

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННАЯ ГОРНАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

На правах рукописи

ЗАБОЛОТНЫЙ КОНСТАНТИН СЕРГЕЕВИЧ

**НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ
РЕШЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ
КАНАТОЕМКОСТИ И УМЕНЬШЕНИЮ
ГАБАРИТОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН
С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ БАРАБАНАМИ**

Специальность:

05. 15. 16 – “Горные машины”

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

Днепропетровск - 1997



Диссертация является рукописью.

Работа выполнена в Государствен

Научный консультант — доктор технических наук, профессор
КОЛОСОВ Леонид Викторович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
ШЕВЧЕНКО Феофан Леонтьевич

доктор технических наук, профессор
БЕЛОБРОВ Виктор Иванович

доктор технических наук, профессор
ДВОРНИКОВ Владимир Иванович

Ведущее предприятие — Институт геотехнической механики
НАН Украины (г. Днепропетровск)

Защита состоится “26” июня 1997 г. в 13 часов на заседании
специализированного совета Д 03.06.04 по защите диссертаций
при Государственной горной академии Украины.

Адрес: 320027, г. Днепропетровск-27, просп. Карла Маркса, 19.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Государственной горной академии Украины.

Автореферат разослан “26” мая 1997 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
д-р техн. наук

Г.А. Симанович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальная техническая проблема современного горного машиностроения — создание шахтных подъемных машин (ШПМ) с уменьшенными габаритами и повышенной канатоемкостью, сочетающих высокую надежность с пониженной металлоемкостью.

Для решения этой проблемы известны такие технические решения, как размещение тормозных устройств внутри барабана; навивка канатов с переходом через щель в двухбарабанных подъемных машинах; применение съемной футеровки в процессе эксплуатации для изменения навивочной поверхности барабана; переменный шаг навивки.

Внедрение технических решений по уменьшению габаритов и увеличению навивочной поверхности каната на барабане без должного научного обоснования приводит к затруднениям при эксплуатации ШПМ. Необходимо установить закономерности между конструктивными и технологическими параметрами барабана и рабочими нагрузками на соответствующих математических моделях, описывающих названные технические решения. Существующие инженерные методы расчета ШПМ для этого непригодны. Поэтому разработка научных основ технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов шахтных подъемных машин с цилиндрическими барабанами представляет актуальную научную проблему.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с плановыми исследованиями, предусмотренными межотраслевой программой "Создание и усовершенствование высокопроизводительных технологических комплексов центральных стволов шахт глубиной до 2000 метров на 1990-1995 гг.", научно-технической программой РН. 99.01, а также является составной частью исследований, выполненных Государственной горной академией Украины по хозяйственным с АО НКМЗ и по плану тематических госбюджетных работ Министерства образования Украины.

Цель работы — разработка научных основ технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов ШПМ с цилиндрическими барабанами.

Основная идея работы заключается в уточнении расчетной схемы ШПМ на основе анализа особенностей взаимодействия каната и тормоза с профилированным футерованным барабаном как многосвязной тонкостенной подкрепленной пространственной конструкцией и разработке адекватных математических моделей с использованием методов осреднения и компьютерного анализа.

В диссертации использовались следующие теоретические положения и **методы исследований**: теория шахтных подъемных установок; теория намотки подъемного каната на барабан; математические методы аналитической и дифференциальной геометрии, функционального анализа; методы механики деформируемого твердого тела: контактной задачи теории упругости, осесимметричной задачи теории упругости, анизотропных многослойных оболочек, механики композиционных материалов; численные методы: итерационные и конечных элементов; экспериментальные методы: тензометрирования, математической статистики, лабораторных и промышленных испытаний.

Защищаемые научные положения:

1. В отличие от внешнего тормоза барабана ШПМ, который сжимает расположенную под ним лобовину, незначительно ее деформируя, внутренний тормоз, взаимодействуя с консольной обечайкой, подкрепленной лобовиной и ребордой, вызывает в них растяжение-сжатие, пространственные изгиб и кручение, что приводит к значительным осевым и радиальным перемещениям точек тормозного поля и требует усложнения конструкции барабана: для обечайки — сотового или коробчатого подкрепления, для лобовин — усиления района отверстий с целью уменьшения концентрации напряжений, для реборды — технических решений, уменьшающих концентрацию напряжений на внешнем ободе в районе действия тормоза, для сварного соединения лобовины и обечайки — специального расположения и выбора формы косынок.

2. Перемещения точек тормозного поля и закон распределения давлений определяются контактным взаимодействием обечайки с тормозными колодками и их значения вычисляются из решения контакт-

ной задачи, где профилированная обечайка представляется как многослойная ортотропная оболочка, тормозные колодки — пространственное упругое тело и подошвы тормоза — абсолютно твердые тела, нагруженные тормозной силой.

3. Широкий цилиндрический барабан под действием внутреннего тормоза деформируется подобно длинной оболочке, нагруженной на краю кольцевым изгибающим моментом, вызывающим быстро затухающий краевой эффект, локализованный в районе лобовины, примыкающей к тормозу, а узкий — подобно кольцу с малой жесткостью при изгибе из своей плоскости и требующему дополнительного усиления лобовины и обечайки.

4. Минимум массы нагруженного тормозной нагрузкой узкого переставного барабана, как функции толщин обечайки, лобовины и реборды, при заданном конструктивном размере щели (3...5 мм) достигается для минимально допустимых технологических значений толщин лобовины и реборды, следовательно, размер щели необходимо обеспечивать усилением обечайки.

5. Учет конечного значения радиальной жесткости лобовины и упругих свойств футеровки при нагружении барабана ШПМ давлением намотанного каната уменьшает область параметрической неустойчивости по напряжениям в пространстве жесткостных параметров лобовины, что расширяет возможность подкрепления лобовин без увеличения напряжений в обечайке.

6. Трасектория оси наматываемого на профилированный барабан каната близка к плоской кривой, определяемой углом девиации, геометрическими параметрами каната и профиля канавки, поэтому допустимо использовать геометрическую модель укладки (обечайка — как эквидистантная огибающая поверхность, канат — как растянутая нить и линия контакта — как плоская аппроксимация геодезической) для выбора профиля канавки и шага укладки.

7. Упругость гребешка канавки снижает отклонение угла укладки от угла девиации и уменьшает расстояние между соседними канатами, поэтому для выбора профиля канавки футерованного барабана и шага

укладки необходима физическая модель статического взаимодействия каната (растянутого стержня проволочно-прядевой структуры) с гребешком канавки (упругим телом трехмерной теории упругости).

8. Круговая цилиндрическая оболочка и аппроксимирующая ее складчатая конструкция (число граней больше 40) при нагружениях, соответствующих приложению тормозной нагрузки, деформируются с откликом меньше 1%, поэтому допустимо подкреплять барабан плоскими элементами и рассчитывать его, применяя два типа конечных элементов (КЭ): пластинчатый UTRCBL и параметрический балочный.

Достоверность научных положений и результатов. Основные научные результаты диссертации получены на основании фундаментальных положений и методов контактной задачи теории упругости, аналитической и дифференциальной геометрии, осесимметричной задачи теории упругости и теории многослойных оболочек, функционального анализа, методов осреднения механики композиционных материалов.

Доказаны существование и единственность, оценена сходимость КЭ UTRCBL, применяемого для решения задачи изгиба пластин. Исследована погрешность параметрического балочного КЭ на задаче параллельного соединения балок. Показано, что погