со значительными искривлениями профиля проводников в зонах сдвига горных пород.

5.2.3 Исследование направляющих типа НКП

В одном и том же подъемном отделении ствола, в котором на длительный срок схема и конструкция ярусов, остаточная толщина стенок проводников и расстрелов, профили проводников между ремонтными работами остаются неизменными (или могут считаться таковыми на момент проведения исследований из-за медленности изменения, например, уровень износа металлоконструкций армировки), уровень динамических нагрузок на армировку, при прочих равных условиях, определяется параметрами системы направляющих устройств скипа, в частности, роликовых направляющих качения.

На стадии эксплуатации ствола единственным возможным способом снижения контактных нагрузок является управление техническими параметрами системы направляющих сосуда, так как параметры армировки не подлежат существенному изменению. При этом сами параметры направляющих должны определяться с учетом фактических геометрических и жесткостных параметров конкретных проводников и конкретных расстрелов армировки, задаваемых конструкцией яруса.

В тех грузоподъемных отделениях, в которых существуют устойчивые тенденции концентрации максимальных нагрузок либо по нижнему, либо по верхнему поясам сосуда, а так же в лобовой или боковой плоскостях проводников, условия динамического нагружения направляющих отдельных групп (верхних или нижних, лобовых или боковых) будут существенно различными. Это предопределяет необходимость учета этих различий при синтезе и определении рациональных параметров системы направляющих сосуда в зависимости от специфики динамического процесса в конкретном грузоподъемном отделении ствола.

Главное предназначение роликовых направляющих подъемного сосуда состоит в том, чтобы непрерывно центрировать сосуд в горизонтальной плоскости так, чтобы ни один из его предохранительных башмаков не контактировал с наружной поверхностью проводников во время проектного рабочего режима спуска/подъема по стволу. Исключение может допускаться только в слу-

чае возникновения аварийного (предохранительного) торможения, которое хоть и может произойти в любой точке ствола, но на практике происходит очень редко и не имеет систематического влияния на эксплуатационное состояние системы «сосуд – армировка» [20, 36, 45, 57].

В современных отечественных условиях рудных и угольных стволов, а так же на территории СНГ нашли устойчивое применение два типа направляющих: универсальные рычажные направляющие с резино-пружинным амортизатором (УРН – обозначение наше) и направляющие типа НКП (рис. 5.8)

Динамическое поведение скипов, клетей и противовесов в проводниках жесткой армировки в безударном и ударно-циклическом режимах взаимодействия определяется суммарными жесткостными характеристиками упругих направляющих и проводников с расстрелами. В свою очередь опорная жесткость системы «направляющие – проводники – расстрелы» различна в двух направлениях – в лобовом и боковом [4]. Она зависит от схемы распределения направляющих по сосуду, их параметров, геометрической схемы яруса, длин балок, формы и размеров поперечных сечений балок, их остаточных толщин, изменяющихся за время эксплуатации вследствие механического и коррозионного износов.

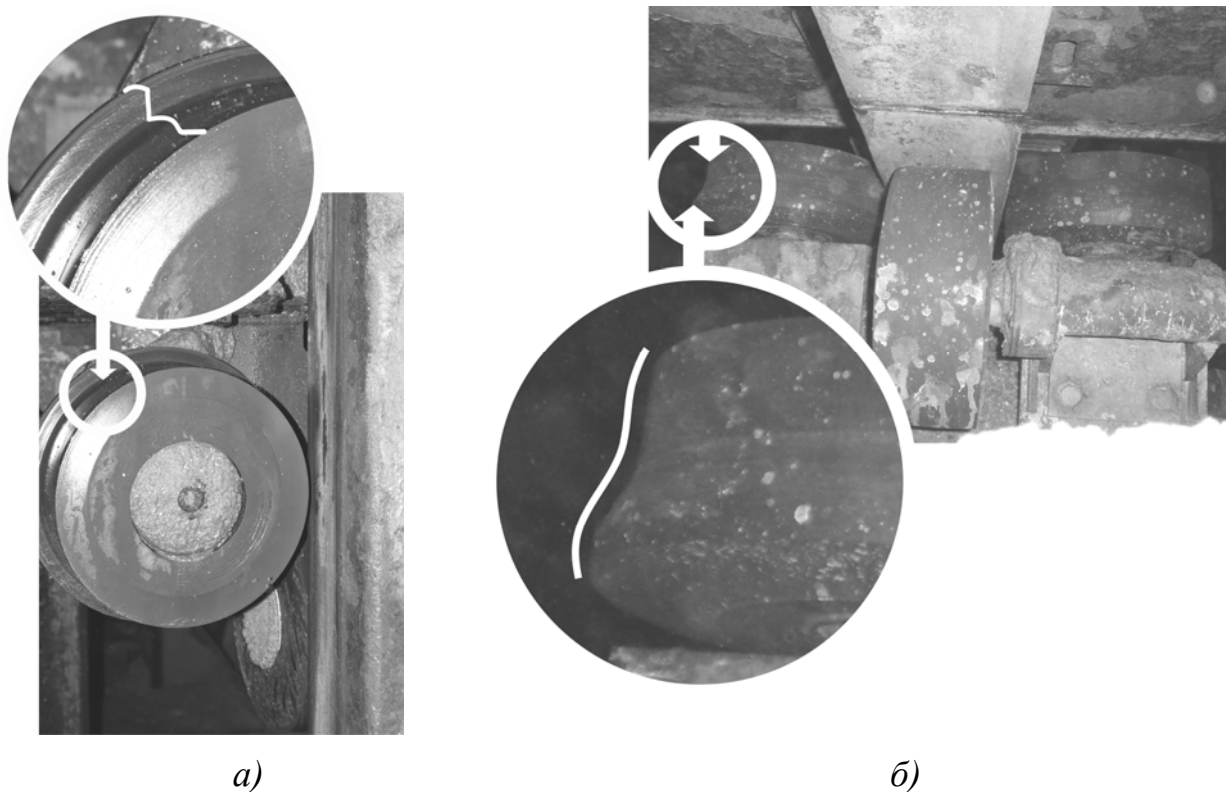


Рис. 5.8. Направляющие скипа типа НКП с цельными катками, установленные со смещением боковых роликов относительно проводников

Практика динамических испытаний подъемных сосудов в современных условиях стволов показывает, что в подавляющем большинстве случаев сосуды взаимодействуют с армировкой в ударно-циклическом режиме, создавая повышенные динамические нагрузки на проводники [4, 10]. Это говорит о том, что в стволах, длительное время находящихся в эксплуатации, особенно в стволах с

нарушенной геометрией, находящихся в зонах сдвижения горных пород, роликовые направляющие не обеспечивают проектного безударного режима движения сосудов [48].

В настоящее время направляющие НКП–260(320) разработки НИИГМ им. М.М.Федорова и универсальные рычажные направляющие с резино-пружинными демпферами, разработки института Кривбаспроект, изготавливаются в производственных условиях самих предприятий. Поэтому, при одинаковых габаритных размерах они имеют значительные различия в своих жесткостных характеристиках. Такая ситуация требует изучения динамических параметров реальных систем «сосуд – армировка» в промышленных условиях, определения фактических значений упругих свойств их элементов, от которых, главным образом зависит характер динамического режима и нагрузки в системе.

С этой целью нами проведены лабораторные исследования нагрузочных характеристик катков и резино-пружинных демпферов направляющих устройств сосудов, взятых с действующих подъемов, а так же выполнен анализ экспериментальных данных, проведенных другими авторами [36, 55].

При сжатии цилиндрического резинового катка проводником площадь контакта увеличивается за счет роста тангенциального размера пятна контакта. Из физических соображений понятно, что при изменении площади контакта проводника с резиной должна изменяться и опорная жесткость катка [23, 24].

Исследования нагрузочной характеристики двухрычажной роликовой направляющей с резино-пружинным демпфером изложены в работе [37]. В ней показано, что нагрузочная характеристика направляющей так же носит нелинейный характер, хотя ее нелинейность намного меньше, чем у сплошных катков направляющих типа НКП и вызвана геометрической нелинейностью деформирования рычажной системы.

На рудных подъемах широко применяются направляющие типа НКП-260(320) со сплошными катками без осевых выемок по бокам (рис. 5.8). Жесткость этих катков значительно выше, чем у катков с выемками.

Анализ работы подъемных сосудов в промышленных условиях показал, что в некоторых случаях, из-за конструктивных особенностей сосудов и узлов крепления проводников к расстрелам, возникают ситуации, в которых роликовые направляющие типа НКП устанавливаются на подъемном сосуде так, что площадь контакта резиновой оболочки боковых катков с проводниками может изменяться в осевом направлении во времени из-за лобовых отклонений сосуда от вертикали в процессе колебаний (рис. 5.8).

На рис. 5.10 приведены графики результатов цифровой обработки данных лабораторных исследований зависимостей статических упругих усилий направляющих от величины радиального сжатия, таких как: каток КМЦ–260 (320) с выемками (рис. 5.9, исходные данные взяты из [67]), каток НКП–320Р без осевых выемок в катке и с выемками при полном и частичном контакте катка с опорой, каток НКП–320КР (каток после длительной эксплуатации с износом по диаметру до 10 мм), каток двухрычажной универсальной направляющей (далее УРН–250) с резино-пружинным амортизатором [37].

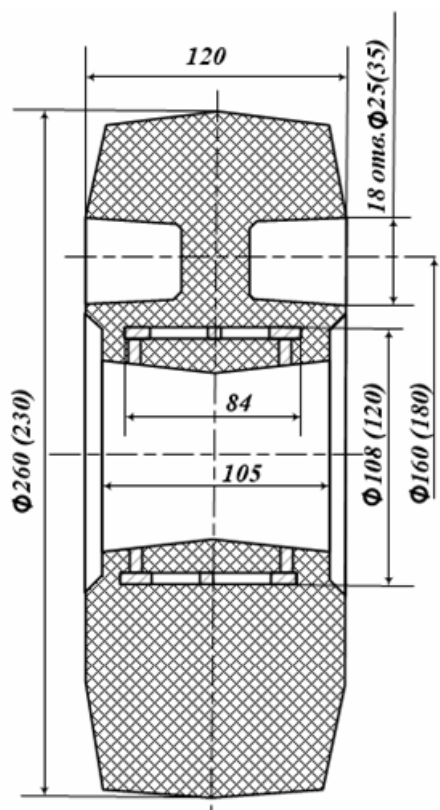


Рис. 5.9. Конструкция амортизирующих элементов КМЦ–260(320) направляющих типа НКП [67]

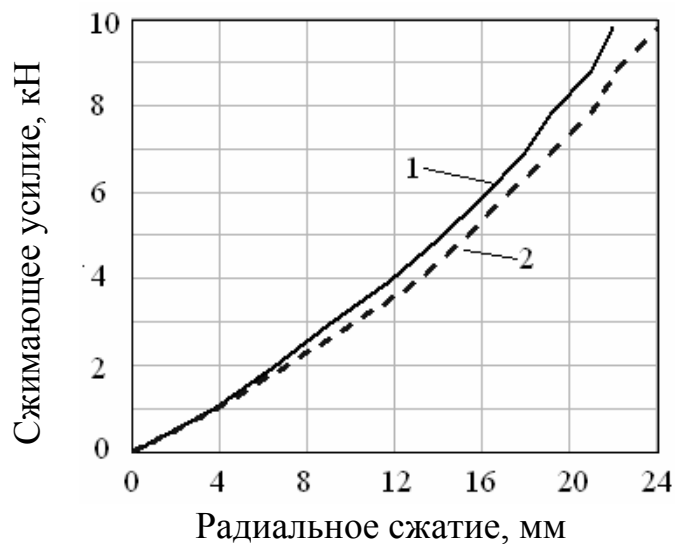


Рис. 5.10. Графики зависимостей сжимающих усилий амортизирующих элементов (направляющих типа НКП от величины радиального сжатия катков: кривая 1 – КМЦ–320, кривая 2 – КМЦ–260

Здесь и далее буквенная кодировка, указанная в типе направляющей после величины диаметра, соответствует предприятию, эксплуатирующему данный образец.

Обработка результатов измерений показала, что экспериментальные дан-

ные зависимости силы от величины сжатия исследованных резиновых катков (нагрузочные характеристики) в пределах рабочих деформаций 0...24 мм достаточно точно описываются параболической регрессией.

$$P(x) = C1 \cdot x + C2 \cdot x^2, \quad (5.20)$$

где $P(x)$ – сила статического сжатия, кН, $C1, C2$ – коэффициенты регрессии, x – сжатие, мм.

Для катка НКП–320Р цельного $C1=0.621; C2=0.02$.

Для катка НКП–320Р с выемками $C1=0.605; C2=0.014$.

Для катка НКП–260 с выемками $C1=0.223; C2=0.012$.

Для катка НКП–320 с выемками $C1=0.194; C2=0.011$.

По аналогии с линейной задачей можно ввести функцию жесткости катка $C_p(x)$ направляющей в виде

$$C_p(x) = C1 + C2 \cdot x. \quad (5.21)$$

Тогда сила упругости катка представится в виде

$$P_p(x) = C_p(x) \cdot x, \quad (5.22)$$

который целесообразно использовать при математическом анализе динамики системы «сосуд – армировка». О поведении функции нагрузочной характеристики катков за пределами указанного рабочего диапазона и оценки точности ее описания параболической регрессией (или кривой более высокого порядка) можно судить только на основании обработки данных более обширных лабораторных экспериментов конкретных катков за пределами нормированного рабочего диапазона деформаций.

Представляет интерес получение аналитической зависимости между действующей силой и величиной упругого сжатия катка. Такая зависимость может быть получена на основании решения задачи Герца о контакте двух упругих тел. Воспользовавшись решением, представленным в работе [37] о контакте двух упругих цилиндров и считая проводник цилиндром бесконечно большого радиуса с модулем упругости, во много раз превышающим модуль упругости резины, получим формулу

$$x(P) = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot h} \left[\frac{0.75}{Epr} \left(\ln \left(\frac{2 \cdot R}{0.128 \sqrt{\frac{0.75 \cdot P \cdot R}{h \cdot Epr}}} \right) + 0.407 \right) \right], \quad (5.23)$$

где $x(P)$ – упругое сжатие ролика; P – сила статического сжатия; Epr – приведенный модуль упругости катка [46]

$$Epr = Ep \frac{R^2}{R^2 - r}, \quad (5.24)$$

где Ep – модуль упругости резины; h – толщина катка, R , r – внешний и внутренний радиусы резиновой оболочки катка, соответственно.

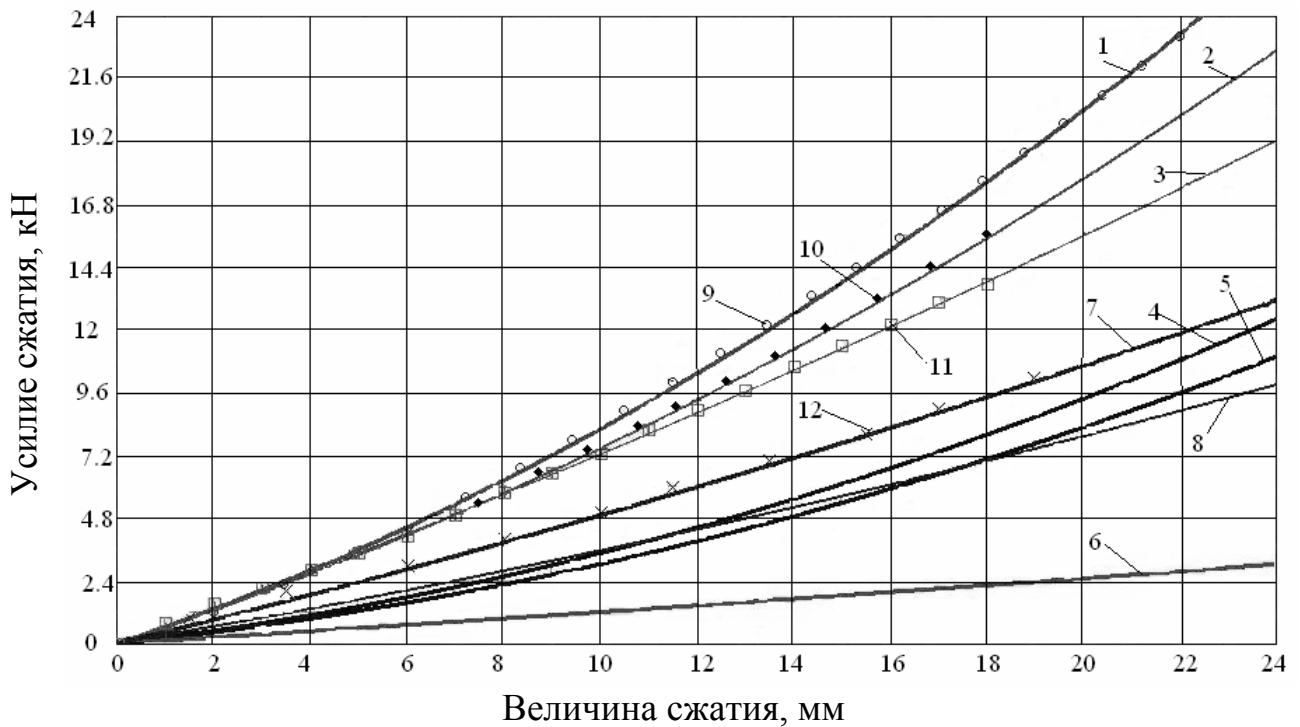


Рис. 5.11. Графики нагрузочных характеристик роликовых направляющих

На рис. 5.11 приведены следующие кривые: 1 – сплошной каток НКП–320Р (полное опирание на проводник); 2 – каток НКП–320Р с боковыми выемками (полное опирание на проводник); 3 – сплошной каток НКП–320Р (частичное опирание на узкую полосу в середине по ширине катка, ширина зоны контакта 68 мм); 4 – каток КМЦ–260 с выемками; 5 – каток КМЦ–320 с выемками; 6 – универсальная двухрычажная направляющая [37]; 7 – каток НКП 320КР (износ после эксплуатации 10 мм по диаметру, полное опирание, твердость по Шору 68 ед.); 8 – каток НКП 320КР (частичное опирание на полосу, ширина зоны контакта 38 мм); 9 – расчеты для сплошного катка НКП–320Р по формуле (2.23); 10 – данные экспериментов для НКП–320Р с боковыми выемками; 11 – данные экспериментов для регрессионной кривой 3; 12 – данные экспериментов для регрессионной кривой 7.

Видно, что получение обратной аналитической зависимости силы от сжатия, аналогичной (5.20), из этой формулы практически невозможно. Ее можно использовать только для численных экспериментов, построив таблицу значений $x_i(P_i)$, а по ней соответствующий график в координатах рис. 5.11. Варьируя зна-

чение E_p , можно добиться того, что полученная кривая совместится с кривой нагружения соответствующего сплошного катка с минимальной погрешностью.

Сплошные линии 1 – 8 – результаты параболической регрессии данных экспериментов.

Точечная кривая 9 на рис. 5.11 показывает, что значения нагрузочной характеристики катка НКП–260Р, полученные по формуле (5.23), практически совпадают с данными лабораторных экспериментов и с их аппроксимацией параболической регрессией при подобранной путем численных экспериментов величине модуля упругости материала катка $E_p=6.9 \cdot 10^6$ Н/м² (с параметрами $R=0.13$ м, $r=0.05$ м, $h=0.12$ м).

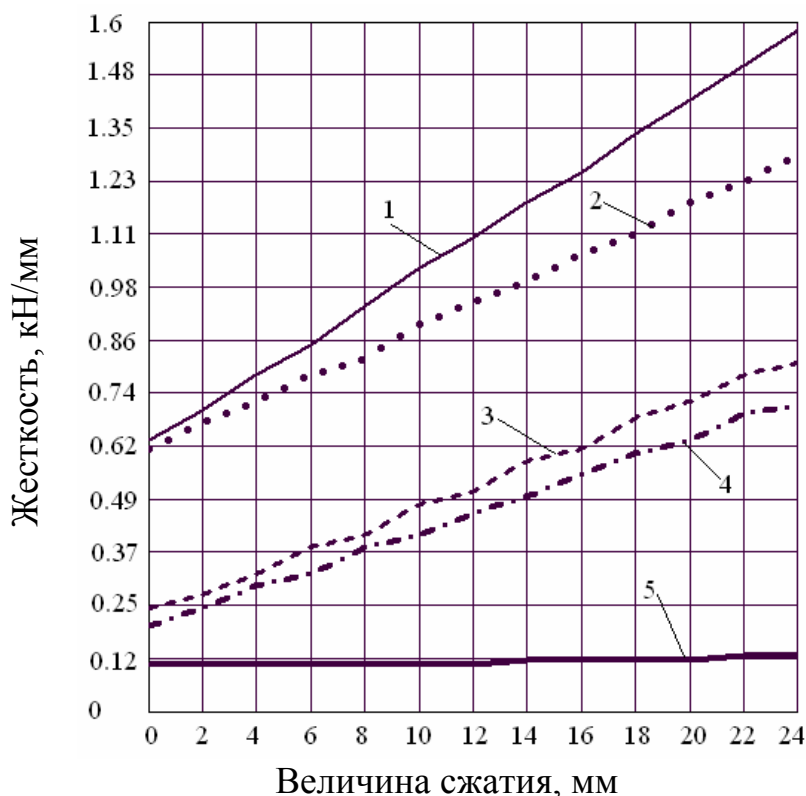


Рис. 5.12. Жесткости направляющих, приведенные к точке контакта с проводником:

1 – НКП–320Р без выемок, 2 – НКП–320Р с выемками, 3 – КМЦ–260 с выемками, 4 – КМЦ–320 с выемками, 5 – УРН–250

Из графиков на рис. 5.11 и рис. 5.12 видно, что при одинаковых значениях радиального сжатия упругие усилия катков значительно отличаются друг от друга. При величине сжатия 20 мм катки НКП–320Р почти в 2,5 раза более жесткие, чем катки КМЦ–320 и НКП–320Р и в 10 раз более жесткие, чем двухрычажные направляющие с резино-пружинным демпфером.

В пределах проектных деформаций (радиальное сжатие до 24 мм) приведенная жесткость растет с величиной их радиального сжатия от 2.5 до 3.5 раз, в то время как приведенная жесткость рычажной направляющей практически остается постоянной на всем рабочем ходе деформации амортизатора (увеличивается до 7%).

Жесткость катка КМЦ–260 превышает жесткость КМЦ–320 не более, чем на 15%, (влияние диаметра катка), а жесткость сплошного катка НКП–320Р превышает жесткость его аналога НКП–320Р с выемками на 20% (влияние выемок). Так как конструкции катков КМЦ–320 и НКП–320Р с выемками одинаковые, то различия в их опорных жесткостях могут быть объяснены только тем, что они изготовлены в разных условиях из материалов с существенно различными модулями упругости и составами исходного сырья.

Кроме этого, сравнение между собой кривых 1 и 3, а так же 8 и 7 показывает, что влияние смещения бокового катка с проводника при образовании неполного контакта (рис. 5.8б) так же существенно снижает опорную жесткость направляющих (до 35% в лабораторном эксперименте).

В тех случаях, когда сила инерции сосуда, возникающая из-за горизонтальных возмущений его движения искривленными проводниками, превышает максимально возможную силу упругости ролика в пределах рабочего кинематического зазора, жесткий башмак вступает в контакт с проводником. Опорная жесткость для подъемного сосуда в точка контакта определяется суммарным взаимодействием упругого ролика и упругого проводника в пролете или в ярусе.

Из рис. 5.8б так же видно, что на практике, в зависимости от конкретных производственных условий, направляющие типа НПК могут одновременно применяться со сплошными роликами, с перфорированными роликами; устанавливаться с полным по ширине ролика контактом с проводником или с частичным, меняющимся во время движения; с зазором между роликом и проводником или с гарантированным прижатием ролика к проводнику (только последний вариант соответствует требованиям руководства по эксплуатации направляющих).

Исследование влияния этих технических реализаций на динамику системы «сосуд – армировка» является специальной задачей научных исследований, направленных на разработку рекомендаций и технических решений по обеспечению проектного режима взаимодействия в данных производственных условиях, решаемой в данной диссертационной работе.

Исследование показало, что жесткости роликовых направляющих лежат в пределах от 100 кН/м (рычажных) до 600 – 1500 кН/м (НКП). Жесткости проводников – от 3000 кН/м до 90000 кН/м. На практике при относительно «мягких» армировках используются «мягкие» рычажные направляющие, а при относительно «жестких» – более жесткие направляющие типа НКП. Сравнивая между собой жесткости роликовых направляющих и жесткости проводников, видим, что они различаются между собой в 30 и более раз. То есть значения параметра $K \sim 30 \gg 1.0$. Из этого следует, что при моделировании динамики системы «сосуд – армировка» опорная жесткость для сосуда в пределах кинематического зазора до вступления в контакт башмака может считаться равной жест-

кости ролика (для любой конструкции направляющей), а при контакте – жесткости проводника для любой схемы армировки.

Из приведенных результатов видно, что не смотря идентичность конструктивных параметров роликовых направляющих, их реальные упруго-диссипативные свойства могут отличаться в 2 – 4 раза в силу особенностей изготовления на промышленных предприятиях. Это приводит к непрогнозируемости эффективности их работы по стабилизации движения подъемных сосудов в реальных условиях различных стволов.

5.3 Исследование показателей эффективности работы амортизирующих направляющих устройств подъемных сосудов по данным натурных измерений в промышленных условиях

Показателем эффективности работы роликовых направляющих является состояние рабочих поверхностей проводников и вкладышей предохранительных башмаков, которое контролируется согласно ПБ на угольных шахтах и ЕПБ на рудных стволах при ежесуточных осмотрах сосудов и армировки.

В идеальном случае, если ролики полностью выполняют свою функцию, жесткого контакта башмаков с проводниками не должно быть, а значит и не должно быть механического износа рабочих поверхностей обоих элементов оборудования ствола и сосуда. На практике, особенно в стволах с нарушенной геометрией, на некоторых участках происходит интенсивный механический контакт башмаков с проводниками, результат которого в виде следов истирания на проводниках и вкладышах может быть однозначно зафиксирован при инструментальных измерениях остаточной толщины проводников. Исследование характера изменения остаточной толщины рабочих поверхностей проводников по годам позволяет определить фактическое состояние эффективности работы направляющих в лобовой и боковой плоскостях проводников в условиях конкретного ствола, имеющего участок с нарушенной геометрией в районе зоны сдвижения горных пород.

Признаком неэффективной работы роликовых направляющих является повышенный механический износ вкладышей предохранительных башмаков и рабочих поверхностей проводников.

В реальных условиях эксплуатации единственным параметром, который в двух смежных отделениях ствола, принадлежащих одной подъемной установке, может иметь эксплуатационные показатели, резко отличающиеся друг от друга, является профиль проводников. Он складывается на протяжении эксплуатационного периода ствола под влиянием совокупности факторов – ремонтных работ по замене участков изношенных проводниковых балок и сдвижения горного массива. Как правило, второй фактор действует в одинаковой степени на армировку всех грузоподъемных отделений, в которых лобовая/боковая ориен-

тация проводников относительно расстрелов является одинаковой по отношению к доминирующему направлению сдвига.

Первый фактор очень индивидуален для каждого отделения в отдельности. Поэтому результаты динамических испытаний сосудов в двух смежных отделениях одной подъемной установки часто очень разнятся между собой [11 – 13, 16].

Проводники изготавливаются из гораздо более износостойкого материала, чем вкладыши башмаков, поэтому их скорость износа намного меньше и может быть заметна при анализе за гораздо более длительный промежуток времени, чем у башмаков, но ее усредненные значения за длительный период выявляют доминирующие свойства характера работы направляющих сосуда. Кроме того, к механическому истиранию еще добавляется коррозионный износ от воздействия агрессивной шахтной среды, который на вкладыши башмаков не успевает воздействовать в достаточной степени за время между их заменами.

Причин, влияющих на скорость износа по каждой рабочей грани проводника и по участкам ствола, несколько: перекосящий подъемный сосуд от смещения груза или деформации корпуса; крутящий момент от головного каната различной величины на различных участках ствола; местные искривления проводников на ограниченных участках, приводящие к затиранию сосуда или повышенной силе прижатия башмаков к определенным граням; частые ударные нагрузки повышенного уровня на локальных участках.

При изменении скоростного режима работы сосуда меняется интенсивность механического фрикционного взаимодействия башмаков с проводниками. Во-первых, с увеличением скорости подъема растет число циклов проездов сосуда по стволу за единицу рабочего времени. Например, за рабочую смену, за месяц. Поэтому даже при неизменной величине контактных нагрузок пропорционально возрастет работа сил трения за рабочую смену.

Во-вторых, в зависимости от динамического состояния системы «сосуд - армировка» на определенных участках ствола контактные динамические нагрузки могут возрастать с определенной степенью пропорциональности. Это так же увеличит работу сил трения за единицу рабочего времени.

Для разделения влияния этих двух факторов по готовым данным измерения износа необходимо ввести новый показатель – удельный износ за один рабочий цикл. Этот показатель рассчитывается как отношение износа, зафиксированного за определенный промежуток времени, на котором подъем работает с одной скоростью, к общему числу циклов за это время. Сравнивая между собой эти значения, полученные при работе на разных скоростях, можно получить следующие случаи:

- удельный износ (по каждой из граней проводников) на определенных участках ствола для всех скоростей практически не изменяется. Это значит, что работа сил трения на таких участках ствола определяется главным образом си-

лами квазистатического прижатия башмаков к проводникам, а уровень контактных нагрузок от изменения скорости не зависит;

- удельный износ меняется пропорционально изменению скорости. Это значит, что к силам квазистатического прижатия башмаков к проводникам, которые не зависят от скорости движения, добавляется еще и вклад ударных динамических нагрузок, зависящих от скорости подъема.

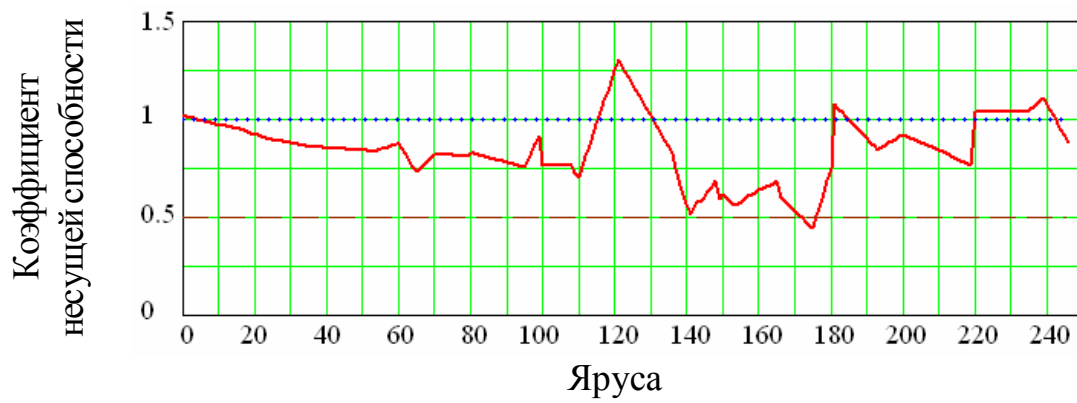
Изменения динамических нагрузок со скоростью характерно для проводников, имеющих вполне определенные нарушения вертикальности на участках ствола при отсутствии резонансного режима взаимодействия. Получение разных значений удельного износа для разных скоростей говорит о неблагоприятном состоянии профилей проводников. В этом случае удельный износ является диагностическим параметром состояния системы «сосуд – армировка».

Наиболее явно этот показатель работает на подъемах, где длительное время эксплуатируются направляющие скольжения без упругих амортизаторов. На них износ наиболее интенсивен и четко различается по рабочим граням проводников (лоб, бок), скорости подъема и участкам ствола. При необходимости, его анализ точно показывает, куда надо ставить центрирующие упругие направляющие для снижения квазистатических нагрузок и показывает, на каких участках ствола неблагоприятное сочетание геометрических параметров профилей проводников (даже при соблюдении нормативного отклонения 10 мм на смежных ярусах) создает рост динамических нагрузок с ростом скорости.

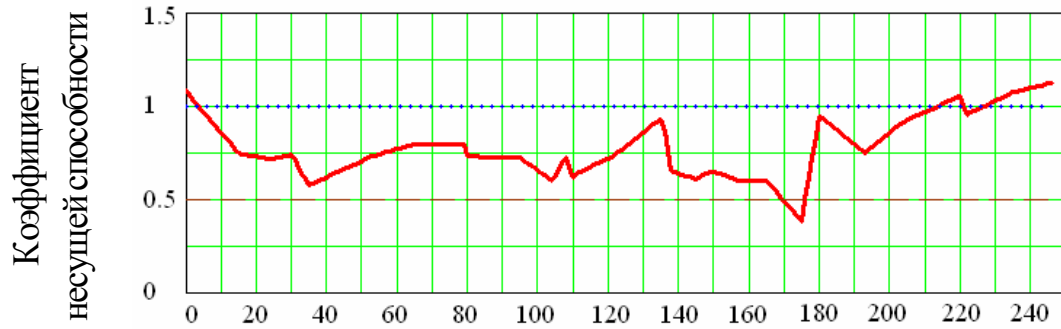
На рис. 5.13 приведены графики распределения по глубине ствола коэффициентов потери моментов сопротивления проводников и расстрелов скипового отделения рудоподъемного ствола. Они показывают величину остаточной опорной жесткости элемента армировки (в %) на каждом ярусе по отношению к проектной. Значения коэффициента несущей способности >1 соответствуют участкам, на которых в процессе текущих ремонтных работ была произведена замена проводников на новые, с большей, чем было предусмотрено первоначальным проектом, толщиной.

Балки проводника №7 сохраняют более 50% жесткости по всей глубине ствола от первоначальной (180x180x12 мм). Кроме ярусов №172 – 175, где она снижена до 45%. На ярусах №115– 130, 180 – 185, 219 – 242 она составляет более 100% по отношению к проектной, потому что там стоят проводники (180x180x14 мм и 180x180x16 мм).

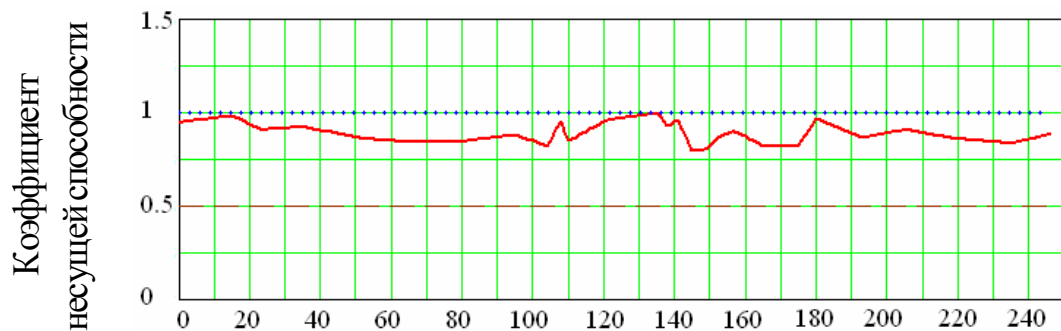
Балки проводника №8 сохраняют более 60% жесткости в основном по всей глубине ствола, кроме участка ярусов №164-175, где она снижена до 38%. На ярусах №213 – 221, 226 – 247 она составляет более 100%, потому что там стоят проводники (180x180x14 мм и 180x180x16 мм).



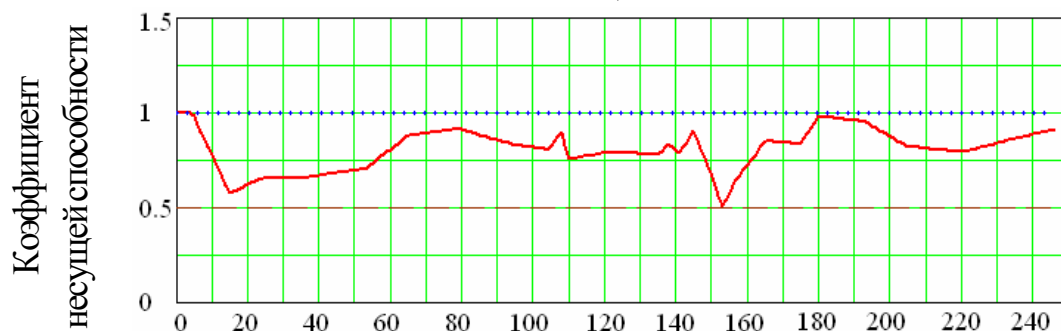
а)



б)



в)



г)

Рис. 5.13. Графики коэффициентов остаточной несущей способности:
 а) проводника №7; б) проводника №8; в) центрального скипового расстрела;
 г) южного скипового расстрела ствола

Эти графики показывают, что в реальных промышленных условиях потеря жесткости несущих элементов армировки при длительной эксплуатации является очень значительной и несимметричной по отношению к подъемному сосуду. Это основная причина необходимости разработки методов и средств снижения контактных нагрузок со стороны подъемных сосудов, которые возникают в данном случае из-за искривленности профилей проводников, вызванной нарушением геометрии стволов в зонах сдвижения горных пород.

5.4 Экспериментальные исследования динамики системы «сосуд – армировка» в промышленных условиях

Для определения конкретных параметров динамического взаимодействия сосуда с армировкой были проведены динамические измерения в промышленных условиях. Специализированная измерительная аппаратура устанавливалась на подъемном сосуде и регистрировала динамические параметры взаимодействия скипов с армировкой. Штатная записывающая система параметров подъемной установки установленная в машинном зале, регистрировала диаграмму окружной скорости установки, которая в последствии синхронизировалась с данными в компьютере аппаратуры, установленной на скипе.

Схема проведения измерений показана на рис. 5.14. Измерения проводились в соответствии с положениям нормативного документа [ГР–3–032–2004], определяющего порядок проведения динамических измерений на подъемном сосуде, с применением портативного компьютерного аппаратно-программного комплекса «ТЕХНОМАК» ИГТМ НАН Украины. План размещения аппаратуры показан на рис. 5.15. Измерительный блок крепился на смотровой площадке подъемного сосуда, датчики ускорений (Д1–Д6) жестко закреплялись на металлоконструкциях направляющих устройств (роликовых амортизаторов) верхнего и нижнего поясов и были ориентированы измерительными осями в лобовом и боковом направлениях проводников.

В рамках этих экспериментов на встроенный компьютер аппаратуры в цифровой форме записывались с высокой скоростью показания 6-ти акселерометров, установленных на основаниях роликовых направляющих, в точках крепления качающихся рычагов и ориентированных измерительными осями в лобовой и боковой плоскостях проводников. Роликовые направляющие имели пружинный амортизирующий блок с резиновыми ограничительными вставками.

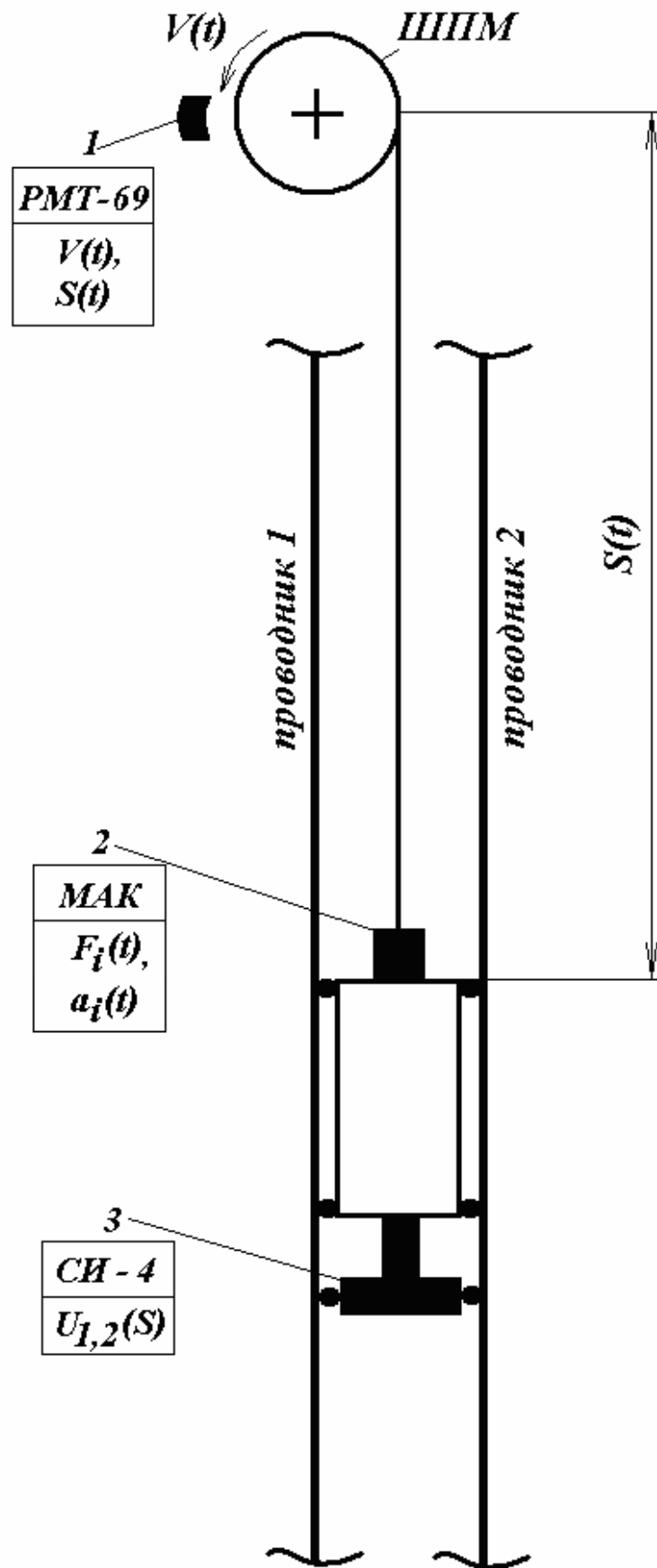


Рис. 5.14. Схема проведения измерений

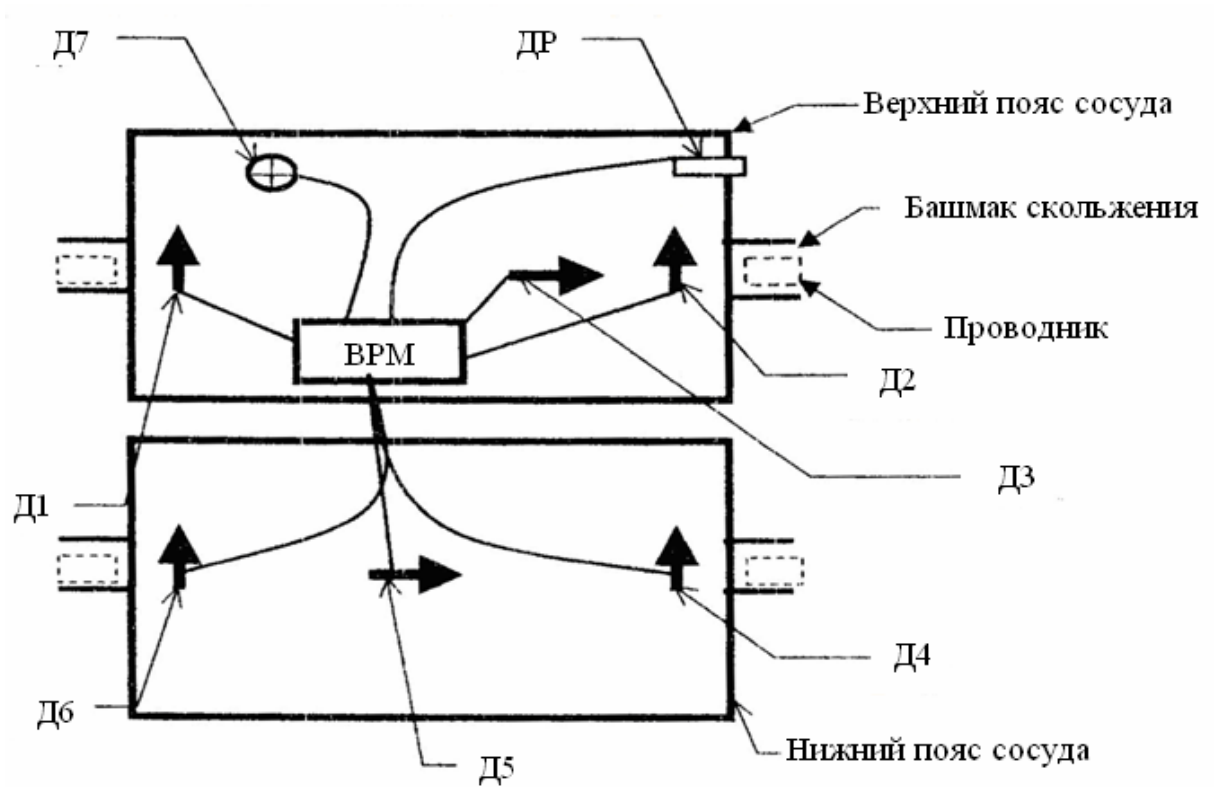


Рис. 5.15. План расположения аппаратуры для динамических измерений на подъемном сосуда

Измерения проводились на спуске порожнего и подъеме груженого скипов на рабочей скорости 10 м/с. Записанные в компьютер измерительной аппаратуры данные обрабатывались в лабораторных условиях. Результаты обработки, представленные в виде осциллограмм горизонтальных ускорений, показывают, что действующая система амортизаторов не обеспечивает безударного движения скипа по проводникам на участках нарушенной геометрии ствола.

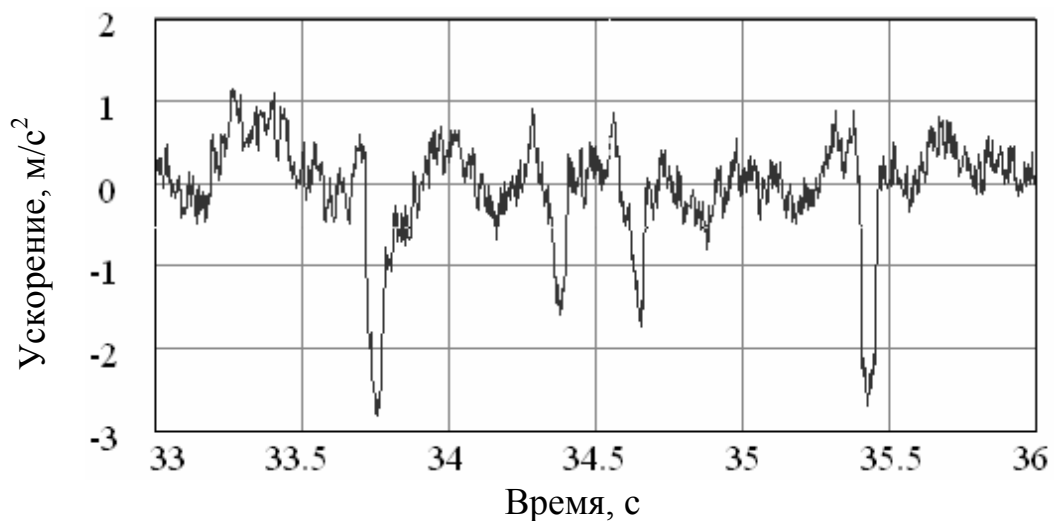


Рис. 5.16. Осциллограмма лобовых ускорений верхнего пояса груженого скипа

На рис. 5.16 приведены осциллограммы горизонтальных ускорений направляющих верхнего пояса скипа грузевого скипа, снабженного такими направляющими, при подъеме на скорости 12 м/с. Из осциллограммы видно, что низкочастотные колебания сосуда, в пределах кинематического зазора между проводником и башмаком, с ускорениями до 1 м/с^2 , сопровождаются кратковременными ударными импульсами с перегрузками до 2.8 м/с^2 . В течение этих импульсов и реализуются наибольшие контактные нагрузки на проводники [40].

Это показывает, что применяющиеся на практике роликовые рычажные направляющие, не смотря на наличие поглощающих элементов в виде резиновых вставок, не защищают систему «сосуд – армировка» от жестких ударов предохранительных башмаков по проводникам на скорости 10 – 12 м/с.

Экспериментальными исследованиями в промышленных условиях определено, что стволах с нарушенной геометрией роликовые направляющие, применяемые в настоящее время, не обеспечивают эффективного снижения контактных нагрузок на армировку до необходимого уровня с переходом на проектные скорости подъема.

Изложенное выше говорит о необходимости совершенствования средств стабилизации движения большегрузных сосудов, работающих на повышенных скоростях в условиях действующих стволов в зоне сдвигения горных пород или значительными эксплуатационными искривлениями профилей проводников.

6 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМ «СОСУД – АРМИРОВКА» И РАЗРАБОТКА СРЕДСТВ СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ В СТВОЛАХ С НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

С позиций механики проблема стабилизации динамического взаимодействия скипов с проводниками жесткой армировки имеет достаточно сложный характер. Ее решение определяется соотношением между параметрами систем «скип -армировка» и, в частности, соотношением между собственными частотными характеристиками колебаний скипов на роlikоопорах и внешними поличастотными возмущениями со стороны проводников при условии, что система работает в устойчивом режиме по отношению к параметрическим возмущениям, вызванным переменной жесткостью на шаге армировки. Скипы на угольных и рудных подъемах горнодобывающих предприятий работают, в основном, на скорости 8 – 12 м/с, осуществляя спуск/подъем по двум ниткам коробчатых проводников, с которыми взаимодействуют через упругие роликовые направляющие и жесткие стальные башмаки скольжения. Скип движется под действием силы натяжения одного или нескольких упругих канатов.

Характерной особенностью некоторых стволов является то, что они находятся в зоне влияния сдвижения горных пород и имеют существенные нарушения вертикальности проводников на локальных участках. При проведении динамических испытаний на скорости подъема 10 – 11 м/с на этих участках фиксируется появление повышенных контактных нагрузок на проводники со стороны подъемных сосудов.

Во время движения по стволу скип совершает вынужденные горизонтальные колебания в лобовой и боковой плоскостях в пределах кинематических зазоров между рабочими поверхностями предохранительных башмаков и проводников. Амплитуды и частоты этих колебаний определяются инерционными параметрами скипа, жесткостью роликовых направляющих, параметрами кривизны профиля каждого проводника и вертикальной скоростью движения скипа.

В стволе присутствуют участки проводников с разными параметрами кривизны. Поэтому амплитудно-частотные параметры горизонтального возмущения, действующего на скип со стороны проводников и передающегося через упруго-диссипативные узлы роlikоопор, существенно различаются между собой на разных участках ствола.

В стволах существуют участки, на которых отклонения проводников от вертикали малы, не превышают 3 – 5 мм и распределены по протяженному участку ствола, имеющему длину 10 – 30 длин сосуда. На таком участке скип движется в безударном режиме, совершая низкочастотные колебания с опиранием на проводники только через подпружиненные роликовые направляющие в пределах рабочего хода пружин, то есть, совершает проектный безударный режим взаимодействия с армировкой.

Так же в стволах есть участки, на которых локальные отклонения профиля носят знакопеременный характер или значительные односторонние отклоне-

ния от вертикали. Если амплитуды знакопеременных или локальных отклонений профиля проводников от вертикали достигают 20 – 30 мм на длине скипа (это 3 – 4 пролета ярусов армировки), амплитуды вынужденных колебаний так же выходят за пределы кинематического зазора (по требованиям Правил безопасности максимальный зазор не должен превышать 23 мм на сторону), и в жесткий контакт с проводниками вступают рабочие поверхности предохранительных башмаков.

Экспериментально установлено, что максимальные контактные усилия в случае ударно-циклического взаимодействия сосуда с проводниками в этих условиях достигают 50 – 60 кН [10]. Высокий уровень эксплуатационных нагрузок приводит к ускоренному износу проводников, снижает ниже допустимого уровня динамические запасы прочности проводников и расстрелов, узлов их крепления. Высокие динамические контактные нагрузки приводят к ускоренному образованию усталостных трещин, разрыву сварочных швов проводников. Поэтому главным фактором, определяющим надежность и безопасность работы системы «сосуд – жесткая армировка», является уровень динамических нагрузок на проводники со стороны подъемного сосуда.

Эти нагрузки определяются двумя составляющими: нагрузка, воспринимаемая роликовым амортизатором, и нагрузка, воспринимаемая жестким предохранительным башмаком сосуда. Максимальный уровень этих нагрузок главным образом определяется кривизной проводников на локальном участке ствола, вертикальной скоростью и массой сосуда.

Роликовые подпружиненные амортизаторы скипа предназначены для его удержания в центрированном положении относительно коробчатых проводников в пределах кинематических зазоров и предотвращения жесткого контакта башмаков с проводниками при колебаниях сосуда.

Основной характеристикой, определяющей работу роликовой направляющей подъемного сосуда, является вид зависимости между горизонтальным перемещением точки контакта ролика с проводником и усилием сопротивления, которое определяется конструкцией, параметрами и упруго-диссипативными характеристиками системы направляющих.

Фактически надо обеспечить такой режим движения сосуда относительно армировки по всему стволу (отдельно в лобовой и боковой плоскостях), чтобы все горизонтальные возмущения от проводников поглощались с помощью системы роликовых амортизаторов не приводя к жесткому ударному контакту башмаков с проводниками, то есть обеспечить режим движения с суммарными нагрузками на проводник не более 10-12 кН [14].

Для теоретического решения данной задачи возможно применение различных систем математического моделирования, включающих как непосредственный вывод дифференциальных уравнений движения системы с их последующим аналитическим и численным решением классическими методами, так и конечно-элементное моделирование в стандартных системах программирования.

6.1 Математическое моделирование динамики системы «сосуд – армировка»

Математическому моделированию динамики системы «сосуд – армировка» посвящено достаточно большое число работ. Наиболее полно на сегодняшний день они изложены и обобщены в работах профессора Дворникова В.И. [19 – 22]. Главная особенность этих исследований состоит в том, что в них решались задачи динамики и определения параметров элементов системы направляющих для стволов с проектными параметрами профилей проводников. В стволах с нарушенной геометрией геометрические параметры профилей проводников могут существенно отличаться от проектных, и их корректировка может быть сильно затруднена в связи со сложными горно-техническими и геологическими условиями.

При моделировании взаимодействия скипа с армировкой считается, что он совершает горизонтальное движение под действием 4-х вынуждающих кинематических воздействий в лобовой и 8-и в боковой плоскостях по законам, заданным как известные функции времени.

Параметры подъемной установки, использованные при расчетах, приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Параметры скипового подъема шахтного ствола

1. Высота подъема	940 м
2. Скорость подъема	10,9 м/с (рабочая)
3. Тип подъемных сосудов	Скипы: СО-9,5-174-3.0.12.000-ФО
4. Собственная масса сосудов	17000 кг
5. Грузоподъемность	До 23000 кг

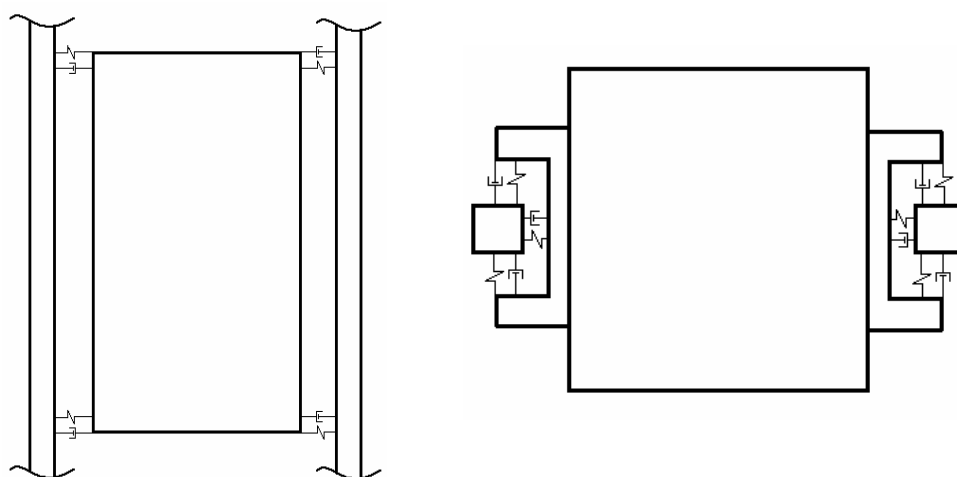


Рис. 6.1. Схема твердотельной модели системы «скип – роликовые направляющие – проводники»

Твердотельная модель скипа взаимодействия с участками проводников посредством упруго-диссипативных связей роликовых направляющих показана на рис. 6.1.

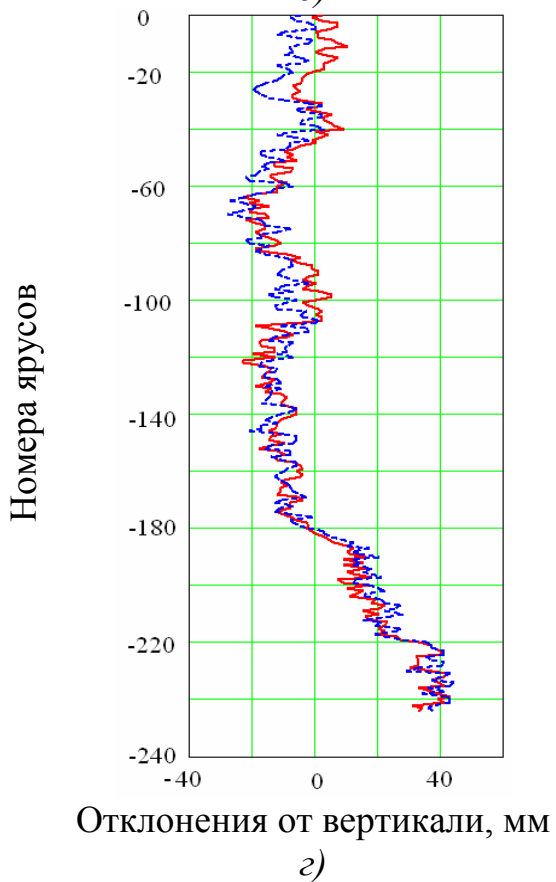
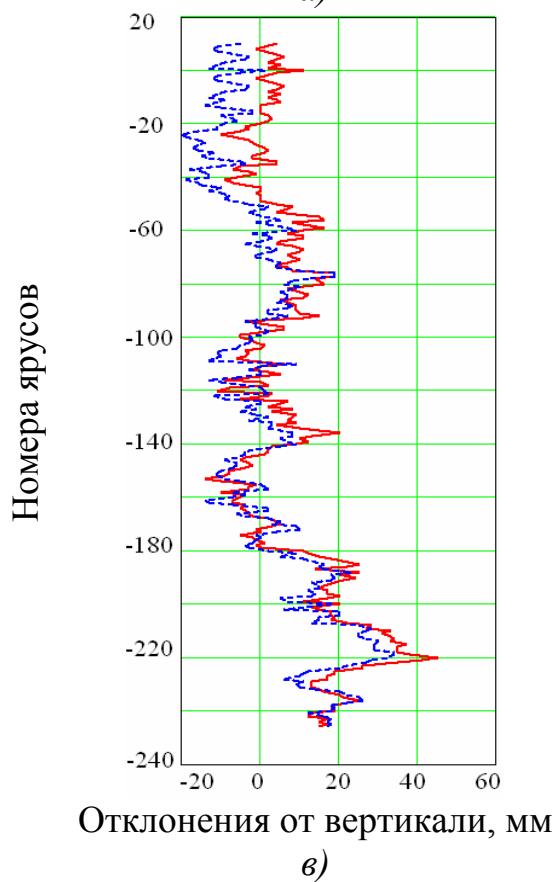
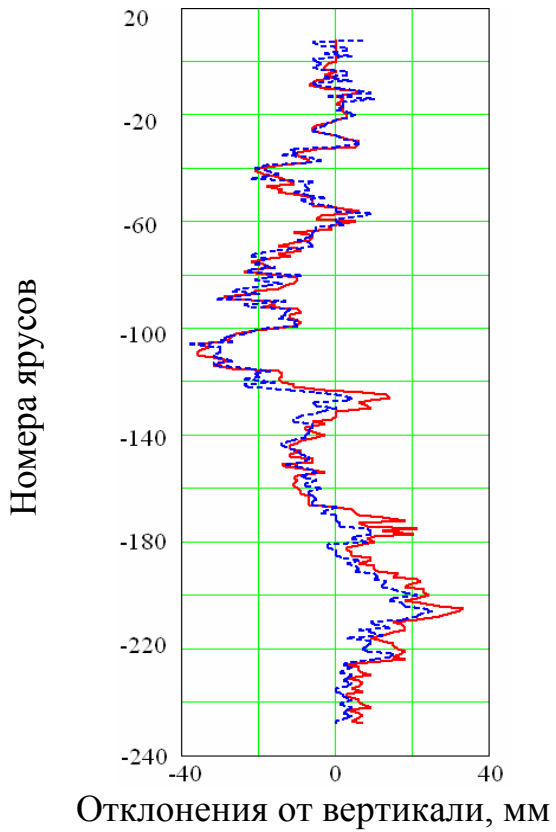
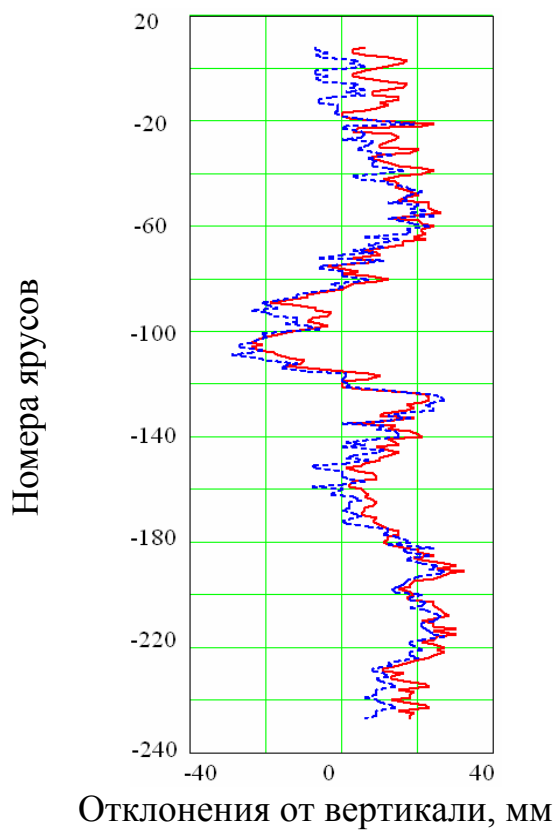


Рис. 6.2. Профили проводников: а) проводники №7, №8; б) проводники №9, №10; в) проводники №1,2; г) проводники №5, №6

Горизонтальные перемещения проводников относительно скипа моделируются функциями времени, которые определяются специальным образом с использованием средств математического процессора на основании реальных маркшейдерских данных отклонений проводников от вертикали на каждом ярусе армировки (рис. 6.2), данных раскладки номеров ярусов по глубинным отметкам в стволе и диаграммой вертикальной скорости скипа (рис. 6.3), измеренной цифровым блоком аппаратуры управления подъемной машиной.

Проводники установлены на заданных расстояниях от скипа, равных реальным кинематическим зазорам на сторону, граничные значения которых равны 15 – 23 мм, определяемым Правилами Безопасности. При вычислительных экспериментах зазоры варьируются внутри и за пределами этих границ, так как в стволах с нарушенной геометрией во избежание заклинивания сосудов на искривленных участках зазоры могут достигать 30 – 40 мм, а на участках сужения колеи уменьшаться менее чем до 10 мм на сторону.

На рис. 6.2 приведены профили проводников в скиповых отделениях шахтных стволов. При движении скип проезжает по проводникам, контактируя с каждым сечением поочередно верхними и нижними направляющими, отдельно с одной и с другой стороны. Функции, задающие мгновенные значения горизонтального отклонения каждого проводника от вертикали на верхнем и нижнем поясах скипа в зависимости от времени в цикле, строятся с использованием реальных диаграмм скорости спуска/подъема, записанных системой управления приводом подъемной машины.

Для нижнего яруса сосуда момент времени, в котором задаются горизонтальные перемещения участка проводников, вычисляется со сдвижкой на время прохода сосудом пути, равного высоте сосуда с текущим значением скорости.

Ниже приведены результаты исследования зависимости динамических нагрузок между скипом и проводниками в указанных скиповых отделениях стволов от величины кинематического зазора и жесткости, присущих действующим типам направляющих. При выполнении данных исследований диссипацией энергии пренебрегли для получения более чистой картины взаимодействия (контактные нагрузки при этом будут заведомо больше, чем с учетом диссипации энергии).

На рис. 6.3а приведены графики лобовых колебаний южного скипа между проводниками в лобовой плоскости при начальном зазоре в районе базовой отметки 15 мм на сторону с жесткостью каждой из роликовых направляющих 150 кН/м.

Видно, что в процессе движения скип на одних участках движется в безударном режиме, взаимодействуя с проводниками только через роликовые направляющие, а на других вступает с ними в жесткий контакт. При этом частота колебаний на участках ударного взаимодействия больше, чем на участках плавного движения.

На рис. 6.3б приведены графики контактных нагрузок взаимодействия южного скипа рудоподъемного ствола с проводниками в этом же цикле подъема на этапах разгона, равномерного движения и начала замедления. Видно, что на участках значительных местных искривлений проводников возникают ударные нагрузки со стороны скипа по верхнему и нижнему поясам направляющих.

На рис. 6.4а, 6.4б приведены укрупненные фрагменты этих же графиков на участке интенсивного ударно-циклического взаимодействия скипа с проводниками от 70-й до 100-й секунды подъема. Видно, что частота соударений скипа с проводниками с учетом контактов всех 4-х башмаков достигает 4 – 5 Гц. Кроме того, на участках с различными параметрами профилей величины нагрузок отличаются друг от друга в несколько раз. Не смотря на доминирующий характер взаимодействия с небольшим уровнем контактных нагрузок, встречаются отдельные участки цикла с одиночными резкими ударами значительной величины.

На рис. 6.4в и 6.4г приведены графики перемещений скипа и контактных нагрузок для случая, когда один из проводников из-за опирания на расстрел, усиленный упором, имеет жесткость в 2 раза большую, чем другой. Из графика на рис. 6.4г видно, что в этом случае контактные нагрузки на более жесткий расстрел примерно в 2 раза большие, чем на второй.

В каждый момент времени динамика сосуда определяется параметрами профиля на текущем участке движения. Параметры профиля каждого отдельного проводника являются случайным набором чисел, обладающих собственными статистическими характеристиками. Динамика сосуда формируется как собственными параметрами профиля каждого из двух его проводников, так и их сочетанием между собой.

Исследования на вычислительной модели показывают, что при движении скипа по одной и той же диаграмме скорости, при одной и той же жесткости направляющих изменение кинематических зазоров создает в системе тенденцию к общему снижению уровня контактных нагрузок. Но при этом их пиковые значения реализуются в различных точках ствола в пределах общего участка с повышенным уровнем ударно-циклического взаимодействия.

При разной жесткости направляющих сосудов по-разному входит в каждый последующий участок ствола. Мгновенные значения кинематических зазоров на входе в каждый последующий по ходу движения участок формируются в конце предыдущего участка и зависят от жесткостей всех направляющих (в лоб и в бок). Поэтому наезд сосуда на одну и ту же неровность профиля при разных начальных зазорах на входе в участок с неровностью дает разные контактные нагрузки, так как встреча каждой направляющей с наклоненным участком проводника происходит с разными относительными горизонтальными скоростями соударения.

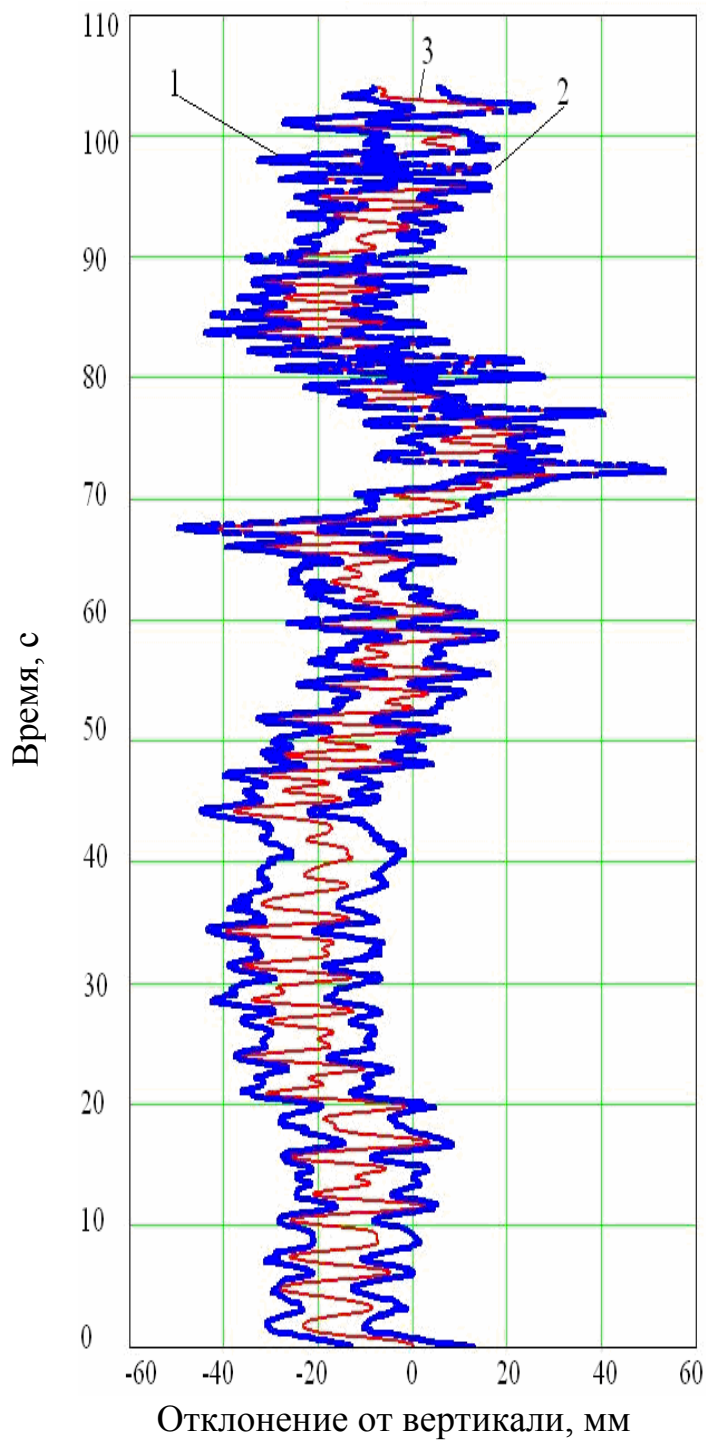


Рис. 6.3а. Графики перемещений башмаков верхнего пояса скипа в проводниках по глубине ствола:
 1 – проводник №1; 2 – проводник №2;
 3 – сосуд

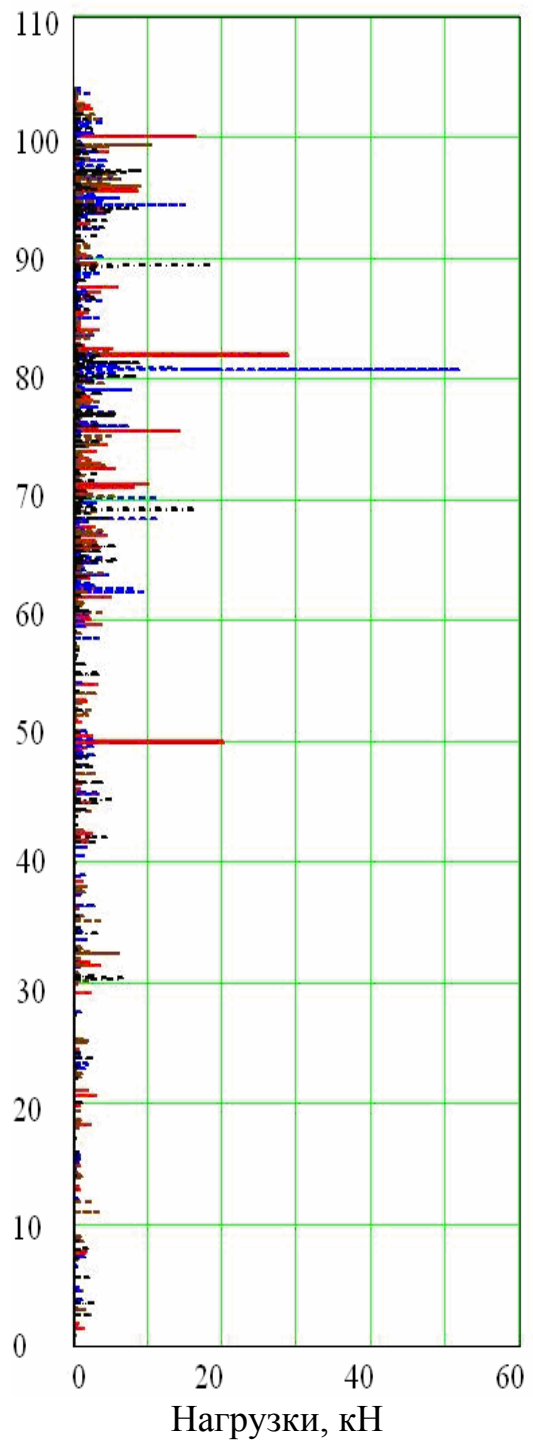
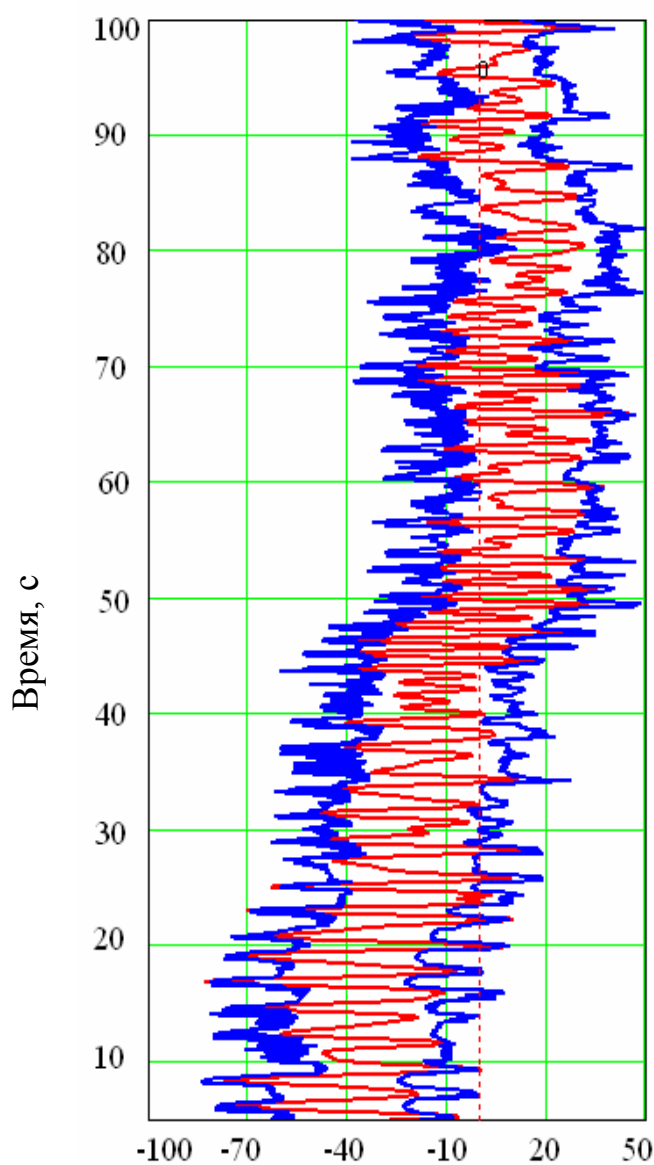
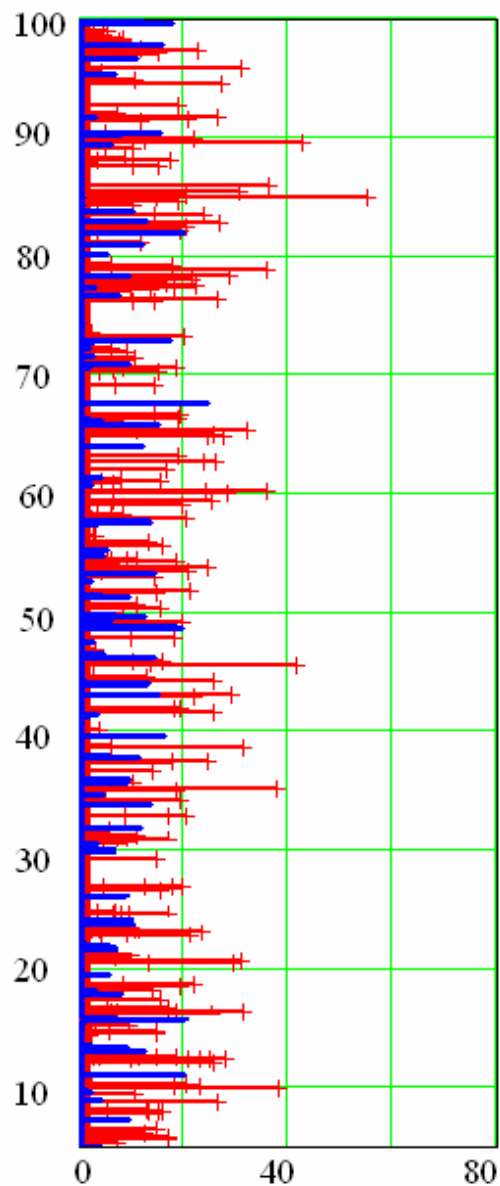


Рис. 6.3б. Графики контактных усилий между скипом и проводниками по глубине ствола



Отклонение от вертикали, мм

Рис. 6.4в. Графики перемещений башмаков верхнего пояса скипа в проводниках с разной опорной жесткостью



4000 кН/м
2000 кН/м

Нагрузки, кН

Рис. 6.4г. Графики контактных усилий при разной опорной жесткости проводников

На рис. 6.5 показаны графики резонансных частот конечно-элементной модели системы «скип – роликовые направляющие – проводники» по 5-ти степеням свободы, определенные в зависимости от приведенных к точке контакта ролика с проводником жесткостей направляющих.

Видно, что с увеличением жесткости каждой роликоопоры до 7 раз частоты колебаний в лобовой и боковой плоскостях по каждой из степеней свободы возрастают в $\sqrt{7}=2,6$ раза. При этом из-за того, что в боковой плоскости коле-

бания сосуда определяются жесткостями 4-х одинаковых роликоопор, а в боковой 8-ю, собственные поступательные и угловые частоты колебаний в боковой плоскости выше соответствующих частот в лобовой плоскости (кривые 2 и 4, 1 и 3) в $\sqrt{2}=1,4$ раза. Это полностью согласуется с физической сущностью исследуемого процесса и подтверждает корректность разработанной вычислительной модели.

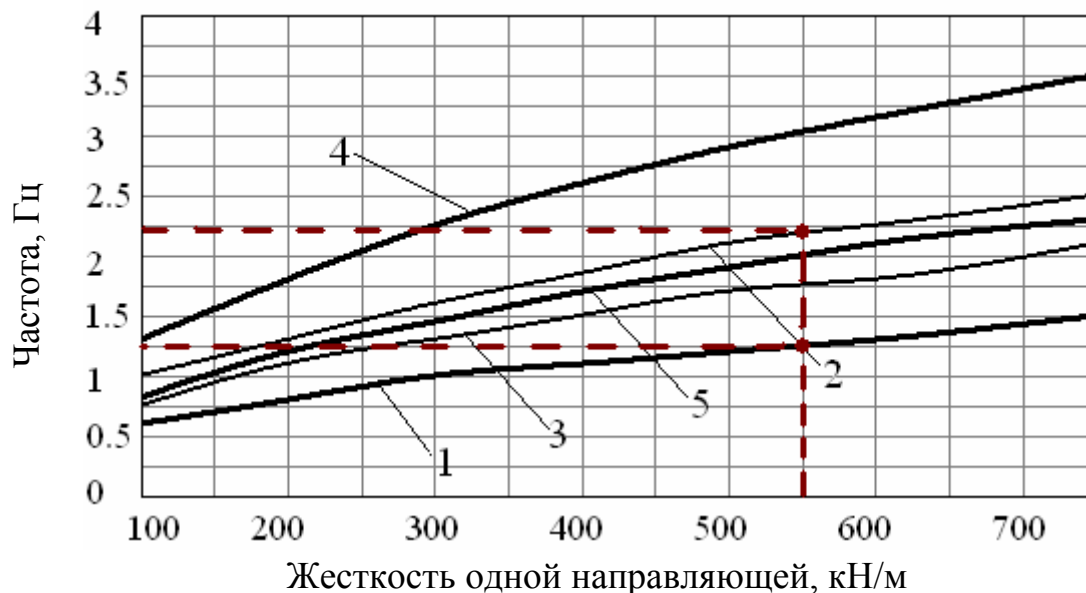


Рис.6.5. Собственные частоты системы «скип – роликовые направляющие»:

- 1 – поступательная частота в лобовой плоскости;
- 2 – угловая частота в лобовой плоскости вокруг боковой оси инерции;
- 3 – поступательная частота в боковой плоскости;
- 4 – угловая частота в боковой плоскости вокруг лобовой оси инерции;
- 5 – угловая частота в боковой плоскости вокруг оси каната.

На рис. 6.6 приведены спектры геометрически параметров профилей системы проводников 7/8 южного скипового отделения ствола (рис. 6.2а) на участке повышенного уровня ударного взаимодействия: поступательного перемещения скипа и угла наклона в лобовой плоскости на интервале подъема 60 – 100 с.

Из рис. 6.6 видно, что профиль системы проводников 7/8 в лобовой плоскости при диаграмме скорости подъема рис. 4в на участке подъема 60 – 100 сек создает возмущения наклонным колебаниям скипа с частотами в интервалах: 0,1 – 0,7 Гц, 1,0 – 1,5 Гц, 2,0 – 2,5 Гц. По поступательным лобовым перемещениям скипа существенные возмущения присутствуют только на очень низких частотах от 0,1 до 0,25 Гц.

Сравнивая эти спектры с графиками резонансных частот на рис. 6.6 видим, что наибольшая динамическая реакция скипа на профиль данных проводников приходится на его наклонные колебания в лобовой плоскости (кривая 2,

диапазон резонансной частоты 0,5 – 2,5 Гц). Это хорошо согласуется с картиной соударений, приведенной на рис. 3.6б, на которой башмаки поочередно вступают в ударный лобовой контакт с проводниками.

На рис. 6.7 приведены спектры колебаний скипа при жесткостях пружин роликов 150 кН/м и 550 кН/м на участке интенсивного ударного взаимодействия с проводниками (рис. 6.4). Видно, что в первом случае доминируют частоты 0,5 – 0,65 Гц и 0,8 – 1,2 Гц. Эти частоты совпадают с резонансными частотами скипа при данной жесткости пружин (рис. 6.5, кривые 1 и 2).

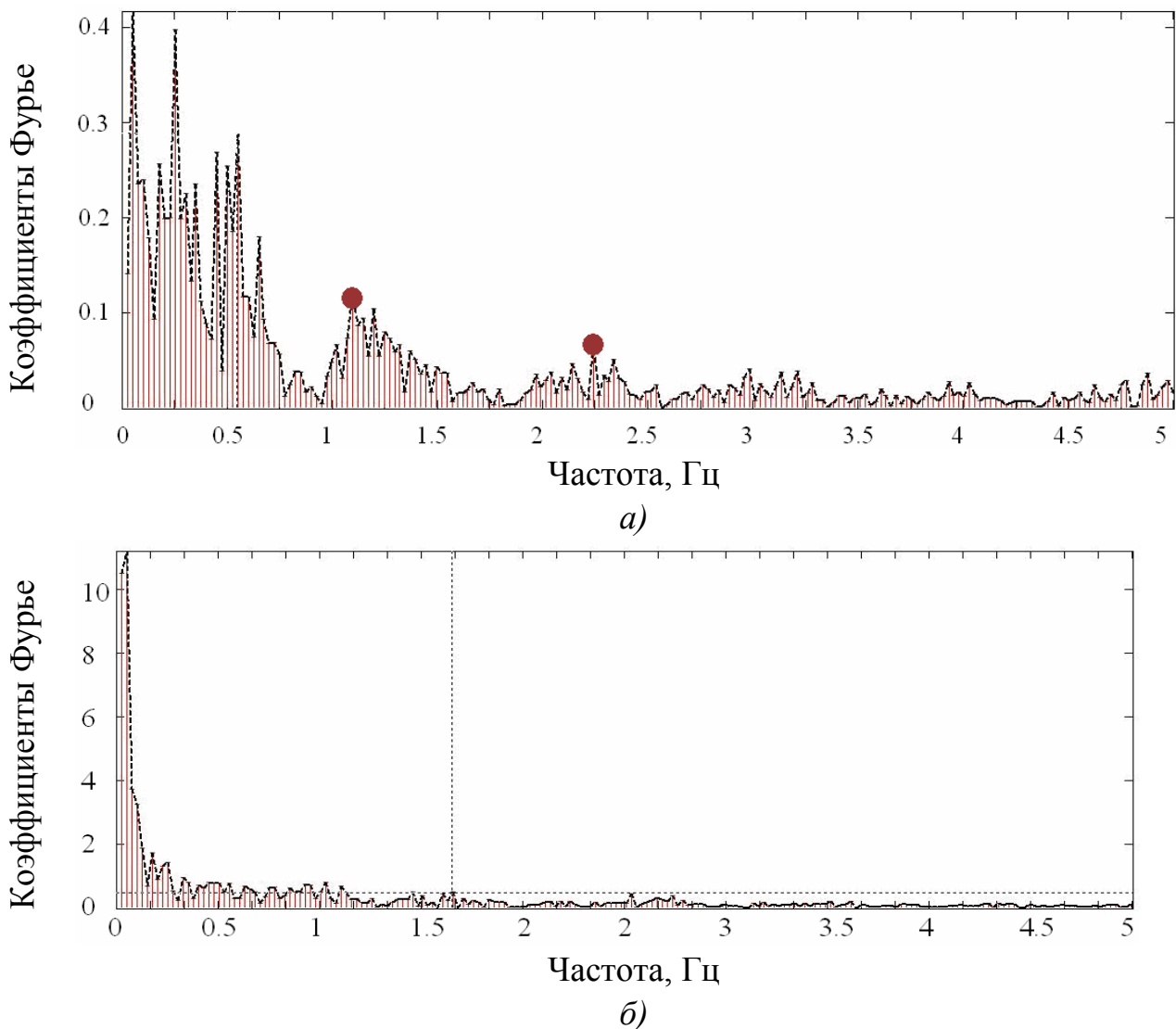


Рис. 6.6. Спектр возмущений скипа проводниками:
а) по углу наклона его оси; *б)* по его поступательному перемещению

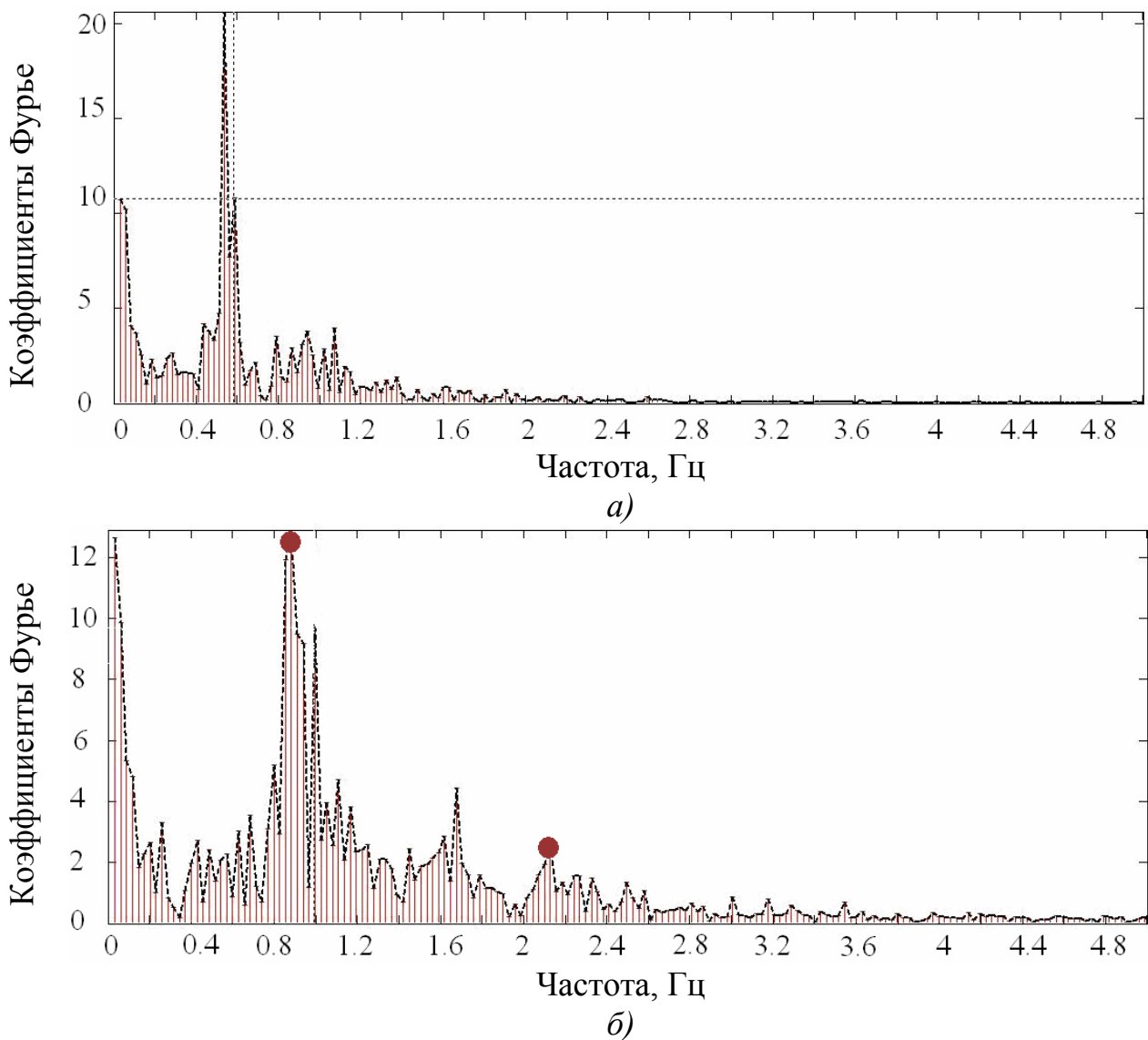


Рис. 6.7. Спектр колебаний скипа:
 а) при жесткости пружин 150 кН/м; б) при жесткости пружин 550 кН/м

Во втором случае значения доминирующих частот возрастают до 0.8 – 1.25 Гц, 1.5 – 1.8 Гц, 2.1 – 2.3 Гц. Они так же лежат в области резонансных частот при этой жесткости пружин роликов.

Численное исследование зависимостей максимальных контактных нагрузок в цикле подъема скипа от жесткости роликоопор при разных значениях кинематических зазоров на сторону на базовой отметке ствола, показало, что с увеличением зазора максимальные нагрузки имеют тенденцию к уменьшению.

Это качественно согласуется с результатами обработки данных аппаратных измерений нагрузок аппаратурой АКН института НИГРИ, приведенными в работе [41] для вертикального ствола Таштагольского рудника, и соответствует физической сущности исследуемого процесса при отсутствии в системе параметрического резонанса, вызванного переменностью жесткости проводников на длине шага армировки [39].

Аналогичная тенденция наблюдается при увеличении жесткости ролико-

опор с неизменными значениями кинематических зазоров на базовой отметке. Контактные нагрузки между башмаками и проводниками снижаются с ростом жесткостей направляющих в пределах 100 кН/м – 700 кН/м до 3-х раз для приведенных на рис. 6.2а профилей проводников при подъеме груженого скипа по диаграмме скорости, приведенной на рис. 3.3в. При этом их пиковые значения реализуются в различные моменты времени на разных моделируемых проездах по одинаковым диаграммам скорости.

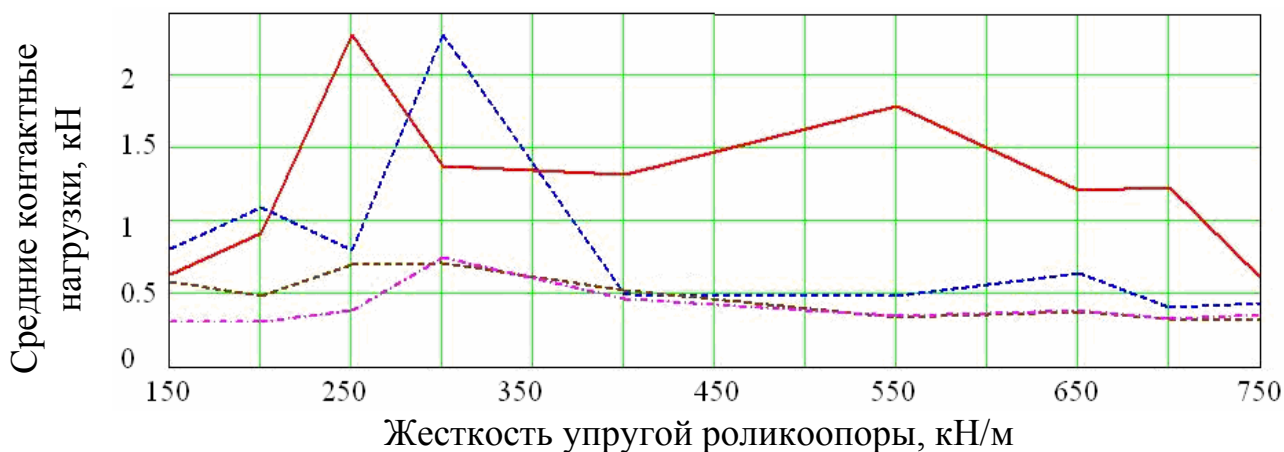


Рис. 6.8. Зависимость средних нагрузок при движении скипа от жесткости направляющих

Графики на рис. 6.8 показывают средние за время прохода скипом участка ствола с повышенными ударными контактами башмаков с проводниками в интервале 60 с – 100 с подъема в зависимости от жесткостей направляющих для различных значений базовых зазоров. Видно, что контактные нагрузки для всех значений зазора имеют максимум в интервале жесткостей 250 кН/м – 350 кН/м. Сопоставительный анализ этих результатов с кривыми на рисунках 3.7 и 3.8 показывает, что частоты возмущений от профилей проводников на данном участке ствола оказываются наиболее близкими к собственным частотам колебаний скипа при этих значениях жесткостей роликоопор, что создает предпосылки для резонансного нарастания его колебаний в этом отделении ствола.

6.2 Разработка дифференциальной математической модели взаимодействия скипов с армировкой в условиях стволов с нарушенной геометрией

В данном разделе решается задача разработки аналитической дифференциальной математической модели, описывающей процесс динамического взаимодействия подъемного сосуда с проводниками жесткой армировки с включением в нее функций, описывающих работу роликовых направляющих сосуда, снабженных гидропружинными блоками. Модель предназначена для исследования устойчивости колебаний сосуда с учетом особенностей взаимного расположения катков роликовых направляющих и коробчатых проводников и дина-

мической реакции сосуда на локальные искривления их профилей с учетом фактической диаграммы скорости вертикального движения подъемного сосуда.

Сосуд в горизонтальной плоскости совершает пространственное движение с колебаниями по пяти степеням свободы. На основании теорем об изменении момента количества движения и о движении центра масс сосуда с учетом действующих на него сил запишем общие дифференциальные уравнения движения сосуда в проводниках в векторной форме

$$\frac{d\bar{L}}{dt} = \bar{M}a, \quad \frac{Q}{g} \frac{d^2}{dt^2} \bar{U}_c = \bar{R}, \quad (6.1)$$

где \bar{L} – вектор момента количества движения сосуда, $\bar{M}a$, \bar{R} – соответственно главный момент и главный вектор активных сил, действующих на сосуд, Q – сила веса сосуда, g – ускорение свободного падения, \bar{U}_c – вектор перемещения центра масс сосуда.

В реальных промышленных условиях в силу того, что габаритные размеры катков роликовых направляющих и узлов крепления проводников к расстрелам не позволяют установить катки относительно центров плоских рабочих поверхностей коробчатых проводников так, чтобы ролики оставались в полном контакте с проводниками, синхронно с при лобовыми отклонениями скипа меняется ширина пятна контакта бокового ролика и его опорная жесткость.

Кроме того, в последнее время на ряде действующих стволов в качестве коробчатых проводников начали применять цельнотянутый профиль со скругленными угловыми ребрами. При габаритных размерах такого профиля 160x160 мм или 180x180 мм, зона закругления на каждом ребре достигает 10 – 30 мм. Это в еще большей степени уменьшает эффективную площадь контакта поверхности ролика с плоской частью рабочей поверхности проводника и вносит изменение в значение опорной жесткости всей направляющей типа НКП.

Для изучения влияния лобовых колебаний сосуда на боковые через периодическое изменение жесткости боковых роликов, вызванное лобовыми колебаниями сосуда, а так же взаимодействия сосуда с искривленными проводниками достаточно использовать в качестве базовой любую из известных систем дифференциальных уравнений в координатной форме, полученных на основании общих уравнений (6.1), в которых сосуд представлен как твердое тело, упруго опирающееся на проводники в четырех точках, например [22, 70].

В этих уравнениях необходимо исключить члены, учитывающие переменную жесткость проводников на шаге армировки, члены, учитывающие влияние отклонения от вертикали точек крепления канатов и упругие удлинения канатов, вклад которых в параметрическое возбуждение боковых колебаний сосуда при движении с постоянной скоростью отсутствует или пренебрежимо мал, и другие слагаемые, не входящие в предмет данного исследования. Но, при этом, функции упругих усилий каждого из боковых роликов, необходимо доопределить, как функции, зависящие от лобовых отклонений направ-

ляющих и остаточной ширины пятна контакта и учесть их фактические значения, полученные экспериментально в главе 2 данной монографии. В частности, можно считать, что изменение опорной реакции бокового ролика пропорционально изменению осевого размера пятна контакта, что имеет место быть в реальных условиях выхода боковых роликов за пределы рабочей поверхности коробчатого проводника со скругленными ребрами. В этом случае функция зависимости жесткости от сжатия ролика запишется в виде:

$$C_k^{bok}(u_k^{lob}(t), u_k^{bok}(t)) = C_{0,k}^{bok}(h_{0,k}^{bok}, u_k^{bok}(t) - u_{pr,k}^{bok}(t)) \cdot \frac{h_{0,k}^{bok} - [u_k^{lob}(t) - u_{pr,k}^{lob}(t)]}{h_{0,k}^{bok}}, \quad (6.2)$$

где $C_{0,k}^{bok}$ – функция опорной жесткости катка при его максимальном заходе на проводник;

$h_{0,k}^{bok}$ – максимальная ширина пятна контакта проводника с катком (в тех случаях, когда боковые катки изначально при установке могут контактировать с проводниками не по всей своей ширине, максимальная ширина контакта меньше или равна ширине катка, (глава 5, рис. 5.8);

$u_k^{lob}(t)$ – лобовое смещение k -й направляющей сосуда;

$u_{pr,k}^{lob}(t), u_{pr,k}^{bok}(t)$ – функции лобового и бокового смещений проводника напротив k -й направляющей.

Расчетная схема взаимодействия сосуда с проводниками через систему направляющих роликов и башмаков приведена на рис. 6.9.

Искривление профиля проводников происходит в лобовой и боковой плоскостях независимо друг от друга. Восстановление прямолинейности проводников при плановых ремонтных работах в боковой плоскости осуществляется путем их параллельного смещения вдоль несущих расстрелов с узлами крепления без каких-либо принципиальных трудностей. Спрявление проводника в лобовой плоскости без нарушения целостности расстрела или его перекрепления в крепи ствола возможно только в сторону сужения колеи с использованием дополнительных прокладок между проводником и расстрелом. В сторону расширения смещение возможно только путем подрезания полки, что приводит к ослаблению расстрела, или перекрепления всего расстрела и требует больших затрат и времени.

Если деформации подвержен протяженный участок армировки, то смещение одного проводника в сторону сужения колеи неизбежно приводит к необходимости смещения противостоящего проводника в сторону уширения, то есть, сопряжено с большим техническим сложностями. Поэтому, на практике, стволы эксплуатируются со значительными отклонениями проводников от вертикали в лобовой плоскости в районе зоны сдвигания горных пород.

В некоторых стволах габаритные размеры катков роликовых направляющих и узлов крепления проводников к расстрелам не позволяют установить

катки относительно осей рабочих поверхностей коробчатых проводников так, чтобы боковые ролики оставались в полном контакте с проводниками. Из-за этого ширина пятна контакта бокового ролика и его опорная жесткость меняются синхронно с лобовыми отклонениями скипа во время колебаний.

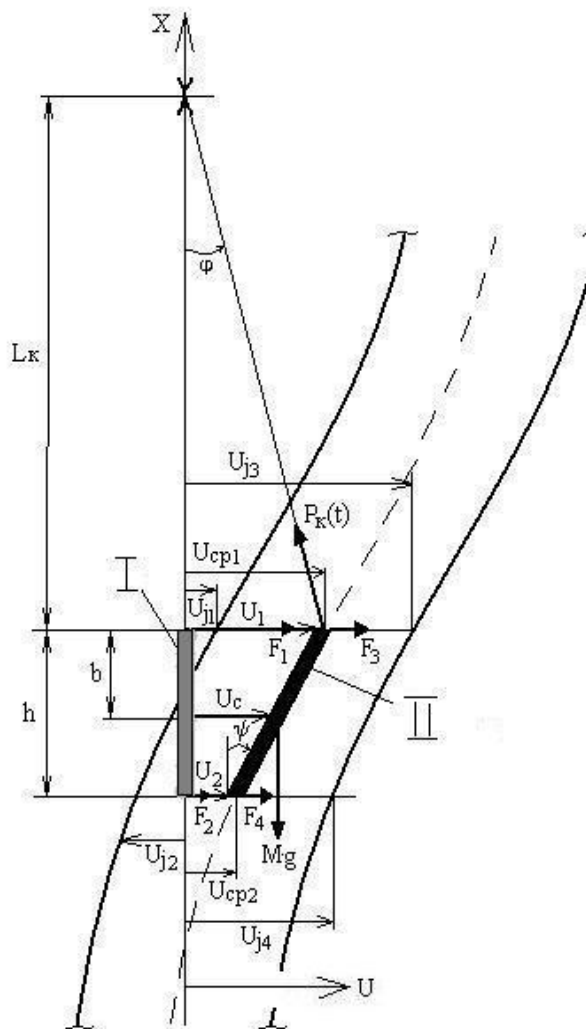


Рис. 6.9. Схемы взаимодействия подъемного сосуда с проводниками на участке искривления профиля проводников:

I – проектное положение сосуда; II – фактическое положение сосуда на участке ствола с искривленными проводниками

В конечном виде, после необходимых преобразований, дифференциальные уравнения, описывающие движение подъемного сосуда в проводниках с учетом описанного явления, после необходимых преобразований представим в виде [38]:

лобовая плоскость

$$\begin{aligned}
& \frac{Q}{g} \cdot \frac{d^2}{dt^2} u_{c,lob}(t) + \sum_{k=1}^4 C_k^{lob} \cdot u_k^{lob}(t) + \sum_{k=1}^4 \rho_k^{lob}(u_k^{lob}) \cdot \dot{u}_k^{lob}(t) = \\
& = \sum_{k=1}^4 C_k^{lob} \cdot u_{pr,k}^{lob}(t) + \sum_{k=1}^4 \rho_k^{lob}(u_k^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,k}^{lob}(t); \\
& I^{lob} \cdot \ddot{\psi}^{lob} + [b \cdot (C_1^{lob} \cdot u_1^{lob}(t) + C_3^{lob} \cdot u_3^{lob}(t)) - (h^{ver} - b) \cdot (C_2^{lob} \cdot u_2^{lob}(t) + C_4^{lob} \cdot u_4^{lob}(t))] + \\
& + [b \cdot (\rho_1^{lob}(u_1^{lob}) \cdot \dot{u}_1^{lob}(t) + \rho_3^{lob}(u_3^{lob}) \cdot \dot{u}_3^{lob}(t)) - (h^{ver} - b) \cdot (\rho_2^{lob}(u_2^{lob}) \cdot \dot{u}_2^{lob}(t) + \rho_4^{lob}(u_4^{lob}) \cdot \dot{u}_4^{lob}(t))] = \quad (6.3) \\
& = [b \cdot (C_1^{lob} \cdot u_{pr,1}^{lob}(t) + C_3^{lob} \cdot u_{pr,3}^{lob}(t)) - (h^{ver} - b) \cdot (C_2^{lob} \cdot u_{pr,2}^{lob}(t) + C_4^{lob} \cdot u_{pr,4}^{lob}(t))] + \\
& + [b \cdot (\rho_1^{lob}(u_1^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,1}^{lob}(t) + \rho_3^{lob}(u_3^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,3}^{lob}(t)) - (h^{ver} - b) \cdot (\rho_2^{lob}(u_2^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,2}^{lob}(t) + \rho_4^{lob}(u_4^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,4}^{lob}(t))]
\end{aligned}$$

БОКОВАЯ ПЛОСКОСТЬ

$$\begin{aligned}
& \frac{Q}{g} \cdot \frac{d^2}{dt^2} u_{c,bok}(t) + \sum_{k=1}^4 C_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot u_k^{bok}(t) + \sum_{k=1}^4 \rho_k^{bok}(u_k^{bok}(t)) \cdot \dot{u}_k^{bok}(t) = \\
& = \sum_{k=1}^4 C_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot u_{pr,k}^{bok}(t) + \sum_{k=1}^4 \rho_k^{bok}(u_k^{bok}(t)) \cdot \dot{u}_{pr,k}^{bok}(t); \\
& I^{bok} \cdot \ddot{\psi}^{bok} + [b \cdot (C_1^{bok}(u_1^{lob}(t)) \cdot u_1^{bok}(t) + b \cdot (C_3^{bok}(u_3^{lob}(t)) \cdot u_3^{bok}(t)) - (h^{ver} - b) \cdot \\
& (C_2^{bok}(u_2^{lob}(t)) \cdot u_2^{bok}(t) + C_4^{bok}(u_4^{lob}(t)) \cdot u_4^{bok}(t))] + [b \cdot (\rho_1^{bok}(u_1^{lob}) \cdot \dot{u}_1^{bok}(t) + \rho_3^{bok}(u_3^{lob}) \cdot \dot{u}_3^{bok}(t)) - \\
& - (h^{ver} - b) \cdot (\rho_2^{bok}(u_2^{lob}) \cdot \dot{u}_2^{bok}(t) + \rho_4^{bok}(u_4^{lob}) \cdot \dot{u}_4^{bok}(t))] = \\
& [b \cdot (C_1^{bok}(u_1^{lob}(t)) \cdot u_{pr,1}^{bok}(t) + b \cdot (C_3^{bok}(u_3^{lob}(t)) \cdot u_{pr,3}^{bok}(t)) - (h^{ver} - b) \cdot (C_2^{bok}(u_2^{lob}(t)) \cdot u_{pr,2}^{bok}(t) + \\
& + C_4^{bok}(u_4^{lob}(t)) \cdot u_{pr,4}^{bok}(t))] + [b \cdot (\rho_1^{bok}(u_1^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,1}^{bok}(t) + \rho_3^{bok}(u_3^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,3}^{bok}(t)) - \\
& - (h^{ver} - b) \cdot (\rho_2^{bok}(u_2^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,2}^{bok}(t) + \rho_4^{bok}(u_4^{lob}) \cdot \dot{u}_{pr,4}^{bok}(t))]; \\
& I^{gor} \cdot \ddot{\psi}^{gor} + \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=1}^2 [C_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot u_k^{bok}(t)] - \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=3}^4 [C_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot u_k^{bok}(t)] + \\
& + \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=1}^2 [\rho_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot \dot{u}_k^{bok}(t)] - \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=3}^4 [\rho_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot \dot{u}_k^{bok}(t)] = \quad (6.4) \\
& = \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=1}^2 [C_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot u_{pr,k}^{bok}(t)] - \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=3}^4 [C_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot u_{pr,k}^{bok}(t)] + \\
& + \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=1}^2 [\rho_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot \dot{u}_{pr,k}^{bok}(t)] - \frac{h^{lob}}{2} \cdot \sum_{k=3}^4 [\rho_k^{bok}(u_k^{lob}(t)) \cdot \dot{u}_{pr,k}^{bok}(t)]
\end{aligned}$$

где t – время в цикле движения сосуда ($0 < t < T_{cicl}$); T_{cicl} – время цикла спуска/подъема от старта до остановки сосуда; $u(t)$, $\dot{u}(t)$ – функции, описывающие упругие смещения направляющих от вертикали в лобовой и боковой плоскостях при колебаниях сосуда и их скорости;

$u_{pr}(t)$, $\dot{u}_{pr}(t)$ – функции, описывающие горизонтальные смещения от проектной вертикали точек проводников (из-за монтажных искривлений профилей), находящихся в контакте с направляющими в момент проезда сосуда и

их производные по времени;

I^{gor} , I^{lob} , I^{bok} – центральные моменты инерции сосуда;

$\ddot{\Psi}^{gor}$, $\ddot{\Psi}^{bok}$, $\ddot{\Psi}^{glob}$ – угловые ускорения сосуда относительно осей C_z , C_x ,

C_y соответственно;

$C_k^{bok(lob)}(u)$ – жесткость k -й направляющей в боковой (лобовой) плоскости;

$\rho_k^{bok(lob)}$ – коэффициенты диссипации направляющих;

h^{lob} , h^{ver} – лобовое и вертикальное расстояние между направляющими подъемного сосуда;

$$C_k^{lob}(u_k^{lob}) = \begin{cases} C_{rol,k}^{lob}(u_k^{lob}), u_k^{lob}(t) < \Delta_k^{lob}, \\ C_{bm,k}^{lob}, u_k^{lob}(t) \geq \Delta_k^{lob} \end{cases};$$

$$C_k^{bok}(u_k^{lob}, u_k^{bok}) = \begin{cases} C_{rol,k}^{bok}(u_k^{lob}, u_k^{bok}), u_k^{lob}(t) < \Delta_k^{bok}, \\ C_{bm,k}^{bok}, u_k^{bok}(t) \geq \Delta_k^{bok} \end{cases}.$$

$$\rho(x) = \rho_0 + \rho_0 \cdot (mU - 1) \frac{|x| - \Delta}{\Delta} \sigma(|x| - k \cdot \Delta) + \mu_0_{pez}, \quad (6.5)$$

где $\rho_0 = 0..1000$ кНс/м – коэффициент вязкого сопротивления гидроамортизатора; $mU = 1..5$ – коэффициент усиления вязкого сопротивления гидроамортизатора направляющей в пределах рабочего хода плунжера для противоударных гидроамортизаторов с переменным сечением дюзы [8, 73] ($mU = 1$ – сужение дюзы отсутствует); $k = 0..1$ – коэффициент управления точкой начала нарастания вязкого сопротивления по ходу плунжера ($k = 0$ – сужение дюзы начинается с начала рабочего хода плунжера – среднего положения в корпусе, $k = 1$ – сужение дюзы начинается после исчерпания кинематического зазора Δ); $\mu_0_{pez} = 50..70$ – коэффициент вязкого сопротивления резинового буфера, Нс/м; $\sigma(|x| - k \cdot \Delta)$ – функция Хэвисайда, $C_{rol,k,j}^{lob(bok)}$, $C_{bm,k,j}^{lob(bok)}$ – жесткости, соответственно, роликовых направляющих при нахождении проводников в пределах кинематических зазоров и жесткости систем «башмак – проводник – расстрел» при соударении проводников с башмаками. Жесткости роликов являются известными функциями от сжатия их резиновых оболочек либо амортизаторов, определяющимися, как показано в главе 5.

Из анализа уравнений боковых колебаний видно, что в случае неполного контакта боковых роликов с проводниками снижение их опорной жесткости происходит синхронно с лобовыми колебаниями скипа. Из-за этого коэффициенты дифференциальных уравнений становятся периодическими функциями с периодом, равным периоду лобовых колебаний, а уравнения превращаются в систему параметрических уравнений типа Матье–Хилла, обладающих свойст-

вом внутреннего параметрического резонанса с возможностью неустойчивого нарастания амплитуд колебаний в боковой плоскости.

Как известно, механические процессы, описываемые такими уравнениями, в зависимости от соотношений между их параметрами могут являться динамически устойчивыми гармоническими колебаниями с ограниченной амплитудой, и неустойчивыми с нарастающей амплитудой, повышенными контактными нагрузками и деформациями корпуса сосуда. Значения параметров, соответствующих границам, отделяющим устойчивые области от неустойчивых, в случаях, описываемых однородными уравнениями Матье, определяются диаграммой Айнса–Стретта [69]. В общих случаях неоднородных уравнений для получения уточненной оценки необходимо численное исследование решений для конкретных параметров сосудов и роликоопор.

6.3 Результаты численных экспериментов

6.3.1 Исследование взаимодействия шахтного подъемного сосуда с жесткой армировкой на участках локального сужения колеи проводников

При движении подъемного сосуда по проводникам жесткой армировки, его динамическая реакция на нарушения вертикальности их профилей, встречающихся по глубине ствола, зависит от нескольких факторов: скорости движения, массы сосуда, смещения груза в сосуде от вертикальной оси, упруго-диссипативных свойств системы его направляющих устройств, кинематических зазоров в парах «предохранительный башмак – проводник», шага армировки, геометрических параметров нарушения профилей проводников и пр.

Представляет значительный практический интерес определение зависимости реакции сосуда на один и тот же тип нарушения от вертикальной скорости его движения по этому участку ствола при прочих равных условиях. Такие исследования могут быть проведены путем анализа данных аппаратных измерений параметров взаимодействия сосуда с армировкой в реальных промышленных условиях во время динамических испытаний систем «сосуд – армировка» с вариацией скорости движения сосуда по стволу. Так же эти исследования могут быть проведены теоретически с использованием верифицированных математических моделей, использующих в исходных данных реальные параметры действующей подъемной установки (данные профилировок проводников, параметры подъемного сосуда, параметры направляющих устройств, диаграмму скорости движения по стволу) [10, 49].

Теоретические исследования имеют некоторое преимущество перед промышленными экспериментами в том, что в них можно выделить отдельное изменение параметра в чистом виде, не закамуфлированное на фоне влияния других факторов, и избавиться от статистической неопределенности в результатах, которая всегда имеется в значительной мере при промышленных измерениях. Для их проведения используем математическую модель, представленную в работе [38]. В качестве базы исходных данных выберем клетевую подъемную установку, работающую в одном из рудоподъемных стволов Украины. Параметры системы «сосуд – армировка», принятые для расчета, приведены ниже.

Масса сосуда с грузом	11661 кг
Масса груза в вагонетке	3434 кг
Смещение груза от вертикали сосуда	0,6 м
Полная высота сосуда	4 м
Лобовой момент инерции сосуда	23930 кг*м ²
Расстояние от центра масс сосуда до верхнего пояса	3,3 м
Шаг армировки	4 м
Модуль Юнга резины	8500000 Н/м ²
Удельный коэффициент диссипации резины	0,001 с
Приведенная к оси ролика суммарная жесткость направляющей (пружина+резина)	205204 Н/м
Приведенный к оси ролика коэффициент диссипации направляющей	247 Н*с/(м)

Основные направляющие клетки – жесткие башмаки закрытого профиля. Предполагается дооборудование клетки упругими рычажными роликовыми амортизаторами с пружинно-резиновым буфером для центровки башмаков относительно проводников и исключения трения скольжения при смещении груза в клетки от ее вертикальной оси. Высота подъема 153 м, шаг армировки 4 м. Расчетные параметры упругости и диссипации резиновых демпферов, определены на основании положений работы [58].

Рабочая скорость подъема 3 – 5,5 м/с. Для моделирования приняты параметры фактической скорости движения клетки по базовой диаграмме на скорости 6 м/с, полученной методом осциллографирования окружной скорости подъемной машины. Для остальных значений максимальной скорости движения методом математического синтеза строились диаграммы скорости со значениями ускорения при разгоне и замедлении, равные соответствующим значениям базовой диаграммы. Значения времени разгона, замедления и равномерного движения выбирались из условия равенства пути движения клетки по диаграмме высоты подъема (рис. 6.10) [65].

Параметры профилировки проводников получены методом маркшейдерской съемки и содержат фактические значения, полученные в условиях данного клетового подъема.

Динамическое моделирование взаимодействия клетки с проводниками проведено с вариацией скорости движения груженой клетки от 1 м/с до 12 м/с для варианта установки рычажных роликовых направляющих на верхнем и нижнем поясах клетки. Направляющие снабжены пружинно-резиновыми амортизаторами. Учитывались диссипативные свойства резиновых буферов каждой направляющей [58]. Учитывалось горизонтальное смещение груза в клетки, создающее постоянное статическое прижатие к проводнику левого верхнего и правого нижнего башмаков с соответствующим отходом от своих проводников правого верхнего и левого нижнего башмаков.

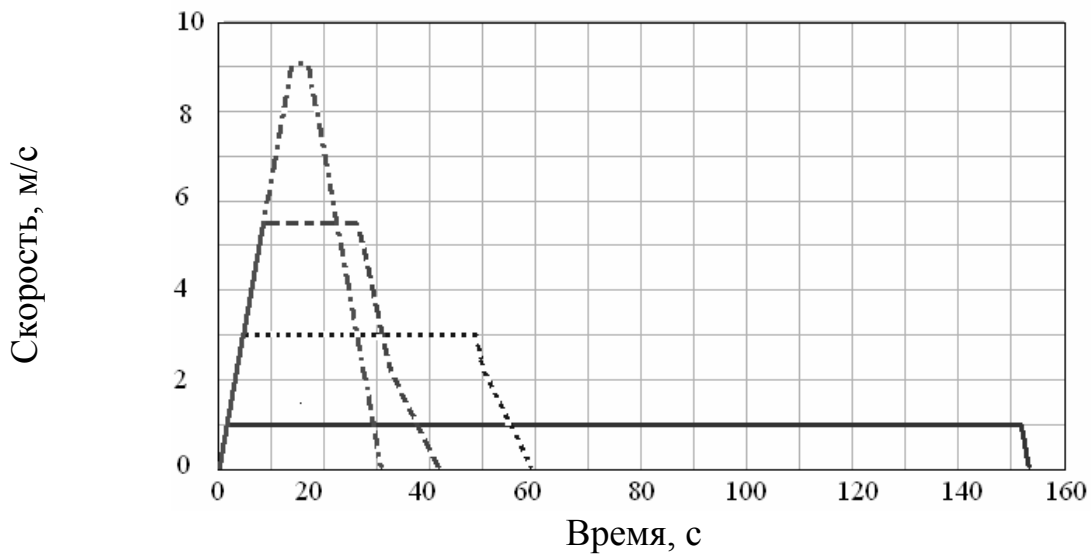


Рис. 6.10. Диаграммы скорости сосуда в циклах движения

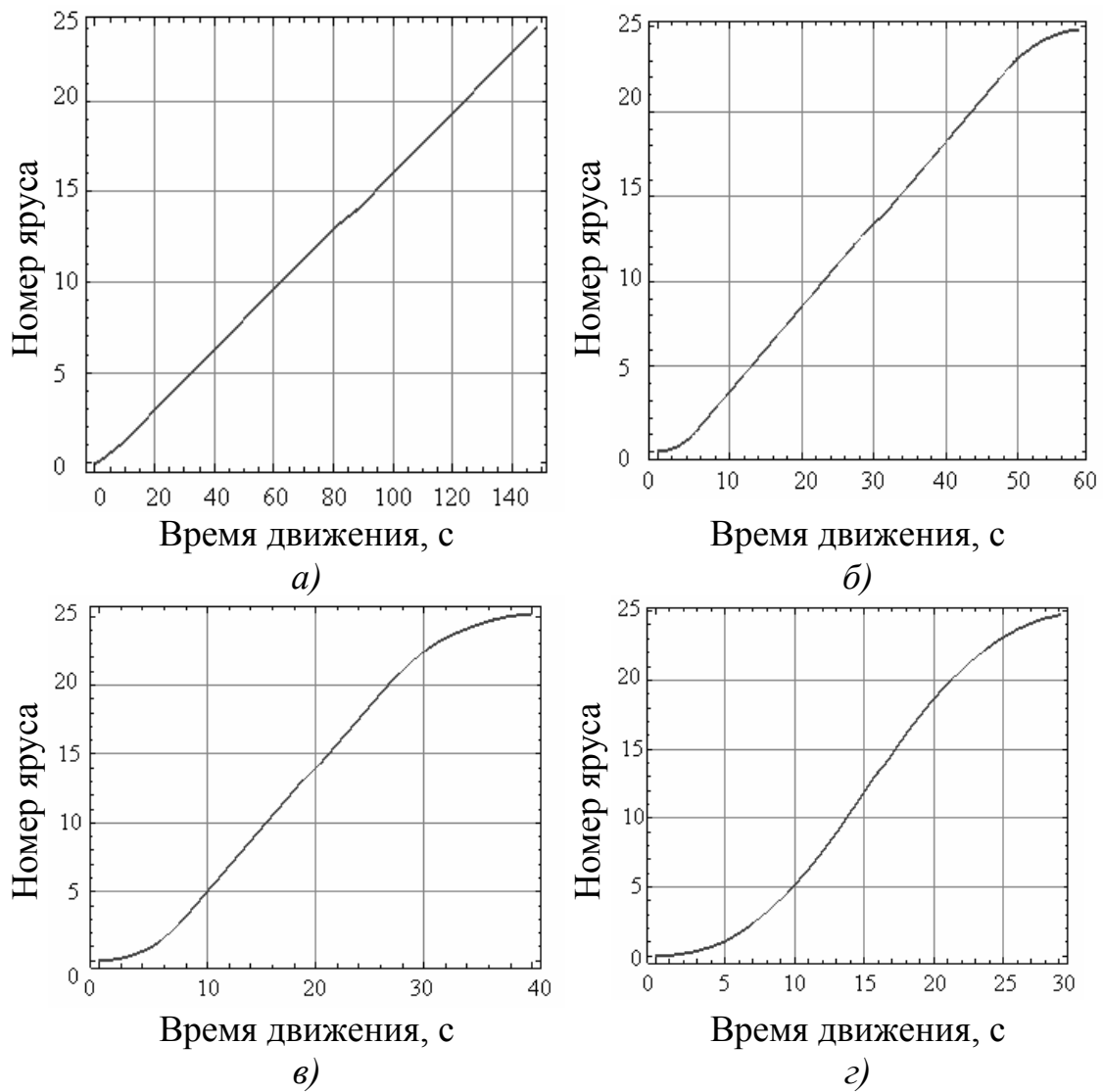


Рис. 6.11. Графики раскладки номеров ярусов армировки по времени движения:
 а) при скорости 1 м/с; б) при скорости 3 м/с; в) при скорости 5,5 м/с;
 г) при скорости 9 м/с

На рис. 6.11 показаны графики раскладки номеров ярусов армировки по времени движения в цикле для скоростей 1 м/с, 3 м/с, 5,5 м/с, 9 м/с.

Из рис. 6.10, рис. 6.11а, рис. 6.11б, рис. 6.11в видно, что при скорости 1..5.5 м/с по обоим участкам локальных сужений колеи сосуд движется с максимальной скоростью. Но уже при скорости 5.5 м/с на втором участке сразу после вхождения на него сосуд начинает этап замедления. Поэтому скорость на нем непрерывно снижается до остановки.

Из рис. 6.11в видно, что при скорости 5.5 м/с по обоим участкам локальных сужений колеи сосуд движется с максимальной скоростью, но на втором участке сразу после вхождения на него сосуд начинает этап замедления. Поэтому скорость на нем непрерывно снижается до остановки.

Из рис. 6.11г видно, что при скорости 9 м/с только на первом участке сосуд движется с максимальной скоростью, а второй участок полностью попадает на этап замедления сосуда.

Моделируется движение клетки дооборудованной роликовыми подпружиненными амортизаторами. Жесткость амортизаторов подобрана так, чтобы при смещении груза в клетки массой 3.5 т на 0.6 м левый верхний и правый нижний башмаки, поджатые к своим проводникам, не вступали с ними в контакт.

На рис. 6.12, рис. 6.13 приведены графики перемещений башмаков относительно проводников в пределах кинематических зазоров. Видно, что в средней части ствола (цикла подъема), имеется участок проводников с локальными сужениями колеи, на которых суммарный кинематический зазор между проводниками и башмаками сосуда снижается до 4 мм. Этот участок сужения колеи в наибольшей степени подходит для анализа зависимости контактных нагрузок на проводники в выбранном диапазоне скоростей.

Решения построены путем численного интегрирования уравнений (6.4) для лобовой плоскости.

Из рис. 6.12 видно (прямые линии), что башмаки от центра колеи отклонены на 3.5 мм (клеть движется с перекосом, поджимаясь к проводникам левым верхним и правым нижним башмаками, которые испытывают самые большие контактные нагрузки). В начале движения расстояния между диагональными башмаками и проводниками достигает 6 мм на сторону. В средней части цикла сосуд въезжает на короткий участок сужения колеи с суммарным зазором 4 мм. Видно, что оба диагональных башмака прижимаются к своим проводникам за счет дополнительного сжатия пружин роликов, а после прохода участка опять отходят на прежнее расстояние от центра колеи. При заходе на второй участок сужения в нижней части ствола кинематическая картина прижатия башмаков к проводникам повторяется аналогично первому участку.

При скорости движения 3 м/с из рис. 6.12б видно, что после прохождения первого короткого участка локального сужения колеи сосуд начинает совершать малые колебания в пределах зазора не вступая в контакт с проводниками. При входе на второй протяженный участок сужения появляются толчки, сопровождающиеся отскоком поджатого башмака на расстояние, большее, чем при скорости 1 м/с.

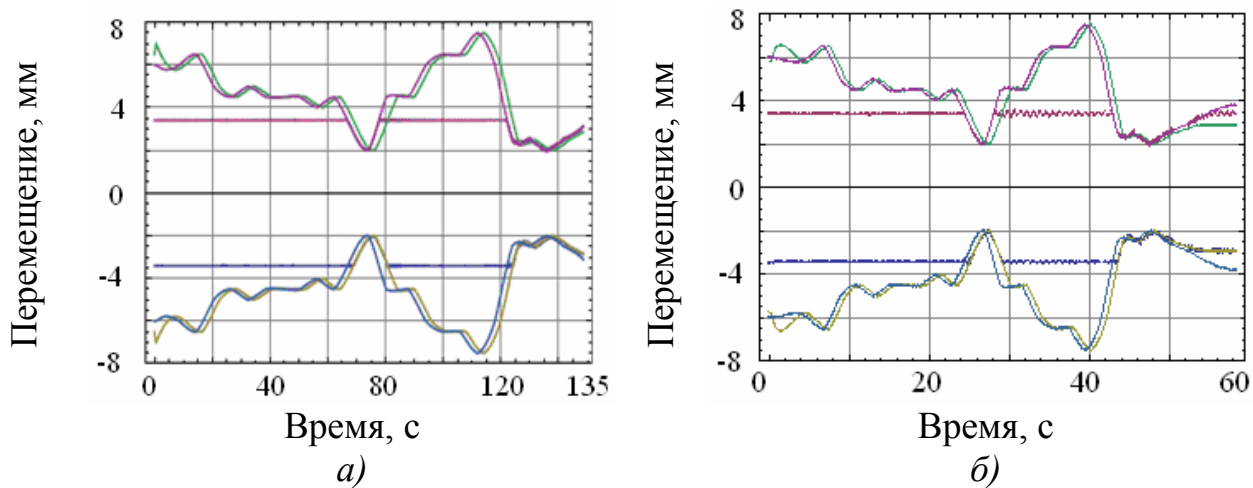


Рис. 6.12. Кривые относительных перемещений башмаков верхнего и нижнего поясов сосуда в створе проводников в раскладке по времени в цикле подъема:

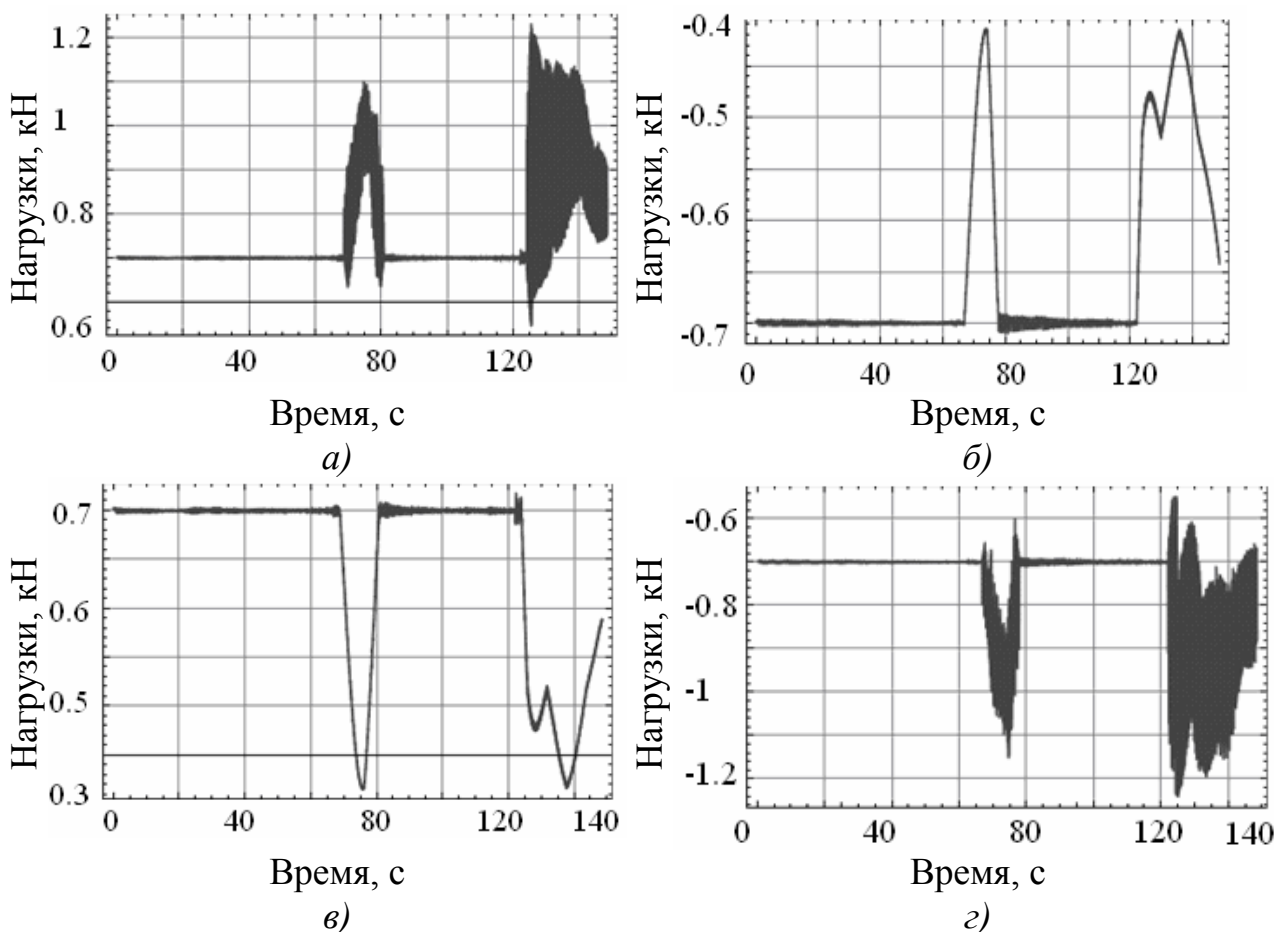


Рис. 6.13. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 1 м/с (роликовые амортизаторы и башмаки скольжения):

Графики на рис. 6.13 показывают, что при движении по участку ствола с суммарным зазором до 7 мм роликовые направляющие с приведенными выше параметрами жесткости надежно удерживают башмаки от контакта с проводниками и сосуд совершает безударное плавное движение. При входе на участки сужения колеи создаются дополнительные динамические нагрузки. Нагрузки на прижатые башмаки в несколько раз превосходят нагрузки на смежные с ними на противоположных сторонах сосуда. В связи с этим для других вариантов расчета и значений скорости движения сосуда приведем только графики нагрузок на прижатые направляющие узлы.

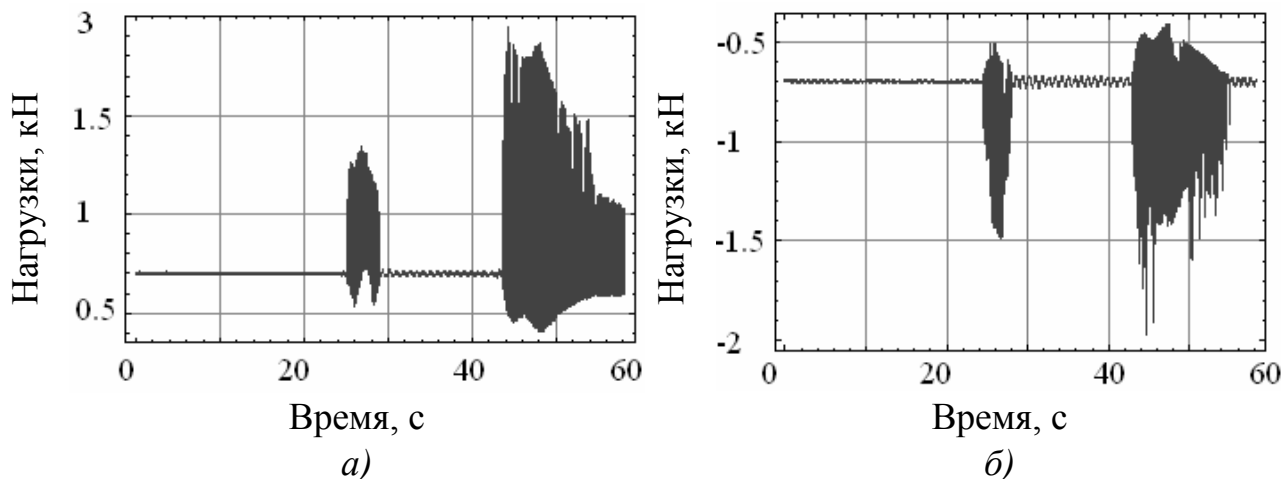


Рис. 6.14. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 3 м/с (роликовые амортизаторы и башмаки скольжения):
а) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

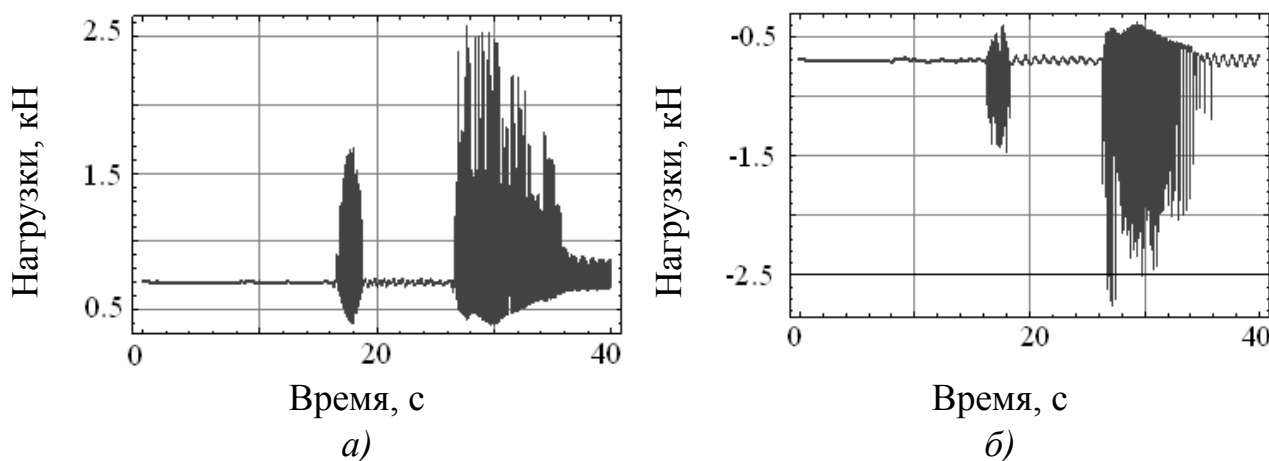


Рис. 6.15. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 5,5 м/с (роликовые амортизаторы и башмаки скольжения):
а) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

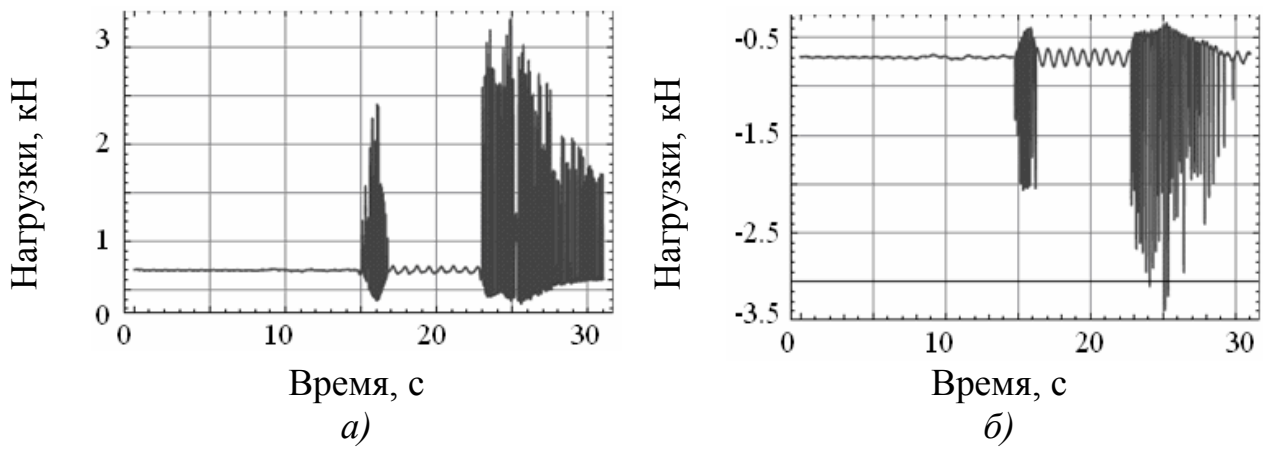


Рис. 6.16. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 7 м/с (роликовые амортизаторы и башмаки скольжения):
а) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

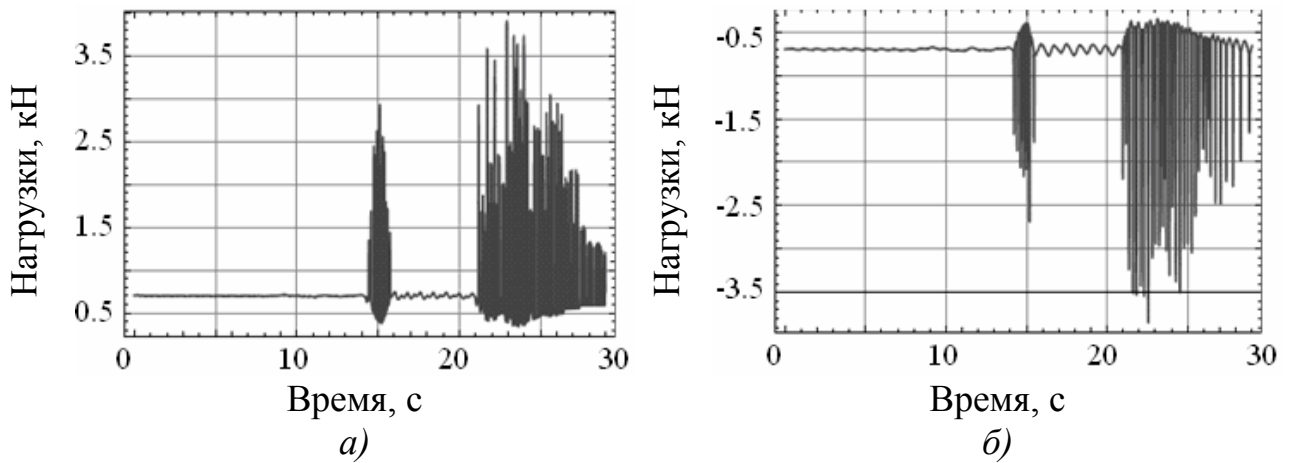


Рис. 6.17. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 9 м/с (роликовые амортизаторы и башмаки скольжения):
а) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

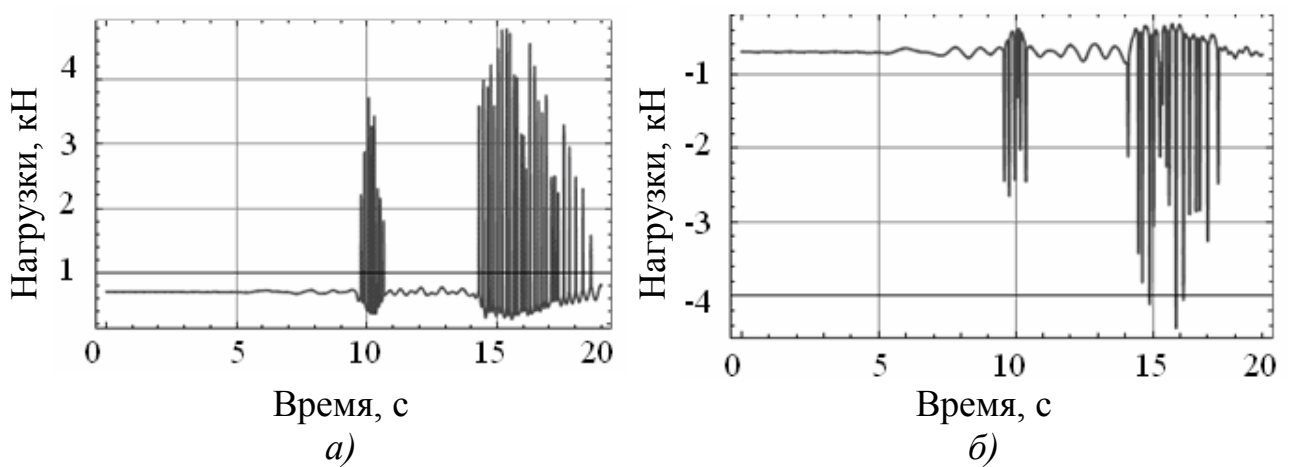


Рис. 6.18. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 12 м/с (роликовые амортизаторы и башмаки скольжения):
а) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

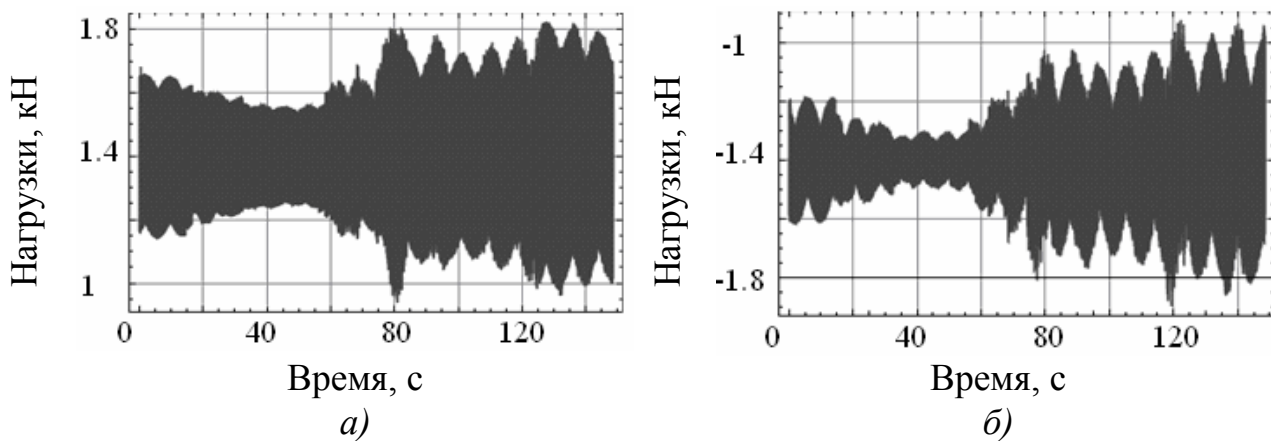


Рис. 6.19. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 1 м/с (башмаки скольжения):
a) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

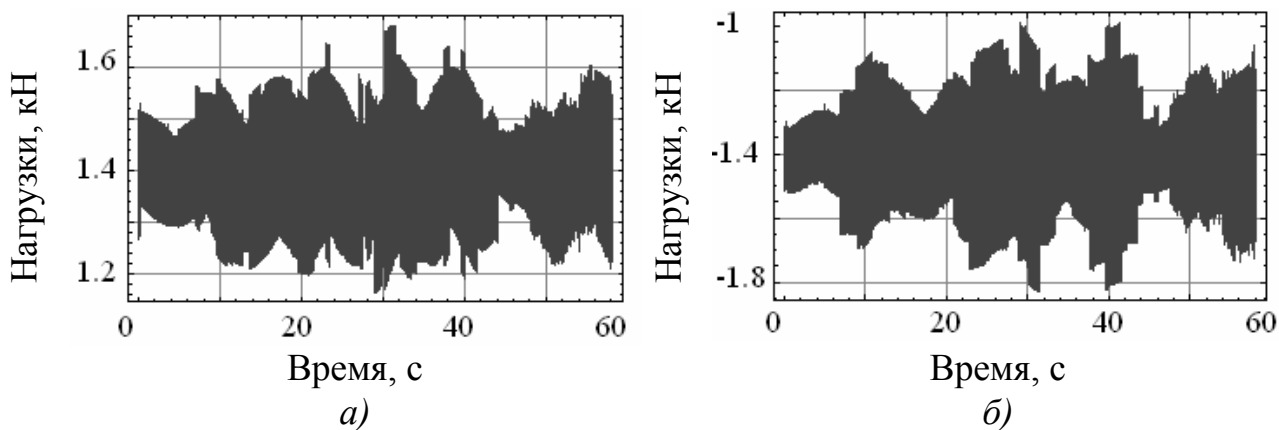


Рис. 6.20. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 3 м/с (башмаки скольжения):
a) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

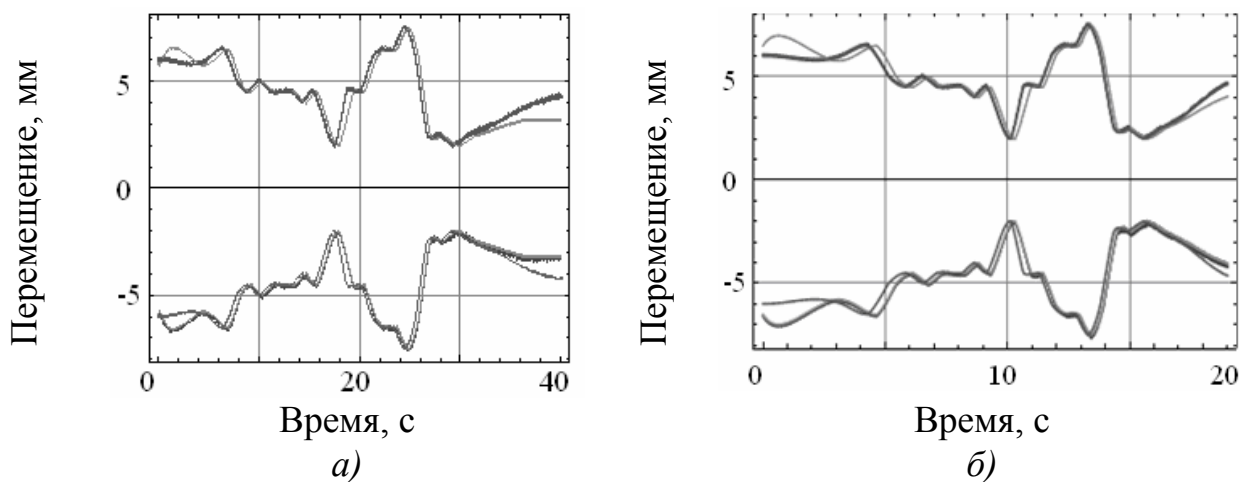


Рис. 6.21. Кривые перемещений башмаков верхнего и нижнего поясов сосуда в створе проводников в раскладке по времени (роликовые амортизаторы отсутствуют): *a)* при скорости 5,5 м/с; *б)* при скорости 12 м/с

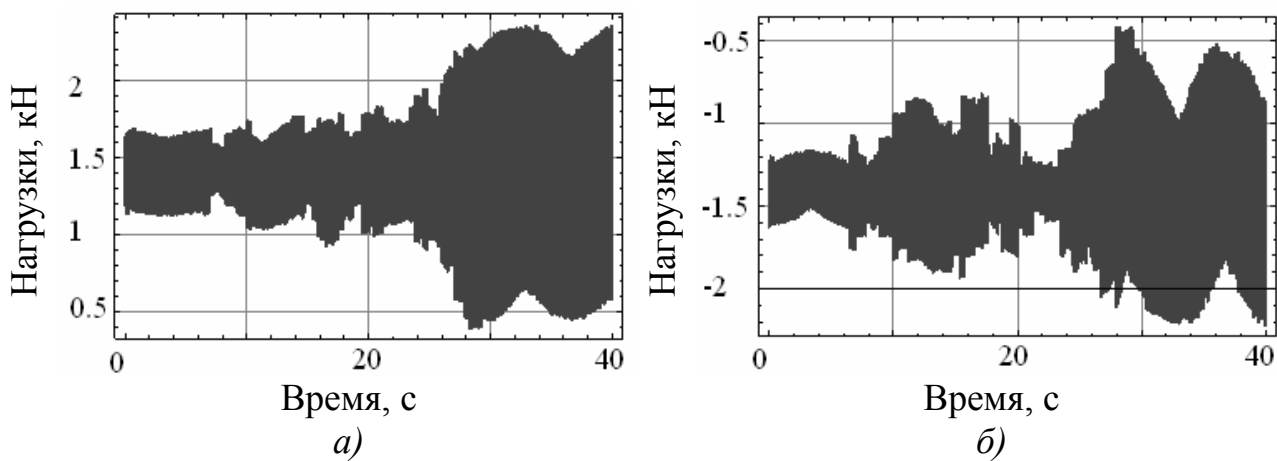


Рис. 6.22. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 5,5 м/с (башмаки скольжения):

a) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

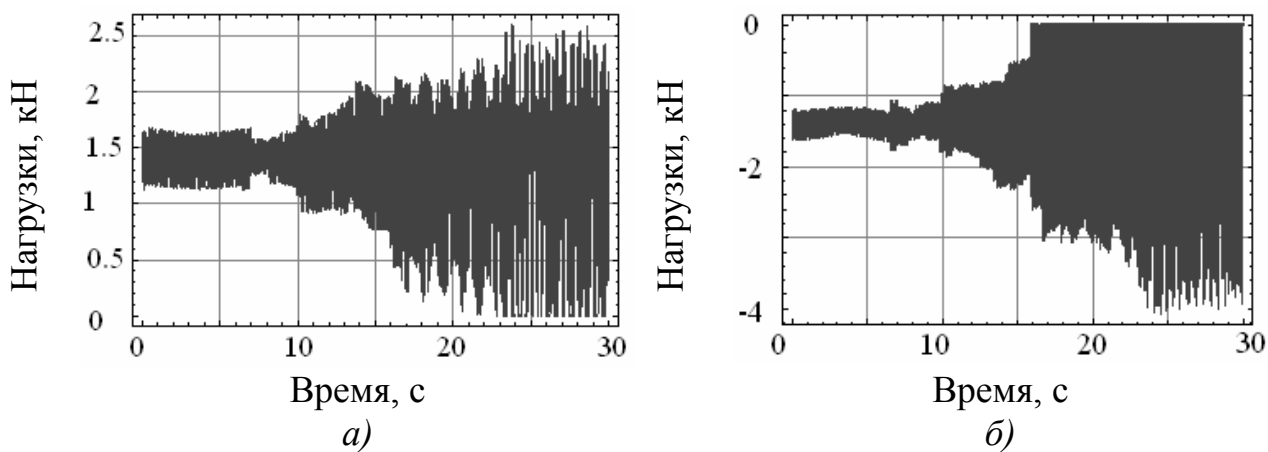


Рис. 6.23. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 7 м/с (башмаки скольжения):

a) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

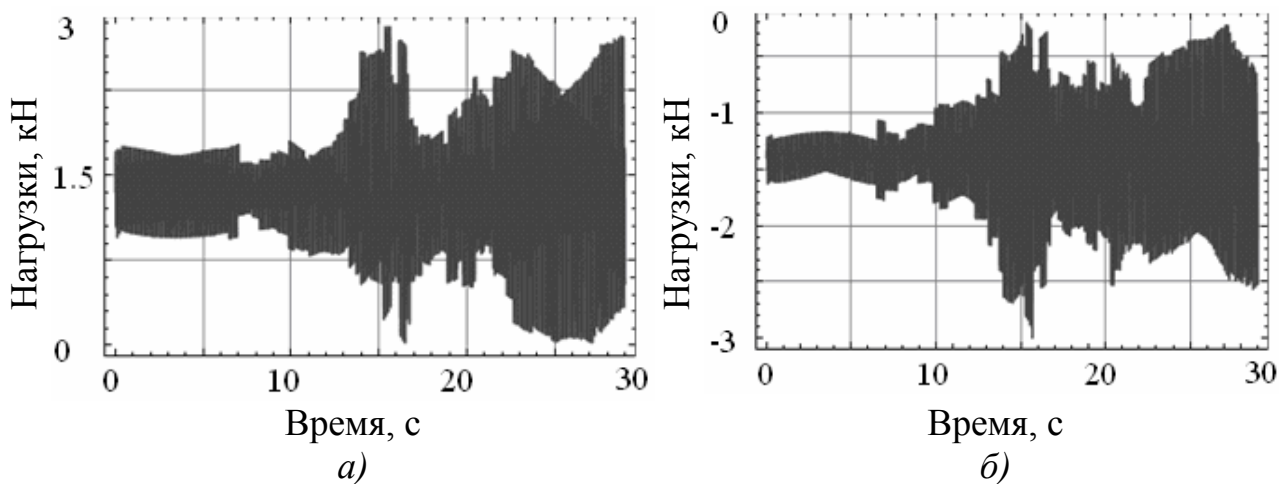


Рис. 6.24. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 9 м/с (башмаки скольжения):

a) левая верхняя направляющая; *б)* правая нижняя направляющая

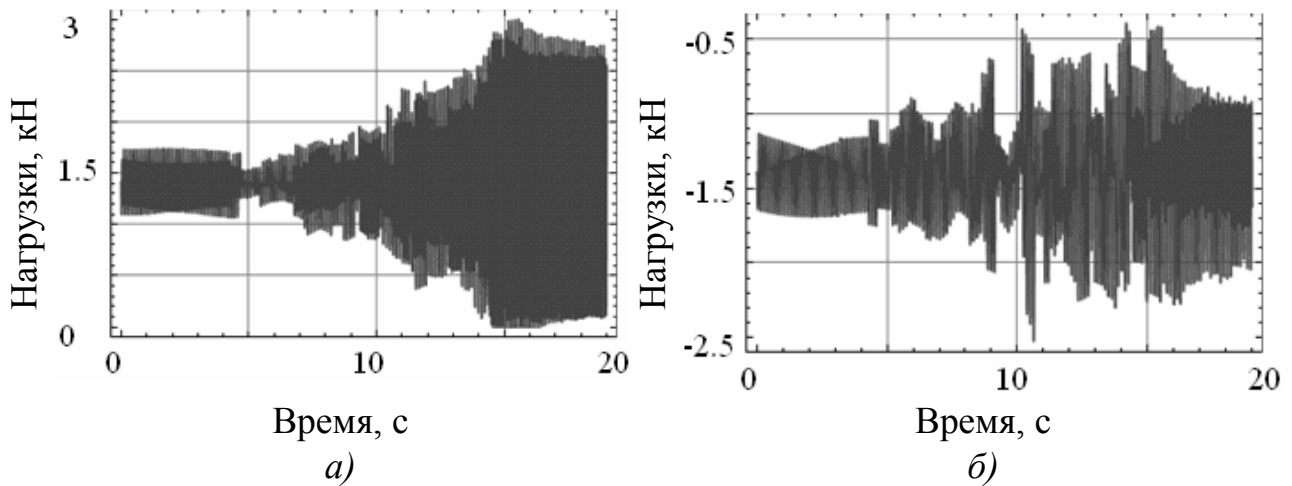


Рис. 6.25. Графики суммарных нагрузок на направляющие при скорости 12 м/с (башмаки скольжения):

а) левая верхняя направляющая; б) правая нижняя направляющая

На рис. 6.12 – 6.25 приведены результаты моделирования и расчета динамических нагрузок режимов движения клетки, с роликовыми направляющими (рис. 6.12 – 6.18) и при жестком скользящем контакте башмаков с проводниками (рис. 6.19 – 6.25).

Анализ графиков динамических параметров взаимодействия клетки с проводниками при отсутствии роликовых направляющих показывает, что поджатые башмаки совершают скользящее движение по своим проводникам практически без отрыва от их рабочих поверхностей. При этом из-за упругости армировки и знакопеременности профилей проводников взаимодействие носит колебательный характер с более высокой частотой, чем при установке роликов.

Исследуем зависимость максимальных контактных нагрузок на поджатые направляющие узлы на первом участке сужения колеи от максимальной скорости движения клетки на основании графиков, показанных на рисунках 6.13 – 6.25. Результаты расчетов максимальных нагрузок сведем в таблицу 6.2.

Таблица 6.2

Максимальные нагрузки на первом участке сужения колеи

Максимальные контактные нагрузки, кН	Скорость движения по участку, м/с					
	1	3	5,5	7	9	12
FR1	1,1	1,35	1,7	2,4	2,9	3,7
FR4	1,12	1,45	1,5	2,1	2,7	2,65
Роликовые направляющие отсутствуют						
FR1	1,7	1,64	1,6	2,1	2,4	2,0
FR4	1,8	1,8	1,8	3,0	3,0	2,5

Характерной особенностью движения является то, что на участках расширения колеи, следующих за участком сужения нагрузки не падают, а наоборот возрастают за счет раскачки сосуда, получившего дополнительную энергию на заузженном участке, не погашенную диссипацией. В этом случае, чем больше суммарный зазор на участке, тем больше контактные нагрузки, в отличие от движения с центрирующими роликами, при котором картина полностью противоположна.

В то же время, из-за того, что фактические отклонения проводников от вертикали на шаге армировки в данном стволе достаточно малы, максимальные значения контактных нагрузок при скользящем движении прижатых направляющих узлов по проводникам до 5.5 м/с остаются практически постоянными (1,6 – 1,8 кН) а потом начинают возрастать с увеличением скорости сосуда до 12 м/с (1,7 – 3,0 кН) и при проходе участка сужения на повышенных скоростях оказываются меньше, нагрузок, появляющихся при наличии центрирующих роликов (2,7 – 3,7 кН), которые растут пропорционально росту скорости. Появляется, казалось бы, неожиданный эффект, заключающийся в том, что упругие роликоопоры вместо снижения контактных нагрузок, наоборот, приводят к их росту.

Однако объективность такого явления в данном, достаточно редком случае хорошо видна из сравнения траекторий движения башмаков в створе проводников на рисунках 6.12 и 6.14 (с роликами) и рисунков 6.21 и 6.23 (без роликов). При движении без роликов из-за наличия в сосуде массивного груза 3.5 т, смещенного от его вертикальной оси на 0.6 м прижатые башмаки все время скользят по проводникам с высокочастотной вибрацией практически без отскоков, создавая нагрузки порядка 1.9 кН по всей глубине ствола. А при наличии упругих роликоопор, жесткость которых в данном примере выбрана такой, чтобы гарантированно отвести башмак от проводника на ровном участке ствола, отведенный от проводника роликом на предыдущем участке башмак врезается в наклоненный проводник на участке сужения, так как сужение в данном примере больше, чем расстояние, на которое роликоопора может отвести башмак от проводника. Получается резкое соударение башмака с участком набегания на наклоненный проводник. При этом возникают большие одиночные ударные нагрузки, растущие с ростом скорости соударения, пропорциональной вертикальной скорости сосуда.

Способность ролика отцентрировать положение проводника в створе башмака при наезде на локальное искривление сужения зависит от соотношения между силой инерции сосуда, приведенной к точке контакта, и силой сопротивления амортизатора, которая является суммой силы упругости и силы диссипативного сопротивления блока. В свою очередь, сила сопротивления задается локальной крутизной профиля на участке набегания ролика на искривление, то есть, относительной скоростью смещения поверхности проводника

навстречу рабочей грани башмака, которая зависит от скорости вертикального движения сосуда. Поэтому, при меньших скоростях спуска/подъема и, соответственно, меньших скоростях горизонтального сближения поверхностей башмака и проводника, силы упругости блока успевают придать хоть и малое, но достаточное ускорение башмаку, чтобы тот увел сосуд от контакта с проводником.

При больших скоростях искривление появляется на пути вертикального прямолинейного движения сосуда слишком быстро и, если центрирующая сила блока не растет пропорционально ускорению сближения, то башмак не успеет отвести сосуд, и происходит жесткое соударение рабочих поверхностей башмака и проводника. Ускорение сближения будет при этом обратно пропорционально массе сосуда (его моменту инерции).

Если сосуд легкий, а жесткость роlikоопры достаточно велика, то силы упругости блока легко отведут его от контакта с башмаком, и наоборот. А так как проводники ограничивают перемещение сосуда с двух сторон, то, пройдя центр колеи и отклонившись к противоположному проводнику, сосуд начнет сближение с ним. С той стороны на него опять начнет действовать встречная центрирующая сила. Если сосуд легкий, а зазор достаточно велик, то ее будет достаточно чтобы не подпустить башмак к поверхности противоположного проводника, так как у легкого сосуда сила инерции малая.

Если зазор малый, то сила упругости может не вырасти до нужной величины на пути сближения по глубине зазора, так как она пропорциональна величине сжатия пружины (амплитуде колебания), и тогда произойдет столкновение рабочих поверхностей башмака и противоположного проводника. В системе «сосуд – армировка» возникнет ударно-циклический режим, затухающий во времени, пока вновь не создадутся аналогичные условия для его возникновения.

Анализ картины поведения сосуда между двумя участками сужения колеи с упругими роlikоопорами, обладающими диссипацией энергии и движения только с жесткими башмаками показывает, что в данном примере они качественно разнятся между собой. Сравнивая, например, рисунки 3.20 и 3.28, соответствующие нагрузкам на скорости 12 м/с мы видим, что при наличии ролик ударные нагрузки имеют низкочастотный характер, после прохождения участка сужения они резко падают с величины 3,7 кН до своего стационарного значению порядка 0,7 кН, а потом опять на втором участке сужения возрастают до 4,7 кН и затухают к его концу. При работе клетки только на жестких башмаках, после попадания на первый участок сужения колебания постоянно нарастают из-за отсутствия эффективного рассеивания энергии в системе вплоть до отрыва ранее поджатого левого верхнего башмака от проводника (на 15-й секунде контактное усилие $FR1$ при колебаниях падает до нуля). Клеть начинает раскачиваться с высокой частотой, определяемой жесткостью армировки. Можно сравнить, что, если при наличии роlikоопор клетки (рис. 3.18) при прохождении

первого участка за 1,1 сек клеть совершила 6 – 8 соударений с проводниками, причем характер нагрузок был гармоническим затухающим, то при работе на башмаках (рис. 3.25) за это же время соударений произошло в два раза больше. Соударения носили в большей степени хаотический характер и они продолжались непрерывно с нарастающей амплитудой после прохождения этого участка.

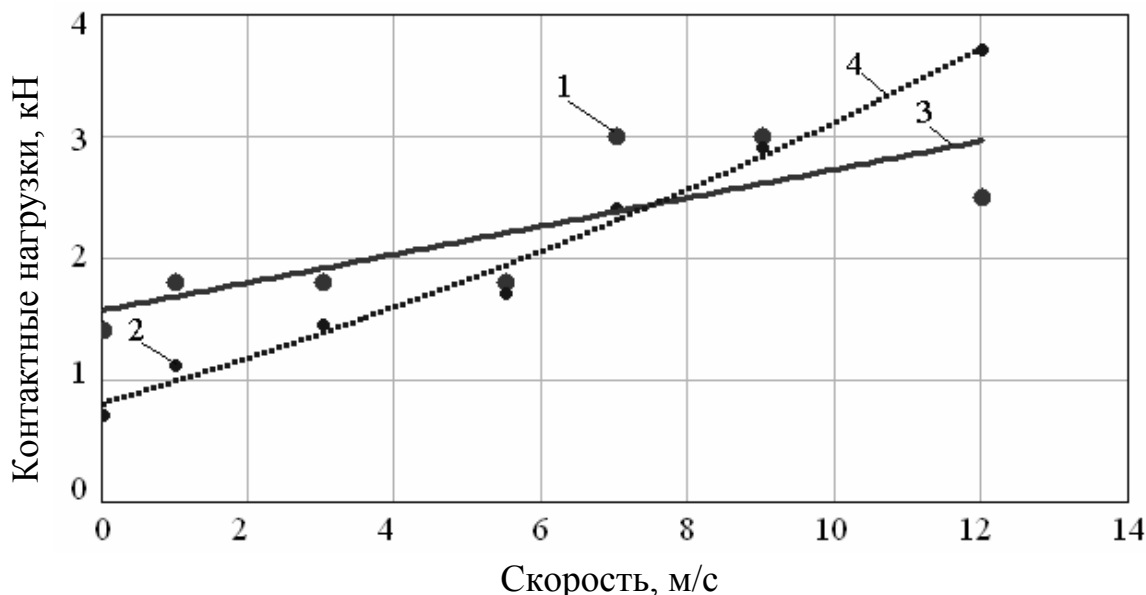


Рис. 6.26. Зависимости максимальных нагрузок на проводники от скорости движения сосуда на первом локальном участке сужения колеи проводников:

- 1 – расчет, движение с роликовыми направляющими;
- 2 – расчет, движение на башмаках;
- 3 – регрессия, движение с роликовыми направляющими;
- 4 – регрессия, движение на башмаках.

Графики изменения максимальных нагрузок на проводники от скорости движения при наличии и отсутствии центрирующих упругих направляющих приведены на рис. 6.26. Точками показаны результаты расчета при дискретных значениях скорости из Таблицы 6.2, непрерывные кривые – результаты аппроксимации экспоненциальной регрессионной кривой. Видно, что при наличии упругих роликов максимальные нагрузки плавно нарастают и закон нарастания хорошо описывается слабо нелинейной кривой, близкой к прямой. При движении только с жесткими башмаками максимальные нагрузки так же росли с увеличением скорости, но рост носил скорее ступенчатый, дискретный характер, сохраняя значения до 2 кН при скоростях до 6 м/с, и скачком выросли до 3 кН на следующем интервале скорости. Усредненные значения так же вписываются в линейную зависимость.

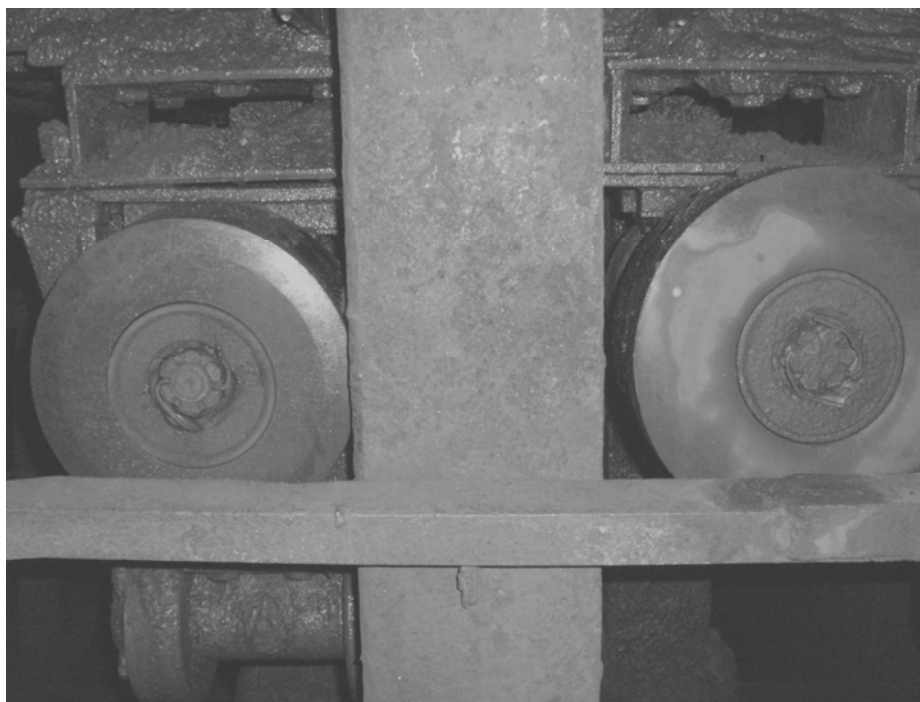


Рис. 6.27. Установка роликоопор типа НКП с начальным кинематическим зазором

Следует отметить, что аппаратные измерения динамических нагрузок в стволах с нарушенной из-за сдвигения горных пород геометрией на участках интенсивного ударно-циклического взаимодействия сосудов с армировкой так же показывают, что средние нагрузки линейно растут со скоростью подъема.

Казалось бы, достаточно значительно увеличить жесткость роликоопор, и центрирование башмаков произойдет само собой при любых искривлениях проводников. Однако, при этом возникнут настолько большие контактные нагрузки между роликом и проводником, что они смогут разрушить рабочую поверхность обрешиненного катка, узлы его крепления к сосуду (монтажные болты, рычаги, шлицевые соединения), вызвать циклическую знакопеременную изгибающую деформацию корпуса сосуда между его верхним и нижним поясами с появлением трещин или даже создать такие большие силы трения между роликом и проводником, что сосуд начнет заклинивать в стволе. Это неоднократно наблюдается на практике во время эксплуатации подъемных сосудов с направляющими типа НКП, обладающими именно такой большой жесткостью.

В случае значительных нарушений прямолинейности проводников ролики вынужденно устанавливаются с зазором от проводников (рис. 6.27), чтобы избежать заклинивания сосуда. Поэтому центрирующие силы роликоопор, определяемые параметрами жесткости и диссипативного сопротивления, должны находиться в определенных границах, которые определяются соотношениями между всеми параметрами системы, в том числе инерционными параметрами сосуда, параметрами искривленности профилей проводников и скоростью спуска/подъема.

6.3.2 Исследование влияния параметров профилей проводников на динамику скипов в стволах с нарушенной геометрией

Стволы, которые находятся в зоне сдвижения горных пород, имеют пространственные искривления своей вертикальной оси сложного пространственного характера. По глубине ствола с определенным шагом в крепи закреплены яруса жесткой армировки, на которых навешены нитки проводников для направления движения подъемных сосудов. В некоторых стволах этот шаг может быть разным на разных участках. Сдвигаясь в пространстве вместе с крепью яруса искривляют генеральную линию профилей вертикальных проводников синхронно с профилем оси ствола. Эти глобальные искривления носят достаточно плавный характер и имеют большой радиус кривизны. Однако абсолютные значения горизонтальных отклонений от проектной вертикали для оси ствола могут составлять сотни миллиметров.

Проводники дискретно крепятся к горизонтальным расстрелам на ярусах в определенных точках. Каждый ярус может иметь местные отклонения от общей линии оси ствола до нескольких десятков миллиметров. Поэтому проводники имеют вид ломанной пространственной кривой с точками излома на ярусах. Величина отклонений проводников от вертикали периодически контролируется на каждом ярусе с помощью маркшейдерских станций СИ или с помощью отвесов. Предельно допустимым считается отклонение проводника от вертикали в пролете между смежными ярусами 10 мм. Однако на практике в стволах с нарушенной геометрией или в стволах с очень длительным сроком эксплуатации 30 – 40 лет соблюдение этого ограничения становится технически проблематичным.

Вертикальное движение подъемного сосуда по проводникам жесткой армировки является следящим, повторяющим профиль пары проводников, так как все направляющие сосуда верхнего и нижнего поясов жестко связаны с проводниками посредством предохранительных башмаков скольжения и подпружиненных роликовых направляющих. В этом случае сосуд неизбежно отслеживает своими направляющими и плавные отклонения от вертикали генеральной траектории нитки проводника и накладывающиеся на них изломы профиля на каждом ярусе.

Попадая на участки ствола, в которых резкие знакопеременные отклонения на смежных ярусах накладываются на относительно плавные искривления генеральной траектории, сосуд переходит в ударно-циклический режим взаимодействия с контактными нагрузками, достигающими в некоторых случаях 70 – 80 кН и более.

Для исследования влияния параметров профилей проводников на динамику подъемных сосудов воспользуемся конечноэлементным моделированием в системе SolidWorks – SolidMotion – SolidSimulation, используя в качестве исходных данных реальные параметры профилей проводников стволов, находящихся в зоне действия сдвижения горных пород, их подъемных сосудов и реальные диаграммы скорости подъема груженных скипов. Сечения стволов и профили проводников показаны на рис. 5.1, 6.2.

На рис. 6.28 приведены некоторые рабочие диаграммы скорости подъема скипов, применяющиеся в этих стволах.

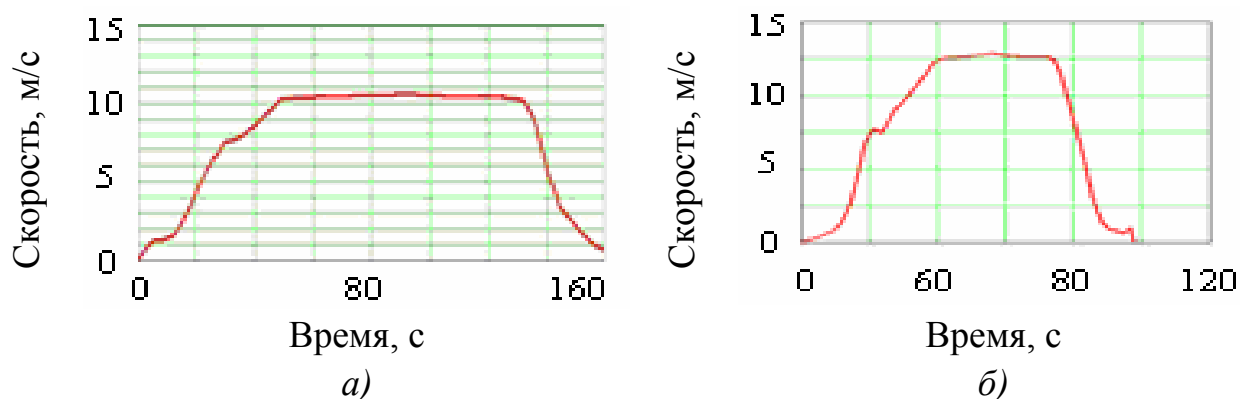


Рис. 6.28. Диаграммы скорости подъемных машин шахтных стволов:
а) ПМ-4; б) ПМ-6

Все фактические параметры, показанные на рис. 6.1 и 6.2, были заданы в табличной форме виде и вводились в программный расчетный блок методом интерполяции в виде внешних заданных функций.

Для уточнения отдельного влияния на динамику скипов генеральных искривлений проводников и локальных искривлений на смежных ярусах строились сглаженные профили, параметры которых рассчитывались методом Гаусса по формулам (6.6, 6.7), в которых отклонения на смежных ярусах не превышали нормативного значения 10 мм (рис. 6.28).

$$U_{i,cp} = \frac{\sum_{j=1}^n Kgs\left(\frac{U_{i,x} - U_{j,x}}{b}\right) \cdot U_{j,y}}{\sum_{j=1}^n Kgs\left(\frac{U_{i,x} - U_{j,x}}{b}\right)}, \quad (6.6)$$

где окно Гаусса

$$Kgs(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot 0.37}} \cdot \exp\left(\frac{-x^2}{2 \cdot 0.37^2}\right), \quad (6.7)$$

b – параметр сглаживания, $U_{i,cp}$ – координаты сглаженного профиля проводника.

При этом разница между динамической реакцией сосуда на возмущения при фактическом и сглаженным профилями показывала влияние локальных искривлений на динамику системы. Если такая разница практически отсутствовала, то это означало, что доминирующей причиной на формирование величин

ударных нагрузок на армировку является генеральное искривление проводников из-за сдвижения горных пород на протяженном участке. Устранить такие генеральные искривления профилей на стадии эксплуатации ствола без значительных капитальных затрат практически не возможно, поэтому путь к снижению контактных нагрузок в таких стволах может лежать только в соответствующем подборе рациональных параметров и конструкций элементов системы «сосуд – направляющие – проводники».

Большая разница в нагрузках при сглаженном и фактическом профилях показывала, что главной причиной повышенных нагрузок на участке являются устранимые при плановых ремонтах локальные отклонения проводников от вертикали на смежных ярусах по отношению к некоторой усредненной по участку генеральной линии проводника.

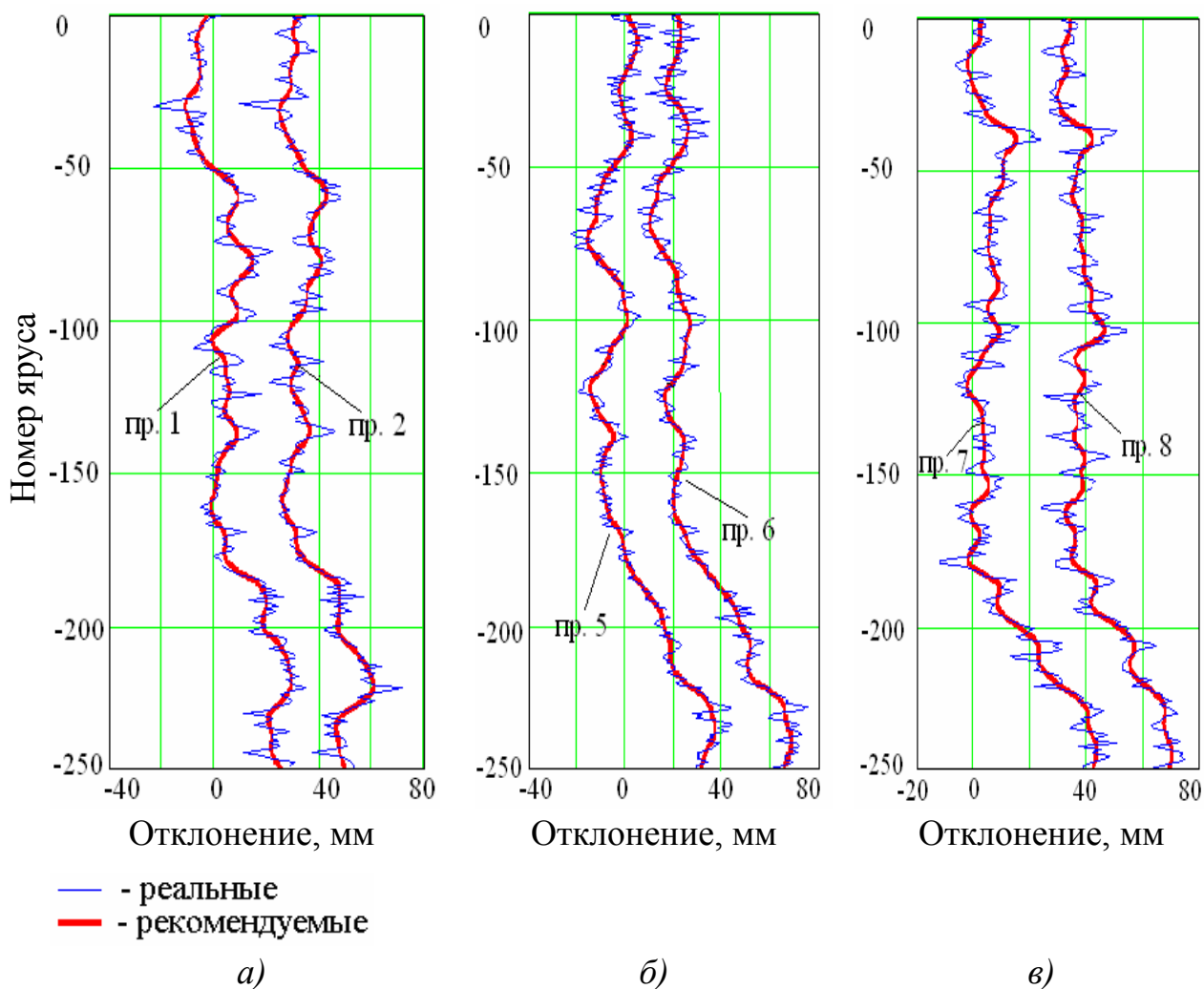
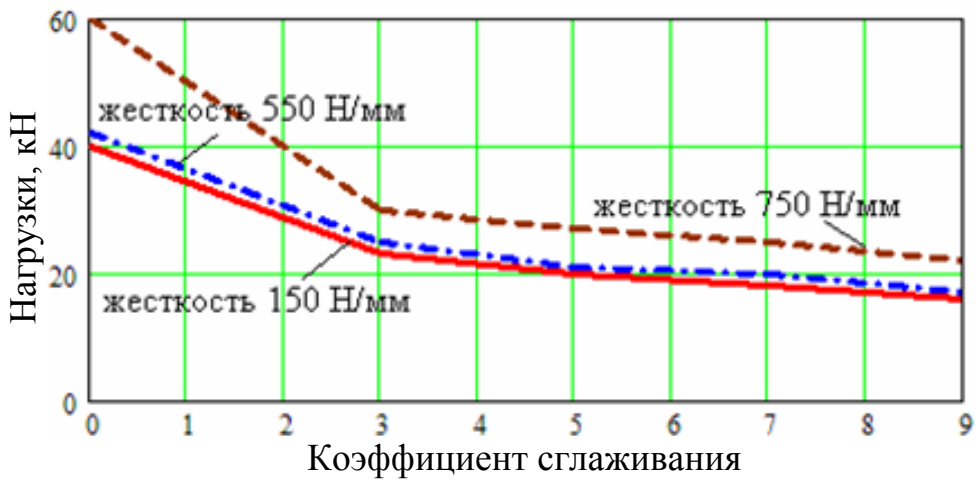
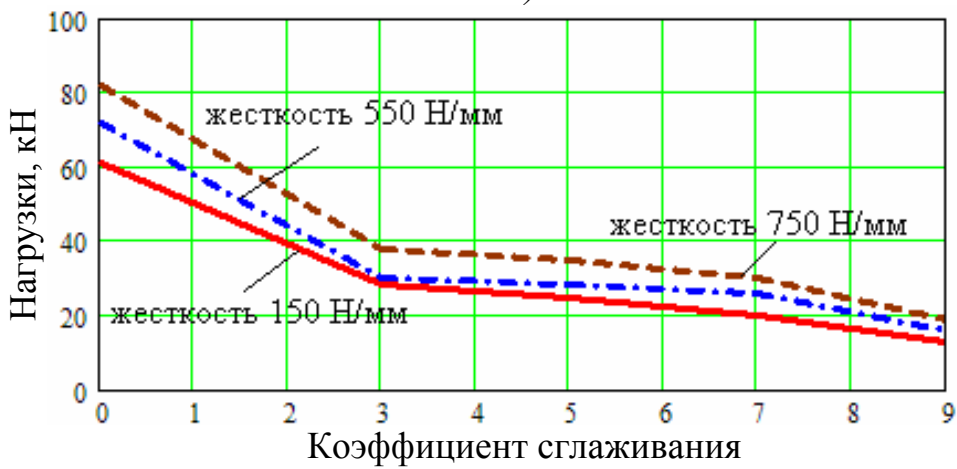


Рис. 6.29. Графики фактических и рекомендуемых профилей проводников, рассчитанные по методу Гаусса:

- а)* породное скиповое отделение; *б)* северное скиповое отделение;
- в)* южное скиповое отделение



а)



б)

Рис. 6.30. Зависимость максимальных контактных нагрузок на проводники со стороны скипов от коэффициента сглаживания b , кН:
 а) проводники 7 – 8; б) проводники 9 – 10



Рис. 6.31. Зависимость отклонения проводников от вертикали на смежных ярусах от коэффициента сглаживания

Из графиков на рис. 6.30, 6.31, что в данных системах «скип – проводник» минимальная сила, которая может действовать на проводник при максимальном сглаживании профилей проводников (коэффициент сглаживания $b=9$, отклонения на смежных ярусах 3 мм) равна 17 кН и превышает нормативное значение 10 кН, соответствующее безударному режиму взаимодействия. Максимально допустимое по ПБ отклонение проводников от вертикали на смежных ярусах 10 мм. Из этого следует, что в отделениях стволов с нарушенной геометрией даже выполнение требований ПБ по максимальным отклонениям на смежных ярусах 10 мм не обеспечивает безударного режима движения скипов. Система не переходит в безударный режим даже при коэффициенте сглаживания, равном 7 или 9, при которых разность отклонений на смежных ярусах снижается до 4 – 3-х мм, хотя максимальная величина нагрузок снижается до 4-х раз.

Это значит, что в стволах с нарушенной геометрией требования к отклонениям на смежных ярусах должны быть более жесткими, чем для стволов с вертикальной осью, с учетом влияния на динамику фактического искривления генеральной линии ствола. А в случае невозможности достижения безударного режима даже при максимально возможном сглаживании профилей необходимо принятие специальных мер, которые лежат в области применения роликовых направляющих с амортизаторами специального типа, с параметрами, адаптированными по конкретную систему «сосуд – армировка»

6.3.3 Влияние параметров роликовых направляющих на контактные нагрузки в системе «сосуд – армировка» для шахтных стволов с нарушенной геометрией

Результаты моделирования динамики системы «сосуд – армировка» показали, что в исследуемом рудоподъемном отделении в интервале между 60-й и 90-й секундами цикла подъема груженого скипа со скоростью 11 м/с, который приходится на участок максимального искривления оси ствола, реализуется интенсивный ударно-циклический режим силового воздействия скипа жесткими предохранительными башмаками на проводники армировки. При вариации значений входных параметров: жесткость и коэффициент диссипации роликовых направляющих, с неизменной диаграммой скорости подъема, записанной регистрирующей аппаратурой ШПМ, неизменными профилями проводников, измеренными маркшейдерской аппаратурой СИ-4, уровень, интенсивность и координаты точек приложения максимальных нагрузок к проводникам по глубине ствола существенно изменяются.

В силу случайности и непредсказуемости характера формирования горизонтальных отклонений проводников от проектной вертикали спектральные характеристики их кинематических возмущений движения сосуда на разных участках по глубине ствола могут значительно отличаться. Естественно, что при неизменности профиля от цикла к циклу спектральные характеристики возмущений определяются мгновенной скоростью движения сосуда по короткому участку. Чем скорость выше, тем частота возмущений больше.

Собственные частоты колебаний систем «сосуд – армировка» при безударном режиме зависят только от инерционных параметров взаимодействующих тел, жесткости и диссипации роликовых направляющих. Отсюда следует, что при случайном попадании системы в резонансный режим, в котором собственные и вынуждающие спектральные характеристики будут близкими по значению достаточно длительное время, единственными параметрами, изменяя которые можно вывести систему из него для дальнейшей устойчивой работы, являются жесткость и параметры вязкого сопротивления роликовых направляющих.

Результаты, показывающие изменение средних на интервале 60 с – 90 с контактных нагрузок в зависимости от жесткости и коэффициента вязкого сопротивления (КВС) направляющей, приведены на рис. 6.32.

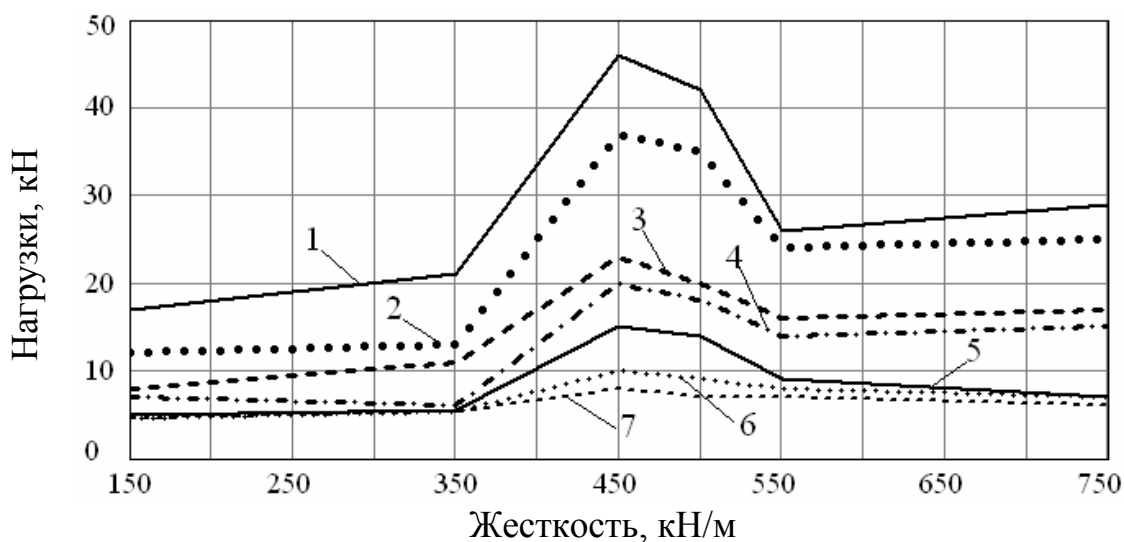


Рис. 6.32. Зависимость уровня динамических нагрузок на проводник от жесткости и параметров вязкого сопротивления направляющих:

1 – КВС=0; 2 – КВС=60 Нс/мм; 3 – КВС=170 Нс/мм; 4 – КВС=400 Нс/мм; 5 – КВС=600 Нс/мм; 6 – КВС=800 Нс/мм; 7 – КВС=1000 Нс/мм

Из этих графиков видно, что с ростом жесткости роликовых направляющих ударно-контактные нагрузки на проводники имеют тенденцию к увеличению. При этом в интервале жесткостей 400 – 550 кН/м имеется явно выраженный рост нагрузок, который объясняется тем, что в этом интервале некоторые из собственных частот колебаний сосуда оказываются близкими к частотам, которые генерируются профилем проводников при данной диаграмме скорости подъема. В то же время рост параметров диссипации снижает общий уровень нагрузок. Так, например, при жесткости 1000 кН/м рост параметра вязкости от 0 до 1000 Нс/м приводит к снижению нагрузки в 5 раз даже при резонансном значении жесткости.

Отсюда так же видно, что при дорезонансном значении жесткости 150 - 350 кН/м при отсутствии диссипации нагрузки по участку составляют величину порядка 20 кН, а с увеличением КВС до 1000 Нс/м снижаются до 2 –

3 кН. При больших значениях жесткости, даже в зарезонансной области такого снижения нагрузок не происходит.

Учитывая, что повышение значения коэффициента вязкого сопротивления приводит к росту нагрузок на диссипативный блок и узлы крепления к сосуду, при выборе рациональных параметров необходимо выбирать минимальный уровень КВС, обеспечивающий достаточное при критерию безопасности снижение контактных нагрузок. В приведенном случае этому соответствует значение КВС=170 Нс/м и более (кривая 3) при значении жесткости направляющей $C_p=150 - 250$ кН/м.

Результаты исследований зависимости контактной нагрузки от параметра диссипации КВС для различных жесткостей направляющих представлены на рис. 6.33. Видно, что характер зависимости близок к экспоненциальному. Это дает возможность использовать сложную экспоненциальную регрессию для построения аналитических зависимостей, описывающих этот процесс в данном грузоподъемном отделении. В результате получим следующие функции:

$$Fc150(z) = 171.138 \cdot \exp[-(3.229 \cdot 10^{-3}) \cdot z] + 0.553;$$

$$Fc350(z) = 193.069 \cdot \exp[-(2.917 \cdot 10^{-3}) \cdot z] + 0.563;$$

$$Fc450(z) = 378.773 \cdot \exp[-(1.817 \cdot 10^{-3}) \cdot z] + 0.688;$$

$$Fc500(z) = 344.762 \cdot \exp[-(1.833 \cdot 10^{-3}) \cdot z] + 0.632;$$

$$Fc550(z) = 252.481 \cdot \exp[-(1.867 \cdot 10^{-3}) \cdot z] + 0.471;$$

$$Fc750(z) = 287.003 \cdot \exp[-(2.369 \cdot 10^{-3}) \cdot z] + 0.68.$$

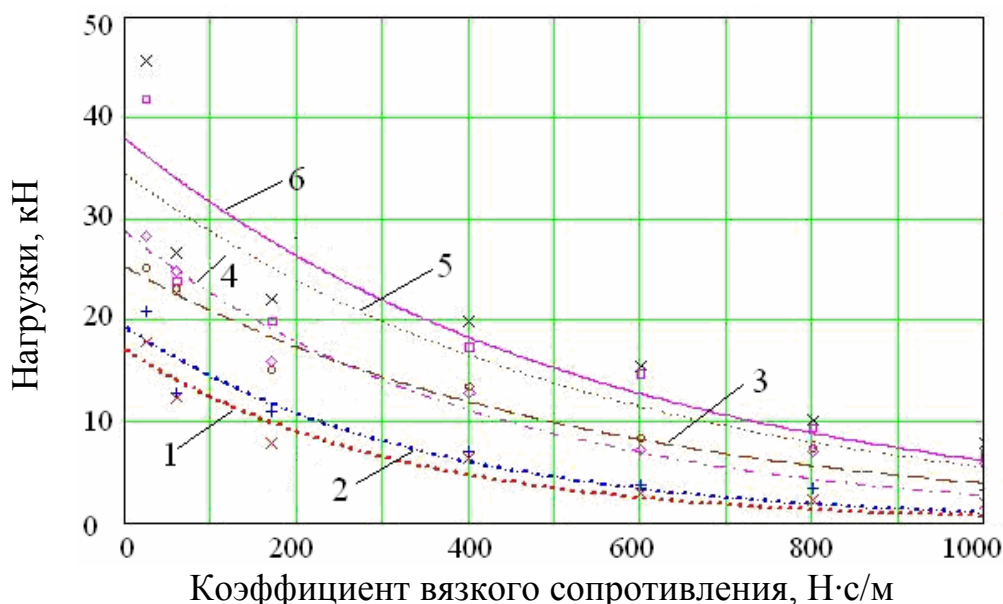


Рис.6.33. Результаты численных экспериментов и графики регрессионных зависимостей средних нагрузок на проводники от коэффициента вязкого сопротивления направляющей при вариации жесткости (С) амортизатора: 1 – С=150 кН/м; 2 – С=350 кН/м; 3 – С=400 кН/м; 4 – С=500 кН/м; 5 – С=550 кН/м; 6 – С=750 кН/м

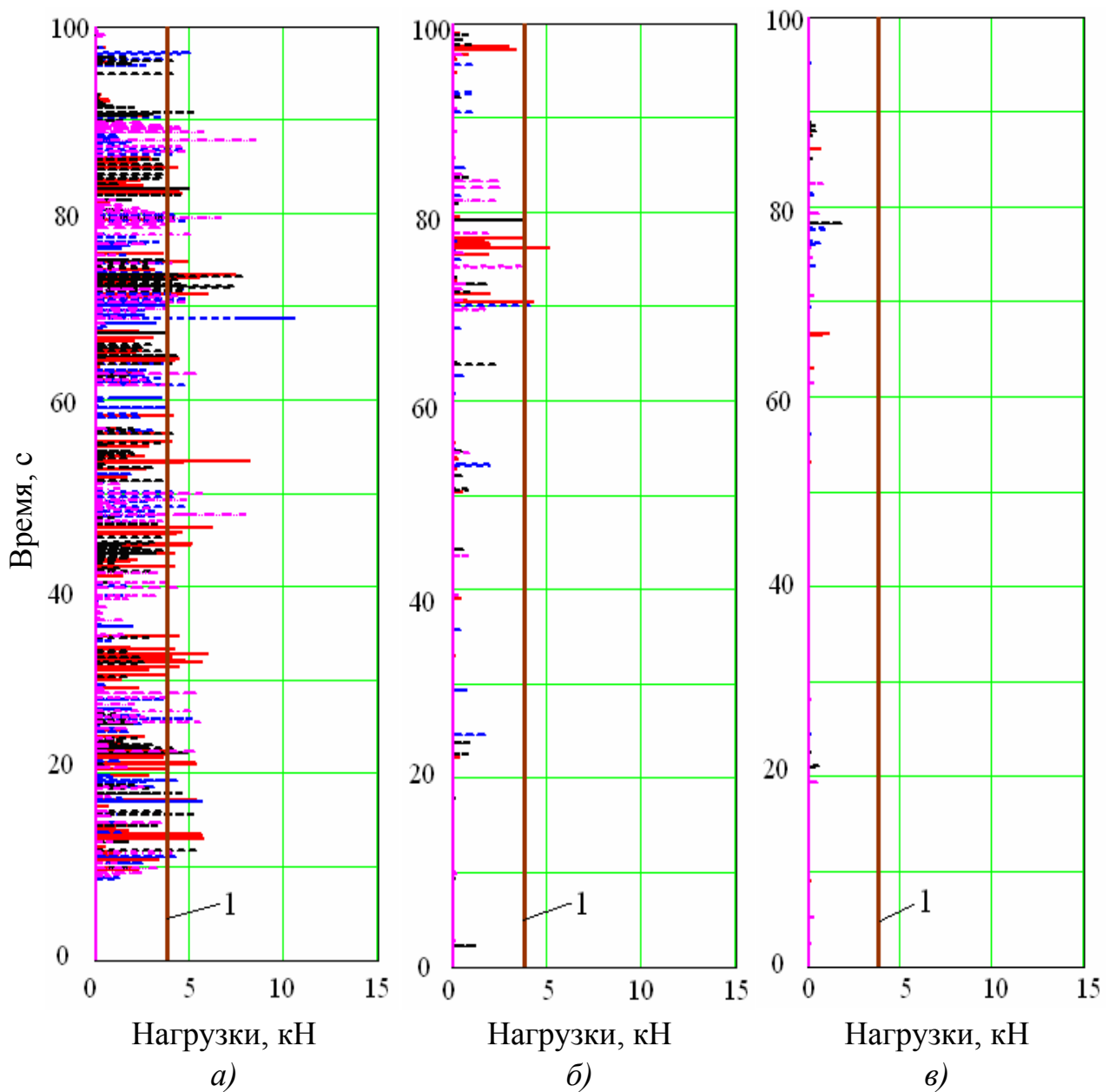


Рис. 6.34. Графики контактных нагрузок на проводники при сглаженных профилях проводников ($k=9$) и дополнительных амортизаторах (жесткость $C=150$ кН/м, кинематические зазоры 25 мм):

1 – уровень максимально возможных сил упругости амортизатора в пределах кинематического зазора *а)* $KBC=170$ Нс/м, *б)* $KBC=1000$ Нс/м, *в)* $KBC=10000$ Нс/м

Из рис. 6.34 видно, что диссипация в упруго-вязких звеньях роликовых направляющих является наиболее влиятельным техническим фактором, управляя которым можно на практике добиться существенного снижения динамических нагрузок в системах «скип – армировка» в стволах с нарушенной геометрией. В направляющих типа НКП, не имеющих подвижных частей, диссипация ограничена значением коэффициента вязкого сопротивления резиновой обо-

лочка катка и не является существенно управляемой величиной. В рычажных направляющих техническая возможность управлять диссипацией амортизирующего блока существует, так как при смещении оси ролика относительно сосуда меняется расстояние между концом рычага и основанием направляющей, в зазор между которыми вставлен резино-пружинный блок.

Это говорит о том, что для данного грузоподъемного отделения целесообразно использование специализированных направляющих, с жесткостью, приведенной к оси вращения ролика порядка 150 – 250 кН/м и коэффициентом вязкого сопротивления порядка 700 – 800 Нс/мм. При дальнейшем повышении коэффициента вязкости скорость снижения нагрузок с ростом диссипации существенно снижается. Наиболее заметно влияние роста диссипации в интервале до 350 – 400 Нс/мм.

Для условия северного скипового отделения рудоподъемного ствола (проводники 7/8) выполнены расчеты динамических нагрузок на армировку в условиях применения комбинированных мер по их снижению. Проведено моделирование максимально возможного по техническим условиям сглаживания профилей (коэффициент сглаживания 9) совместно с повышением значения КВС амортизатора. При этом разности отклонений на смежных ярусах в данном отделении снижены до максимальной величины 3 – 4 мм. Дальнейшее сглаживание практически неосуществимо, так как погрешность маркшейдерской профилировки не может быть ниже этого значения.

Так нагрузки в отдельные моменты времени на искривленном участке ствола даже при таком сглаживании превышают нормативное значение 10 кН без дополнительного демпфирования, то дальнейшее их снижение становится возможным путем повышения КВС. Из приведенных графиков видно, что в сравнении с фактическими условиями сглаживание профилей и одновременное повышение диссипации дают значительный положительный эффект. Уже при КВС=170 Нс/м достигается снижение пиковых нагрузок почти до 10 кН, но частота их появления во время движения остается достаточно высокой. При КВС=1000 Нс/м значительно снижается частота их проявления (видны только редкие заметные удары) и величина нагрузок уменьшается практически до величины безударного движения (кривая 1). Дальнейший рост КВС=10000 Нс/м практически переводит систему в бесконтактный режим взаимодействия башмаков с проводниками. При выборе рационального значения КВС в конкретных условиях следует учитывать, что с ростом КВС растет и значение опорной нагрузки на элементы и узлы крепления амортизатора, что может потребовать такого увеличения габаритных параметров дополнительных блоков, которое будет невозможно реализовать в стесненных условиях некоторых подъемных судов. Поэтому следует выбирать минимально достаточное значение КВС, исходя из принципа минимизации размеров дополнительных узлов в конструкции направляющей.

6.3.4 Исследование влияние смещенного положения боковых роликов относительно проводников на динамическую устойчивость колебаний сосудов

Исследования, проведенные в разделе 6.2, показали, что случаях смещения боковых роликов относительно проводников внутрь колеи опорная жесткость направляющей становится периодической во времени величиной из-за чего в системе «скип – роликовые направляющие – проводники» создаются условия для возникновения параметрического возбуждения резонансного типа, которые могут представлять опасность для эксплуатации подъема (уравнения 3.4, 3.5). Для получения предельных оценок выполним исследование этого явления в упрощенной постановке, учитывающий основные, доминирующие факторы, главным образом определяющие поведение системы.

Из результатов исследований лобовых колебаний сосуда, проведенных в п. 6.1, следует, что сосуд совершает гармонические колебания по 2-м степеням свободы: поступательное перемещение верхнего и нижнего пояса между двумя противостоящими проводниками и угловое перемещение вокруг центра масс.

При первом типе перемещения одновременно оба лобовых ролика, контактирующие с одним проводником по верхнему и нижнему поясам сосуда одновременно отжимаются (прижимаются) от (к) его лобовой поверхности, а их боковые ролики в это время так же одновременно выходят (заходят) за (на) боковую рабочую поверхность проводника.

При втором типе перемещений лобовые ролики, контактирующие с одним и тем же проводником поочередно отжимаются (прижимаются) от (к) его лобовой поверхности, а их боковые ролики в это время так же поочередно выходят (заходят) за (на) боковую рабочую поверхность проводника. В этом случае суммарная средняя жесткость пары боковых роликов, контактирующих с одним проводником, остается неизменной и пульсация амплитуды жесткости является минимальной по сравнению с первым случаем.

В силу этих соображений для проведения исследований рассмотрим влияние гармонических лобовых колебаний поступательного типа. Будем рассматривать одночастотный режим колебаний в лобовой плоскости на стадии безударного режима с частотой ω , исследовав условия, при которых в системе станет возможным параметрическое возбуждение боковых колебаний нарастающей амплитуды, которые неизбежно будут приводить к переходу в ударно-циклический режим взаимодействия с проводниками в боковой плоскости.

Рассмотрим влияние лобовых колебаний сосуда на его плоско-параллельное движение в боковой, при котором направляющие верхнего и нижнего поясов, контактирующие с одним проводником, движутся синхронно и изучим возможность проявления параметрического резонанса на собственных частотах боковых колебаний по этим степеням свободы.

В этом случае в уравнениях (3.4) равны между собой функции

$$u_1^{bok}(t) = u_2^{bok}(t) = U1(t); \quad u_3^{bok}(t) = u_4^{bok}(t) = U2(t);$$

$$\begin{aligned} C_1^{bok} (u_1^{lob} (t)) = C_2^{bok} (u_2^{lob} (t)) = C1; \\ C_3^{bok} (u_3^{lob} (t)) = C_k^{bok} (u_k^{lob} (t)) = C2. \end{aligned} \quad (6.8)$$

Рассмотрим однородные уравнения, соответствующие (3.4), без учета диссипации и вынуждающих воздействий со стороны проводников, которые не влияют на условия возникновения параметрического резонанса [7].

Однородные уравнения плоско-параллельного движения сосуда примут вид

$$\begin{aligned} \frac{Q}{g} \cdot u_{c,bok} (t) + C1(u1^{lob} (t)) \cdot u1^{bok} (t) + C2(u2^{lob} (t)) \cdot u2^{bok} (t) = 0; \\ I^{gor} \psi^{gor} + \left(\frac{h_j^{lob}}{2} \right) \sum_{k=1}^2 [c_k^{bok} (u_k^{lob} (t)) \cdot u1^{bok} (t)] - \left(\frac{h_j^{lob}}{2} \right) \sum_{k=3}^4 [c_k^{bok} (u_k^{lob} (t)) \cdot u2^{bok} (t)] = 0. \end{aligned} \quad (6.9)$$

Учитывая соотношения (3.8) и (3.9), а так же то, что подъемные сосуды проектируются так, чтобы расстояния от центра масс до верхнего и нижнего поясов были равными ($b=h/2$) получим уравнения

$$\begin{aligned} u_{c,bok} (t) + \frac{C1 + C2}{Q} \cdot g \cdot u_{c,bok} (t) - b \cdot \frac{C1 - C2}{Q} \cdot g \cdot \psi^{gor}; \\ \ddot{\psi}^{gor} (t) + \frac{b^2}{4 \cdot I^{gor}} \cdot (C1 + C2) \cdot \psi^{gor} (t) - \frac{b^2}{2 \cdot I^{gor}} \cdot (C1 + C2) \cdot u_{c,bok} (t) = 0. \end{aligned} \quad (6.10)$$

При смещении сосуда в лобовой плоскости в пределах кинематического зазора жесткость ранее смещенных боковых роликов у одного проводника возрастает, а у другого уменьшается, в общем случае на разные величины. В соответствии с выражением (3.2) функции боковой жесткости роликов, контактирующих с противостоящими проводниками, можно представить в виде

$$C1(t) = C1cp - AC1 \cdot \cos(\omega t); \quad C2(t) = C2cp + AC2 \cdot \cos(\omega t), \quad (6.11)$$

где $C1cp$, $C2cp$ – средние жесткости роликов, $AC1$, $AC2$ – амплитуды колебаний жесткостей роликов.

График функции жесткости ролика, приведен на рис. 6.35.

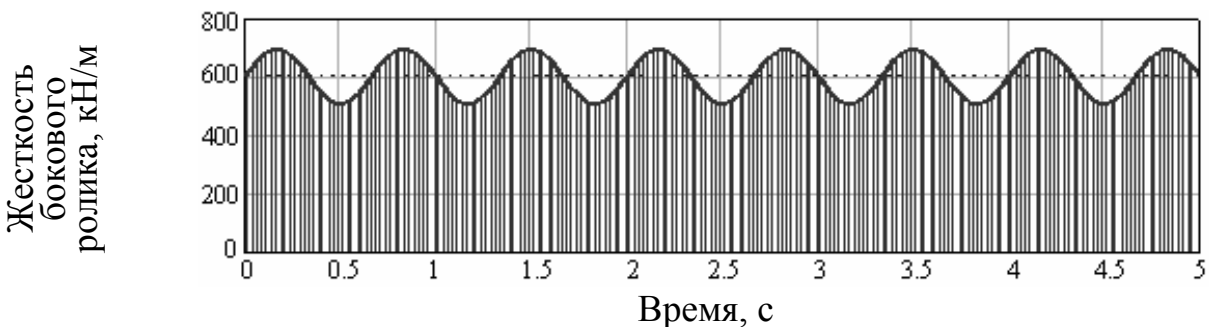


Рис. 6.35. Вид функции изменения жесткости бокового ролика при неполном контакте с проводником

Обозначим

$$\begin{aligned} C1cp + C2cp &= Ccp; \quad C1cp - C2cp = \delta Ccp; \\ AC1 + AC2 &= AC; \quad AC1 - AC2 = \delta AC, \end{aligned}$$

тогда уравнения (6.10) преобразуются к виду

$$\begin{aligned} \ddot{u}_{c,bok}(t) + \frac{g}{Q}(Ccp - \delta AC \cdot \cos(\omega t)) \cdot u_{c,bok}(t) - b \frac{g}{2Q}(\delta Ccp - AC \cdot \cos(\omega t))\Psi^{gor} &= 0; \quad (6.12) \\ \ddot{\Psi}^{gor}(t) + \frac{b^2}{4I^{gor}}(Ccp - \delta AC \cdot \cos(\omega t))\Psi^{gor}(t) - \frac{b}{2I^{gor}}(\delta Ccp - AC \cdot \cos(\omega t))u_{c,bok}(t) &= 0. \end{aligned}$$

Для преобразования этих уравнений к каноническому виду перейдем к безразмерному времени τ , следующей заменой аргумента $\omega t = 2\tau$. Введем обозначения

$$a_u = \frac{4g \cdot Ccp}{Q \cdot \omega^2}; \quad q_u = \frac{\delta \cdot AC \cdot g}{Q \cdot \omega^2}; \quad D_u = \frac{b \cdot g}{Q \cdot \omega^2} \cdot \delta \cdot Ccp; \quad P_u = \frac{2b \cdot g}{Q \cdot \omega^2} \cdot AC; \quad (6.13)$$

$$a_\psi = \frac{b^2 \cdot Ccp}{I^{gor} \cdot \omega^2}; \quad q_\psi = \frac{\delta \cdot AC \cdot b^2}{2I^{gor} \cdot \omega^2}; \quad D_\psi = \frac{2b}{I^{gor} \cdot \omega^2} \cdot \delta \cdot Ccp; \quad P_\psi = \frac{2b}{I^{gor} \cdot \omega^2} \cdot AC.$$

С учетом этих обозначений, уравнения (6.13) примут вид

$$\begin{aligned} U''(\tau) + (a_u + q_u \cdot \cos(2\tau)) \cdot U(\tau) &= (D_u - P_u \cdot \cos(2\tau)) \cdot \varphi(\tau); \\ \varphi''(\tau) + (a_\psi + q_\psi \cdot \cos(2\tau)) \cdot \varphi(\tau) &= (D_\psi - P_\psi \cdot \cos(2\tau)) \cdot U(\tau). \end{aligned} \quad (6.14)$$

При реальных параметрах действующих подъемных установок уравнения (3.15) являются слабо взаимосвязанными. Их левые части представляют собой уравнения типа Матье, анализ которых в первом приближении дает предельные оценки границ допустимых значений конструктивных параметров системы «сосуд – армировка» по критерию устойчивости движения.

Результаты анализа показаны в виде диаграммы Айнса–Стретта, где нанесены координатные прямые, соответствующие различным комбинациям параметров системы «сосуд – армировка» (рис. 6.36). Видно, что уменьшение жесткости ролика ($\frac{Crol}{2}$) приводит к увеличению области недопустимых параметров (суммарная длина участков кривой в зонах неустойчивости растет), а уменьшение амплитуды модуляции жесткости ($\frac{\delta Crol}{2}$) за счет выхода за плоскость проводника приводит к ее снижению.

В работе [7] показано, что наличие диссипации в условиях параметрического возбуждения приводит к тому, что резонансное нарастание амплитуд колебаний реализуется, только начиная с некоторого определенного значения

амплитуды возбуждения (параметр « q »), которое тем больше, чем больше коэффициент вязкого сопротивления системы. В нашем случае это означает, что безопасная эксплуатация систем «сосуд – армировка» при неполном контакте роликов с прямоугольными проводниками или при скругленных гранях проводников может оказаться невозможной при определенных сочетаниях параметров системы без применения специальных средств дополнительного рассеивания энергии.

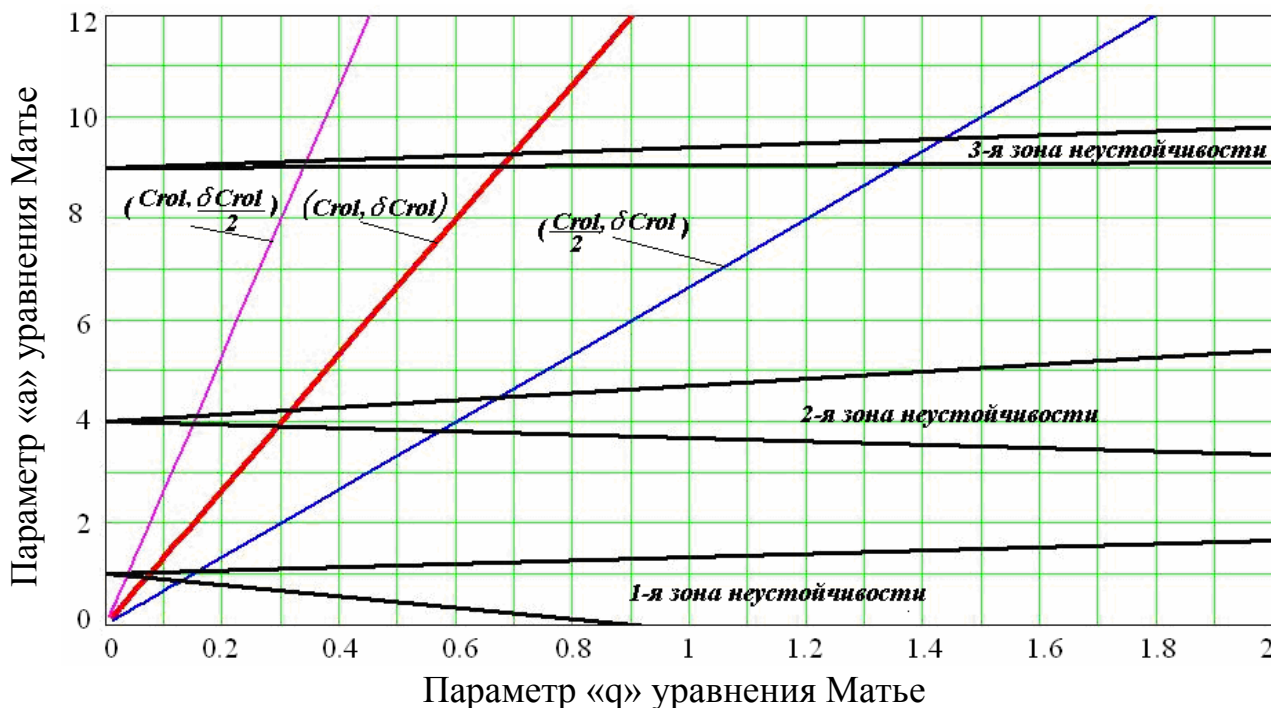


Рис. 6.36. Диаграмма устойчивости движения сосуда при неполном контакте боковых роликов с проводниками

На рис. 6.36 приведены результаты численных исследований зависимости суммарной ширины зон неустойчивости, которые пересекает координатная прямая на диаграмме при варьировании параметрами $C_{ср}$, $\delta C_{ср}$, AC , δAC при изменении частоты лобовых колебаний ($\Omega = 0.1..10$ Гц, $\omega = 2\pi(0.1..10)$ рад/с при параметрах скипов, представленных в разделе 6.2. Результаты расчетов подвергались регрессионному анализу.

Результаты показали, что при неполном контакте боковых роликов НКП с рабочими поверхностями коробчатых проводников зависимость ширины зоны аварийно-опасных сочетаний инерционно-геометрических параметров системы «сосуд – армировка» от жесткости роликоопор имеет обратно-экспоненциальный характер (кривая 1, рис. 3.38), и линейный – от разницы между амплитудами жесткости роликоопор, которые контактируют с противоположными проводниками (кривая 2, рис. 6.37).

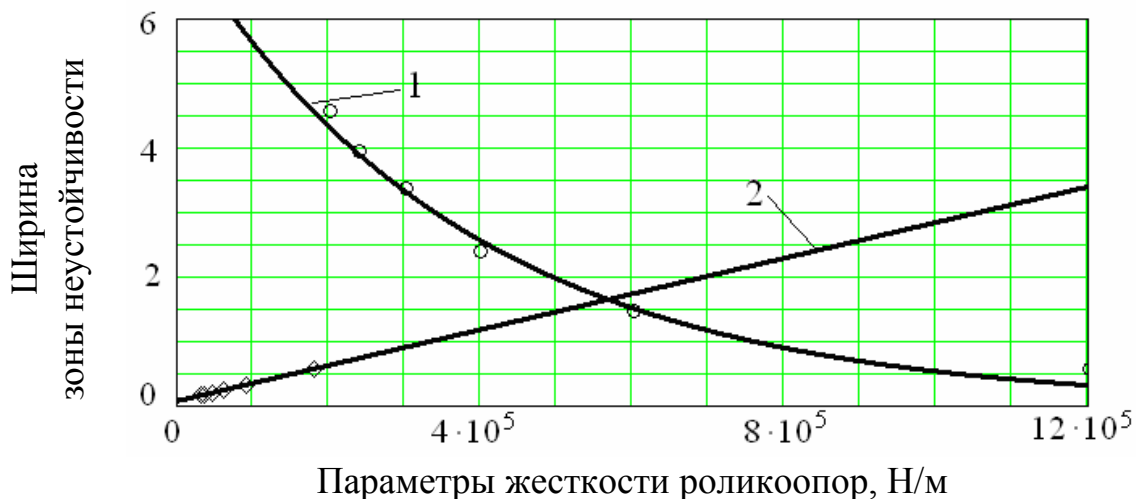


Рис. 6.37. Зависимость раз мера зон неустойчивости от параметров жесткости роликов

Это значит, что для гарантированной безопасности эксплуатации систем «сосуд – армировка» необходимо ролики типа НКП, для которых изменение жесткости наиболее характерно, устанавливать без возможности выхода за пределы плоской поверхности проводников. Если такая установка невозможна по техническим причинам (рис. 6.8), то необходимо определить фактические жесткости роликов, максимально возможные амплитуды ее колебаний, определить спектр лобовых колебаний подъемного сосуда и, построив координатную прямую на диаграмме Айнса–Стретта с вариацией частоты в пределах полученного спектра, определить в какой зоне находится координатная точка, соответствующая выбранным параметрам.

Если точка находится вблизи или попадает в какую-либо зону неустойчивости, то необходимо за счет регулировки лобовых роликов добиться того, чтобы смещения роликов на противостоящих проводниках были как можно более близкими по значению (в этом случае параметр “ q ” стремится к нулю и ширина зон неустойчивости резко сокращается). Это позволит эксплуатировать систему в более устойчивом режиме при выбранных технических параметрах.

Наиболее целесообразно в этом случае применить рычажные роликовые направляющие, снабженные дополнительными гидравлическими амортизаторами для поглощения энергии колебаний. Это позволит резко увеличить ширину зон устойчивости колебаний системы и повысить ее безопасность.

Эти результаты позволяют обосновать рациональные параметры усовершенствованной конструкции роликовых направляющих скипов для стволов с нарушенной геометрией, обосновать допустимые параметры взаимного расположения роликов и проводников, повысив тем самым надежность и безопасность эксплуатации существующих подъемных комплексов.

6.4 Методы и средства стабилизации движения скипов в стволах с нарушенной геометрией

Как показали исследования, смещение боковых роликов за пределы плоских рабочих поверхностей коробчатых проводников является источником параметрического возбуждения, которое при определенных соотношениях параметров может привести к резонансному нарастанию колебаний сосуда и инициировать жесткие соударения предохранительных башмаков с проводниками и деформацию его корпуса.

В связи с этим при установке роликовых направляющих и выборе типоразмера проводников и формы их поперечного сечения (прямоугольные, со скругленными гранями) для безопасной эксплуатации необходимо обеспечить сочетание лобовых кинематических зазоров, толщину ролика, положение его оси симметрии относительно проводника, сечение проводника таким образом, чтобы при максимальном лобовом отклонении сосуда в колее ролик не выходил своей рабочей поверхностью за боковую поверхность проводника.

В том случае, когда по техническим причинам этого достичь невозможно необходимо подбором конструктивных параметров роликоопор обеспечить попадание безразмерных параметров « a » и « q » уравнений Матье, зависящих от параметров системы в устойчивую область.

Для этого необходимо путем лабораторных экспериментов определить фактическую жесткость катка роликоопоры при его полном заходе на проводник, как это описано в главе 5. Считая, что потеря жесткости пропорциональна потере площади контакта определить максимальную амплитуду колебаний жесткости при установке ролика на сосуда с максимальным лобовым зазором в колее проводников.

По формулам (6.13) рассчитать указанные параметры при максимальной и минимальной циклической частоте лобовых колебаний сосуда ω , определенными методом спектрального анализа результатов динамического моделирования, как указано в разделе 6.2.

На диаграмме устойчивости (рис. 6.36) нанести точки с координатами $M(a_u, q_u)$ и $M(a_{\psi}, q_{\psi})$ для минимального и максимального значений лобовой частоты возбуждения, построить соединяющие их отрезки. Определить попадают ли данные точки в зоны устойчивости или неустойчивости.

Если все отрезки лежат далеко от границ зон неустойчивости, то эксплуатация такой системы «сосуд – армировка» со смещенными роликами безопасна. Если какой-то из отрезков попадает в зону неустойчивости, то необходимо за счет изменения жесткости роликов или за счет перехода к рычажным направляющим с дополнительным гидроамортизатором перевести систему в зону устойчивых колебаний.

При невозможности реализации мероприятий по сглаживанию проводников с заданным коэффициентом и снижения нагрузок за счет применения дополнительных амортизаторов, выполнить математический синтез диаграммы скорости подъема с пониженным значением скорости прохождения участков,

на которых при рабочей диаграмме скорости реализуются повышенные динамические нагрузки. Методом математического моделирования выполнить динамический расчет по разделу 6.1 и подобрать скорость, на которой нагрузки снизятся до безопасного уровня.

Теоретические эксперименты на основе разработанной компьютерной модели показали:

- в стволах, находящихся в зоне сдвижения горных пород, характер динамического взаимодействия скипов с проводниками, главным образом, определяется локальными геометрическими параметрами профилей системы проводников конкретного отделения, спектральными характеристиками их системных геометрических параметров (поступательного смещения скипа, наклона (углового перемещения) оси скипа), диаграммой скорости движения скипа по стволу;

- для скипов, имеющих груженую массу порядка 37 – 43 т и роликовые упругие направляющие качения, угловая лобовая частота колебаний скипа практически совпадает с боковой поворотной частотой, что может вызвать динамическое явление типа «биение» с периодическим нарастанием/убыванием амплитуд колебаний и ударами скипа по проводникам;

- величины максимальных нагрузок на локальных участках армировки определяются спектральными параметрами возмущений от профиля проводников при фиксированной скорости движения по участку, упруго-диссипативными параметрами роликовых амортизаторов и армировки, инерционно-геометрическими параметрами сосуда. Причем, в системе присутствуют кратные сочетания частот возмущений от проводников и собственных частот системы «сосуд – роликоопоры – армировка», которые приводят к росту амплитуд ударных нагрузок на армировку;

- в системах «скип – армировка» с двусторонним боковым расположением проводников, имеющих нарушенную на локальных участках прямолинейность профилей, ударно-динамические нагрузки распределяются по величине между проводниками пропорционально жесткости их опорных расстрелов.

В исследованных системах «скип – армировка» спектры возмущений движения скипа со стороны проводников на участке ударного взаимодействия наиболее близки к собственной частоте, которая соответствует наклонным колебаниям скипов в лобовой плоскости вокруг центров масс. Частота возмущений поступательным перемещениям скипа со стороны проводников намного меньше соответствующей резонансной частоты системы. Спектры колебаний скипов при разных жесткостях пружин роликов содержат обе гармоники, но среди них энергетически доминирует гармоника с более низкой частотой, соответствующей поступательным перемещениям в лобовой плоскости.

Увеличение лобовых кинематических зазоров в интервале 15 – 40 мм при неизменной жесткости пружин роликовых направляющих на базовой отметке ствола создает тенденцию к снижению максимальных значений ударных нагрузок на проводники и уменьшению их числа в цикле подъема.

Увеличение жесткости пружин роликовых направляющих в пределах 100 кН/м – 700 кН/м при неизменном базовом кинематическом зазоре создает

тенденцию к снижению максимальных значений ударных нагрузок на проводники и уменьшению их числа в цикле подъема на участке локальных искривлений профилей проводников.

Совпадение спектральных характеристик профиля системы проводников и собственных колебаний системы «скип – роликовые направляющие – проводники» на ограниченном по длине участке ствола создает предпосылки к росту ударно-контактных нагрузок в системе.

В стволах с нарушенной геометрией, в которых путем коррекции профилей проводников достигается безударный режим взаимодействия сосудов с армировкой, допускается применение направляющих устройств с проектными характеристиками, заложенными при строительстве ствола. В противном случае необходимо применение специальных амортизирующих устройств с параметрами, адаптированными под данную систему «сосуд – армировка».

Разработанная математическая модель системы «сосуд – армировка» показывает, что установка боковых роликовых катков с возможностью частичного выхода их резиновых оболочек за пределы плоских рабочих поверхностей коробчатых проводников приводит к созданию условий для возникновения параметрически неустойчивых боковых колебаний сосуда в армировке, вызванных тем, что при неполном контакте боковых роликов с проводниками их опорная жесткость становится переменной во времени периодической функцией, что превращает исходные уравнения динамики системы «сосуд – армировка» в систему параметрических уравнений типа Матье–Хилла, обладающих свойством неустойчивого нарастания амплитуд колебаний в боковой плоскости.

Снижение контактных нагрузок достигается путем проведения комплекса технических мероприятий, как в части коррекции профиля проводников, так и выбором рациональных значений упруго-диссипативных параметров роликовых направляющих скипов для конкретных условий грузоподъемных отделений стволов.

6.4.1 Определение рациональных параметров сглаживания профилей проводников

Для определения степени влияния профилей проводников грузоподъемного отделения на динамические нагрузки в системе «сосуд – армировка» необходимо выполнить динамический расчет системы.

На этапе подготовки исходных данных для расчета выполняются в промышленных условиях на исследуемом подъеме аппаратурные измерения диаграммы рабочей скорости, результаты которые переводятся в цифровую форму с частотой квантования по времени не менее 10 Гц (10 опросов в секунду) для обеспечения достаточной точности воспроизведения.

Кроме того, проводятся маркшейдерской аппаратурой СИ измерения лобовых отклонений проводников от вертикали в развертке по номерам ярусов, а так же измерения расстояний между ярусами по всей высоте подъема.

Полученные табличные данные с использованием метода линейной интерполяции программным способом синхронизируются в развертке по локаль-

ному времени в рабочем цикле и сохраняются в табличных файлах в текстовом формате, отдельно для цикла спуска порожнего сосуда, отдельно для подъема груженого.

В лабораторных условиях методом испытания на метрологически аттестованном измерительном прессе определяются фактические жесткости роликовых направляющих.

На основании данных, взятых из паспорта ствола по конструкции ярусов армировки и сортаментам балок рассчитываются лобовые опорные жесткости проводников или выбираются из данных таблицы А.1.

Строится твердотельная модель системы «сосуд – армировка», в которой массы и размеры сосуда соответствуют фактическим значениям, определенным по паспорту ШПУ, опорные жесткости проводников берутся из результатов предыдущих расчетов, опорные жесткости роликов берутся из результатов лабораторных испытаний.

Производится динамический расчет системы «сосуд – армировка», результатом которого являются выходные таблицы данных, содержащих лобовые перемещения сосуда, лобовые перемещения (с учетом динамических прогибов) проводников, контактные нагрузки на проводники по всем 4-м направляющим верхнего и нижнего поясов сосуда.

По результатам расчета строятся графики найденных параметров в развертке по времени цикла (рис. 6.3). Из этих графиков определяются участки наибольших искривлений осей проводников (участок диаграммы скорости 60 – 80 сек цикла подъема) и определяется уровень максимальных нагрузок на проводники (30 – 50 кН). Если уровень нагрузок превышает 10 кН, соответствующих безударному проектному режиму взаимодействия (например, участок диаграммы скорости 35 – 45 сек), то проводятся дальнейшие исследования, направленные на определения параметров минимально достаточной коррекции профилей проводников по критерию снижения контактных нагрузок до безударного уровня.

Для этого определяются собственные частоты колебаний сосуда (рис. 6.5), спектральные характеристики возмущений со стороны проводников (рис. 6.6).

Проводится сопоставительный анализ значений собственных частот и частот возмущений со стороны проводников. В спектре проводников выделяются частоты, близкие к собственным частотам колебаний сосуда.

Для изменения амплитудно-частотной характеристики возмущений от проводников проводится построение серии сглаженных профилей с возрастанием коэффициента сглаживания (0 – 9) методом Гаусса по формулам (6.6), (6.7).

Вычисляются отклонения каждого проводника на шаге армировки от вертикали для каждого яруса и сравниваются их значения с нормативным 10 мм.

Выбирается вариант сглаженного профиля, для которого отклонения на смежных ярусах по всему стволу будут меньше 10 мм и проводится тестовый динамический расчет системы «сосуд – армировка» в модели движения сосуда

по сглаженному профилю.

Если расчетные нагрузки не снижаются меньше 10 кН, то синтезируется более сглаженный профиль с коэффициентом сглаживания 7 – 9 и проводятся тестовые динамические расчеты. Если расчеты показывают, что снизить нагрузки до безударного режима невозможно из-за большой остаточной кривизны генеральных линий проводников в зоне сдвижения горных пород, то проводится проверка возможности снижения нагрузок за счет изменения упруго-диссипативных параметров роликовых направляющих.

6.4.2 Определение параметров модернизации роликовых направляющих и их адаптации к условиям конкретной системы «сосуд – армировка»

Как показали исследования, приведенные выше, для надежного гашения горизонтальных колебаний сосуда на участках ствола со сверхнормативными отклонениями профилей проводников от вертикали, произошедших вынужденно из-за влияния сложных горно-технических условий, необходимо использовать роликовые направляющие, конструкция которых содержит пружинный (резиновый) блок для надежного центрирования башмаков относительно проводников с гарантированным кинематическим зазором и амортизатор с повышенной диссипативной характеристикой для максимального рассеивания энергии колебаний, возбуждаемых неровностями профилей проводников.

Для определения рациональных упруго-диссипативных параметров амортизатора необходимо выполнить тестовые динамические расчеты с вариацией жесткости роликовых направляющих и вариацией коэффициента их вязкого сопротивления. По результатам расчетов построить графики и определить резонансные частоты системы (рис. 6.35).

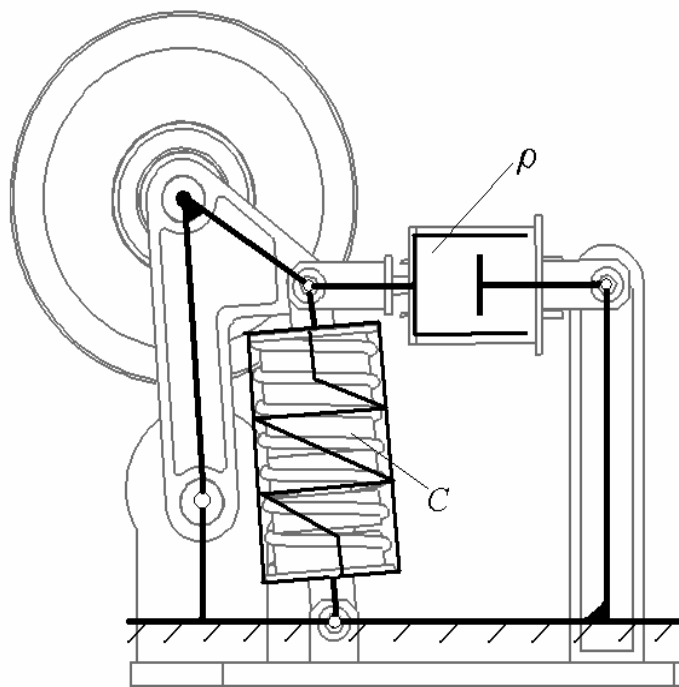
Выбрать параметры жесткости направляющих по критерию работы системы в дорезонансном режиме (в примере, на рис. 6.35 до 300 – 350 кН/м). Выбрать параметры диссипации, снижающие максимальные нагрузки в необходимое число раз до уровня меньше 10 кН (в примере на рис. 6.35 это кривая 4, значение $KBC=170 \text{ Н/(м/с)}$).

С целью максимально возможной унификации конструкции и адаптации ее к существующему в эксплуатации оборудованию предлагается в качестве базовой использовать конструкцию универсальных направляющих с диаметром блока 250 мм, работающих на скипах собственной массой до 22 т. Эти направляющие имеют двуплечий рычаг, на одном конце которого крепится основной ролик, а другой упирается в пружинно-резиновый демпфер.

Ниже приведена конструктивная схема такой направляющей, кинематический расчет работы ее узлов, соотношения между жесткостными и диссипативными параметрами, приведенными к оси ролика, и соответствующими параметрами на конце рычага, контактирующем с деформируемым упруго-диссипативным блоком.



a)



б)

Рис. 6.38. Роликовая двухрычажная направляющая:
a) стандартная; *б)* модернизированная

6.4.3 Алгоритм метода снижения нагрузок в стволах с нарушенной геометрией

Изложенные выше результаты позволяют сформулировать метод поэтапного снижения нагрузок в стволах с нарушенной геометрией, который включает анализ эксплуатационной документации, промышленные и лабораторные измерения, с помощью которых определяются фактические геометрические параметры элементов армировки, упруго-диссипативные параметры роликовых направляющих подъемных сосудов, скоростные режимы работы подъемной машины, конструкция и параметры проводников и расстрелов армировки, геометрические и инерционные параметры подъемного сосуда, проектные, предельно допустимые по критерию безопасности динамические нагрузки на армировку.

Так же метод включает статические и динамические расчеты жесткостных параметров армировки, динамических нагрузок на армировку со стороны подъемного сосуда при действующих параметрах подъемной установки, а так же вычислительные эксперименты для определения рациональных параметров коррекции профилей проводников, упругих и диссипативных параметров роликовых направляющих и выбора их предпочтительных конструкций.

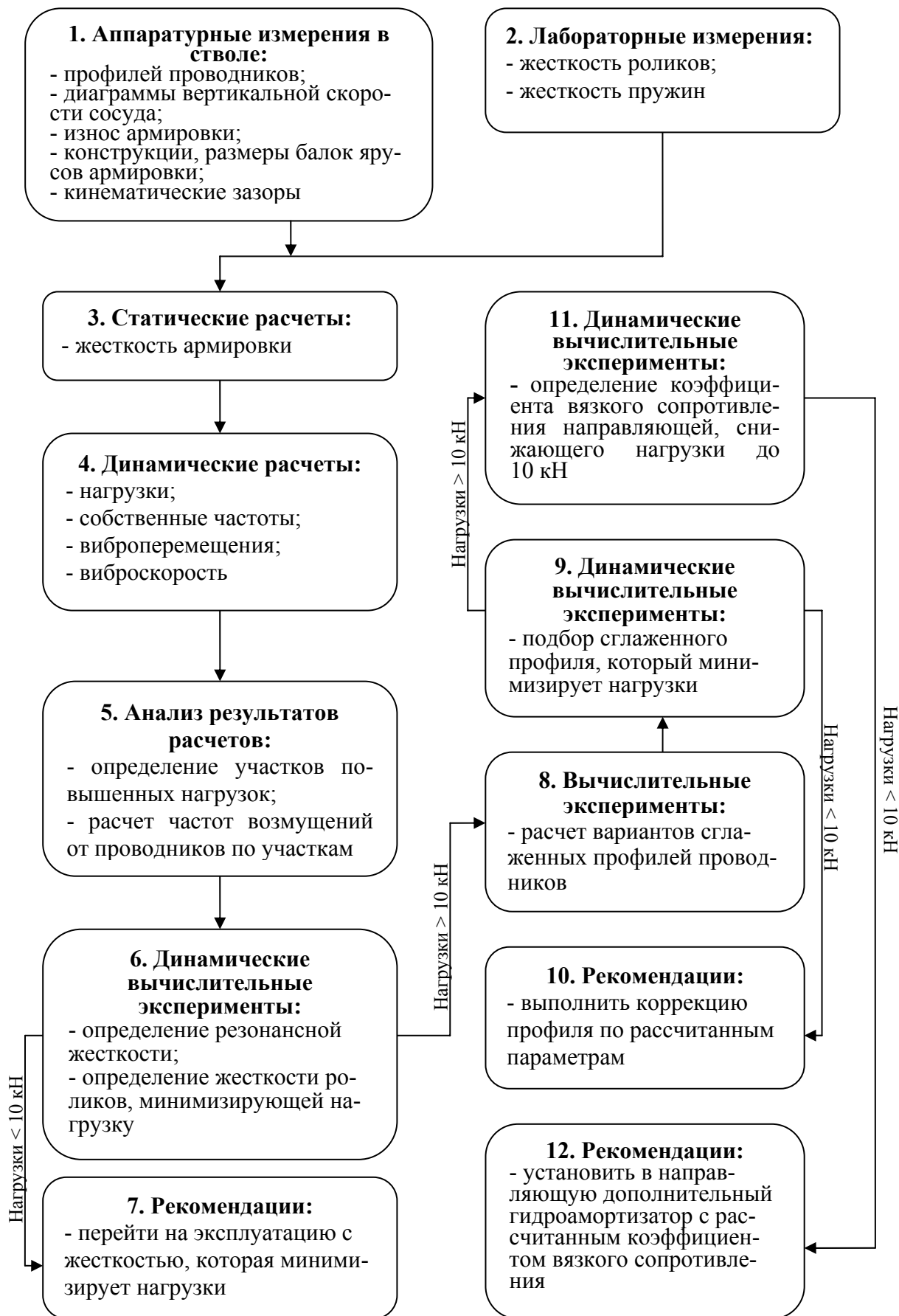


Рис. 6.39. Алгоритм метода снижения нагрузок на армировку в стволах с нарушенной геометрией

В результате применения комплексного метода на его различных этапах выдаются практические рекомендации по реализации мероприятий снижающих динамические нагрузки до безопасного уровня. Алгоритм метода приведен на рис. 6.39.

Разработанная методика позволяет определить параметры сглаживания профилей проводников на участках сдвижения горных пород, реализация которой обеспечивает снижение контактных нагрузок до безопасного уровня.

Для случаев существенной искривленности генеральных линий проводников, в которых снизить нагрузки до безударного уровня не представляется возможным в силу технических причин, обоснованы параметры дополнительного гидравлического амортизатора и схема модернизации рычажных направляющих, снижающие нагрузки до безударного уровня.

Разработано техническое предложение по конструкции специальных амортизирующих устройств подъемных сосудов с параметрами, адаптируемыми под заданную систему «сосуд – армировка», за счет применения в амортизирующем блоке дополнительных гидравлических вставок с регулируемым коэффициентом вязкого сопротивления амортизатора путем использования дюз переменного поперечного сечения, которое уменьшается по мере приближения предохранительного башмака к проводнику (сжатие амортизатора); в качестве регулирующего элемента, позволяющего управлять гидравлическим сопротивлением амортизатора так, чтобы по мере приближения башмака к проводнику амортизатор повышал гидравлическое сопротивление, препятствуя возникновению жесткого удара, используются иглы увеличивающегося диаметра, проходящие сквозь отверстия в плунжере постоянного сечения.

Проведенные выше исследования показали, что перспективный путь к снижению контактных динамических нагрузок на проводники в стволах с нарушенной геометрией лежит в 2-х направлениях: управление профилем проводников, управление упруго-диссипативными параметрами роликовых направляющих. Снижение нагрузок за счет снижения скорости движения сосуда на искривленном участке является либо превентивной либо крайней технологической мерой. Оно может применяться только в том случае, когда предыдущие решения исчерпали свои возможности в силу технических условий или до проведения технических мероприятий для немедленного увода системы «сосуд – армировка» из аварийно-опасного в более безопасное техническое состояние, так как снижает производительность подъема.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 962169 (СССР). Устройство для управления рабочим торможением подъемной машины / В.А. Мурзин, В.И. Самуся. – Оpubл. в Б.И., 1982. – № 20.
2. А.с. 1379215 (СССР). Устройство управления рабочим торможением шахтной подъемной машины / Н.Л. Беликов, В.И. Белобров, Ю.В. Гребешков, В.И. Самуся и др. – Оpubл. в Б.И., 1988. – № 9.
3. Андреев В.Е. Определение динамических усилий в канатах многоканатной подъемной установки / В.Е. Андреев, А.С. Поверский, А.Н. Обухов // Стальные канаты. – Киев: Техника, 1970. – Вып.7. – С. 320 – 323.
4. Бачковский С.В. Обоснование рациональных параметров амортизационно–демпфирующих устройств рычажных направляющих шахтных подъемных сосудов / С.В. Бачковский // Автореф. канд. дисс. – Днепропетровск, 1991. – 18 с.
5. Бережинский В.И. Влияние потери сечения металла на снижение прочности канатов разных конструкций / В.И. Бережинский // Новые способы и средства безопасного применения электроэнергии в шахтах, безопасность работ на рудничном транспорте. – Макеевка - Донбасс, 1980. – С. 24 – 26.
6. Бережинский В.И. Контроль за эксплуатацией стальных канатов / В.И. Бережинский // Безопасность труда в промышленности. – 1981. – № 11. – С. 36 – 38.
7. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем / В.В. Болотин. – М.: Гос. издат. техн.–теор. литературы, 1956. – 600 с.
8. Ветчинкин В.П. Материалы по расчету и проектированию упруго–гидравлической амортизации шасси самолета / В.П. Ветчинкин // Труды ЦАГИ. – М.: Бюро новой техники, 1946. – №592. – 104 с.
9. Воробель С.В. Влияние диаграммы скорости на динамические нагрузки в системе "подъемный сосуд – жесткая армировка" и деформацию рамы подъемного сосуда / С.В. Воробель, Г.Д. Трифанов // Горное оборудование и электромеханика: Научно-аналит. и производственный журнал – Москва, 2011. – №12. – С. 16 – 19.
10. Гавруцкий А.Е. Исследование горизонтальных нагрузок на армировку в скиповом стволе ЗЖРК №1 / А.Е. Гавруцкий, В.Д. Мусиенко, Л.С. Осадчая // Шахтное строительство: научн–техн. журнал. – 1981. – №7. – С. 13 – 15.

11. Гавруцкий А.Е. Комплексное исследование армировки рудоподъемного ствола / А.Е. Гавруцкий, И.Л. Артемов, М.А. Квартюк и др. // Горный журнал. – 1988. – №12. – С. 36 – 38.
12. Гавруцкий А.Е. Определение динамических нагрузок в стволах с деформированной армировкой / А.Е. Гавруцкий, В.Д. Мусиенко, Г.Н. Кущенко и др. // Совершенствование горнорудного производства: Тр. НИГРИ. – 1990. – С. 76 – 81.
13. Гавруцкий А.Е. Оценка надежности шахтной армировки с учетом ее «старения» / А.Е. Гавруцкий, И.Л. Артемов // Подземное и шахтное строительство: научн–техн. журнал. – 1992. – №1. – С. 24 – 27.
14. Гаркуша Н.Г. Об истории разрешения одной крупной проблемы горной механики XX века / Н.Г. Гаркуша // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.–техн. зб. – 1999. – №2(61). – С. 5 – 8.
15. Гаркуша Н.Г. О параметрических автоколебаниях в шахтном подъемном канате / Н.Г. Гаркуша, В.И. Дворников // Стальные канаты - Киев: Техника, 1968. – Вып. 5. – С. 54 – 56.
16. Гаркуша Н.Г. Определение горизонтальных нагрузок на жесткую армировку вертикальных шахтных стволов. / Н.Г. Гаркуша, В.И. Дворников, В.К. Куриленко // Шахтное строительство: науч.–техн. журнал. – 1969. – №7. – С. 16 – 18.
17. Горошко О.А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н.Савин. – Киев: Наукова Думка, 1971. – 224 с.
18. Дворников В.И. Исследование спектральных характеристик колебаний звеньев шахтных подъемных установок в зависимости от схематизации учета распределенной массы уравнивающих канатов / В.И. Дворников, С.Р. Ильин // Науковий вісник НГУ – Днепропетровск, 2004. – №12. – С. 27 – 32.
19. Дворников В.И. Об уравнениях движения шахтного подъемного сосуда с учетом масс проводников систем. / В.И. Дворников // Горный журнал: изв. вузов. – 1975. – №1. – С. 126 – 133.
20. Дворников В.И. Основы динамики шахтного подъемного комплекса / В.И. Дворников // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных

стационарных установок: сб. трудов НИИ горной механики им. М.М. Федорова – 1986. – С. 10 – 35.

21. Дворников В.И. Основы динамики шахтного подъема с больших глубин / В.И. Дворников // *Gornictwo*: научн. журнал. – 1990. – №192. – С. 101 – 107.

22. Дворников В.И. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса / В.И. Дворников, Е.Р. Кърцелин. – София, 1997. – 363 с.

23. Дырда В.И. Резиновые элементы вибрационных машин / В.И. Дырда. – Киев: Наук. думка, 1980. – 100 с.

24. Дырда В.И. Резиновые детали в инженерной практике / В.И. Дырда, Е.Ф. Чижик, В.И. Кияшко и др. – Днепропетровск: Полиграфист, 1998. – 216 с.

25. Ильин С.Р. Влияние параметров диаграмм скорости вращения подъемных машин на динамические усилия в канатах и усталостные явления в элементах армировки ствола / С.Р. Ильин // *Стальные канаты*: Сб. науч. тр. / МАИСК. – Одесса: Экология, 2010. – №8. – С. 30 – 61.

26. Ильин С.Р. Динамическая диагностика систем «сосуд – армировка» вертикальных шахтных стволов / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов // *Горное оборудование и электромеханика*: Научно-аналит. и производственный журнал – Москва, 2009. – № 8. — С. 29 – 34.

27. Ильин С.Р. Измерительно-аналитическая компьютерная технология диагностики и управления состоянием оборудования шахтных подъемных комплексов / С.Р. Ильин, Б.С. Послед, Л.Г. Адорская и др. // *Геотехническая механика*: Межвед. сб-к. науч. тр ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012. – Вып. 93 – С.28 – 38.

28. Ильин С.Р. Исследование динамики шахтной многоканатной подъемной установки как упругой разветвленной механической системы / С.Р.Ильин // *ДЕП ВИНТИ* №2966-80. – Днепропетровск, 1980. – 170 с.

29. Ильин С.Р. Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов, С.В. Воробель // *Горное оборудование и электромеханика*: Научно-аналит. и производственный журнал – Москва, 2011. – №5. – С. 30 – 35.

30. Ильин С.Р. Об устойчивости движения грузов в упругих проводниках при пространственном расположении точек крепления канатов для

многоканатного подъема / С.Р.Ильин // Publ. Techn. Univ. Heavy Ind. – Miskolc, 1981. Ser. A – Vol. 35, Fasc. 3 – 4 – P. 197 – 204.

31. Ильин С.Р. Определение амплитуд колебаний канатов уравновешенной подъемной установки при прохождении зоны параметрического резонанса / С.Р. Ильин, С.В. Кагадий // Динамика и прочность машин: Республ. межвед. науч.-техн. сб. – 1989. – № 50 – С. 107 – 114.

32. Ильин С.Р. Оптимизация цикла спуска/подъема двухконцевой скиповой установки с бицилиндроконической подъемной машиной / С.Р.Ильин, Ю.В. Михлин, С.М.Решетникова // Вестник СевНТУ. – Севастополь, 2011. – №120. – С.41 – 49.

33. Ильин С.Р. Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов путем динамического мониторинга систем «сосуд – армировка» портативными измерительными станциями / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов, С.В. Воробель // Горное оборудование и электромеханика: Научно-аналит. и производственный журнал – Москва, 2013. – №1. – С. 2 – 8.

34. Ильин С.Р. Разработка и обоснование общей диагностической модели оборудования шахтных подъемных установок / С.Р.Ильин // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2008. – № 76. – С. 44 – 63.

35. Ильин С.Р. Экспериментальные и теоретические исследования спектральных характеристик колебаний подъемных сосудов шахтных многоканатных установок в режиме предохранительного торможения / С.Р. Ильин // Геотехническая механика: сб. научн. тр. ИГТМ НАН Укр. – Днепропетровск: ИГТМ НАН Укр., 2004. – Вып. 50. – С. 234 – 243.

36. Ільїна І.С. Розробка та обґрунтування діагностування стану системи «підйомна посудина–армування» при запобіжному гальмуванні / І.С. Ільїна // Автореф. канд. дис. – Дніпропетровськ, 2005. – 19 с.

37. Ильина С.С. Исследование жесткостных характеристик двухрычажных роликовых направляющих шахтных подъемных сосудов / С.С. Ильина // Зб. наук. праць ІГТМ НАН Укр. – Дніпропетровськ: ІГТМ НАН Укр., 2008. – Вип. 76.– С. 217–226.

38. Ільїна С.С. Математична модель динаміки системи«посудина–армування» неврівноваженої підйомної установки з пружно–дисипативними

роликовими напрямними. Гірнича електромеханіка та автоматика: Науково-технічний збірник. – Дн-ск, 2009.– Вип.83. – С. 126 – 136.

39. Ильина С.С. Моделирование динамики системы «сосуд–армировка» / С.С. Ильина // Проблемы эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок. Сб. науч. тр. – Донецк, 2010 – 2011. – №104 – 105. – С. 38 – 55.

40. Ильина С.С. Экспериментальные исследования гашения ударных нагрузок на армировку шахтных стволов упругими роликовыми амортизаторами / С.С. Ильина // Научные исследования и инновации: Науч. журнал. – Пермь: ПГТУ, 2010. – №2, Т.4. – С. 59 – 63.

41. Инструкция по послестроительной (послеуглубочной) диагностике армировки шахтных стволов. – Кривой Рог, НИГРИ, 1994. – 9 с.

42. Инструкция по производству маркшейдерских работ / Министерство угольной промышленности СССР, НИИ горной механики и маркшейдерского дела. – М.: Недра, 1987. – 240 с.

43. Карась С.В. Исследование и разработка способа контроля динамических показателей эксплуатационного состояния жестких армировок вертикальных стволов глубоких шахт / С.В. Карась // Автореф. канд. дис. – Днепропетровск, 1968. – 19 с.

44. Карпышев Н.С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин / Н.С. Карпышев. – М.: Недра, 1968. – 246 с.

45. Корзун А.В. Опыт модернизации скипового подъема шахты / А.В. Корзун, А.В. Байсаров // Уголь Украины: журн. – 2002. – №12. – С. 31 – 33.

46. Лобода В.М. К расчету обрешеченных катков / В.М. Лобода, О.С. Харченко // Каучук и резина: научн. журн. – 1975. – №2. – С. 38 – 39.

47. Лойцянский Л.Г. Теоретическая механика / Л.Г. Лойцянский. – Ленинград–Москва: ГТТИ, 1933. – 452 с.

48. Мавроди П.И. Увеличение несущей способности ведомого резинового колеса с металлическим каркасом / П.И. Мавроди, А.И. Соломенцев, Я.В. Чирков // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: сб. тр. – Донецк. – 1986. – С. 39 – 49.

49. Манец И.Г. Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов: в 2 т. 4-е изд., перераб. и доп., Т.1: Научно–производств. издание / И.Г. Манец,

Б.А. Грядущий, В.В. Левит // Донецк: Юго–Восток, 2010. – 409 с.

50. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт // Минуглепром СССР, НИИ горной механики им. М.М.Федорова. – Донецк, 1985. – 145 с.

51. Методика расчета производительности скиповых подъемных установок при определении производственной мощности действующих шахт / Министерство угольной промышленности СССР, ЦНИЭИ уголь, НИИ горной механики им. М.М.Федорова. – Москва, 1984. – 185 с.

52. Методические рекомендации по совершенствованию направляющих устройств шахтных подъемных сосудов / Министерство угольной промышленности УССР, НИИ горной механики им. М.М.Федорова, Центральное бюро научно–технической информации. – Донецк, 1987. – 32 с.

53. Морозов В.В. Уточнение граничного условия в точке схода каната с органа навивки / В.В. Морозов, Л.В. Колосов, Н.А. Черныш // Стальные канаты. – Киев: Техника, 1968. – Вып. 5. – С. 20 – 23.

54. Мун Ф. Хаотические колебания / Ф. Мун. – Москва: Мир, 1990. – 154 с.

55. Найденко И.С. Шахтные многоканатные подъемные установки: изд. 2 переработанное и доп. / И.С. Найденко, В.Д. Белый. – М.: Недра, 1979. – 391 с.

56. Нестеров П.П. Безуровнительный многоканатный подъем / П.П. Нестеров, Ю.П. Шабанов-Кушнаренко, Н.К.Гончаренко // ГОСТЕХИЗДАТ УССР: Киев, 1963. – 475 с.

57. Потураев В.Н.. Вертикальный транспорт на горных предприятиях / В.Н. Потураев, А.Г. Червоненко, Л.В. Колосов и др. – М: Недра, 1975 – 351 с.

58. Потураев В.Н. Вибрационные транспортирующие машины. Основы теории и расчета / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко. – М.: Машиностроение, 1964. – 372 с.

59. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 –1.01–05). – Київ: Відлуння, 2005. – 398 с.

60. Правила технічної експлуатації вугільних шахт (СОУ 10.1 – 00185790 – 002 – 2005). – Київ: Мінвуглепром України. – 2005. – 353 с.

61. Рутковский М.А. Обоснование и разработка метода определения расчетных нагрузок барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Автореф. канд дисс. – Днепропетровск, 2013. – 20 с.
62. Савин Г.Н. Динамика нити переменной длины / Г.Н. Савин, О.А. Горошко. – Киев: Изд-во АН УССР, 1962. – 332 с.
63. Савин Г.Н. Динамическая теория расчета шахтных подъемных канатов / Г.Н. Савин. – Киев: Изд-во АН УССР, 1949. – 104 с.
64. Самуся В.И. Динамическая устойчивость взаимодействия сосуда с проводниками гибкой армировки многоканатной подъемной установки в режиме торможения / В.И. Самуся, Ильина И.С. // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2004. – №50. – С. 179 – 187.
65. Самуся В.І. Особливості динаміки кліті з жорсткими і пружними напрямними на ділянках локального викривлення провідників / В.І. Самуся, С.С. Ільїна // Гірнича електромеханіка та автоматика: Науково–технічний збірник. – Дніпропетровськ, 2010.– Вип.84. – С. 149 – 159.
66. Сидоров Д.В. Компьютерный прогноз устойчивости шахтного ствола «Голема Река» рудника «САСА ДООЕЛ» / Д.В. Сидоров // Рудник Будущего: научно–техн. журнал. – Пермь, 2010. – № 3. – С. 119 – 121.
67. Соломенцев А.И. Исследование цельнорезинового колеса для направляющих устройств шахтных подъемных сосудов / А.И. Соломенцев, К.А. Карабицкий, П.И. Мавроди // Повышение эффективности и эксплуатационной надежности стационарных установок. – Донецк, 1983. – С. 14 – 18.
68. Соломенцев К.А. Обоснование нового способа навивки канатов бегущими витками трения на барабаны шахтных подъемных машин / К.А. Соломенцев // Автореф. канд. дисс. – Донецк, 2005. – 26 с.
69. Справочник по специальным функциям: Справочник. – М. Наука. – 1979. – 830 с.
70. Tejszerska Dagmara, Mathematical model of vibrations of mine hoists, coupled with longitudinal vibrations / Dagmara Tejszerska, Jozef Wojnarowski // Zeszty naukowe Politechniki slaskiej. – Gliwice, 1989. – z. 18c1 – P. 107 – 118.

71. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.

72. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната / Ф.В. Флоринский. – М.: Углетехиздат, 1955. – 238 с.

73. Хачапуридзе Н.М. О математическом моделировании соударений вагонов, оборудованных гидрогазовыми поглощающими аппаратами / Н.М. Хачапуридзе, А.В. Юрченко, Ю.П. Кривовязюк и др. // Труды ДИИТа. – 1977. – Вып.190/23. – С. 86 – 90.

74. Шатило А.Н. Регулируемое предохранительное торможение одноконцевых подъемных установок / А.Н. Шатило // Уголь Украины. – 1984. – № 2. – С. 24 – 25.

Наукове видання

Ільїн Сергій Ростиславович
Ільїна Світлана Сергіївна
Самуся Володимир Ілліч

МЕХАНІКА ШАХТНОГО ПІДЙОМУ

Монографія

(Російською мовою)

Видано в редакції авторів

Підп. до друку 11.06.2014. Формат 30 x 42/4.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 13,7.
Обл.-вид. арк. 13,7. Тираж 35 пр. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному вищому навчальному закладі
«Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.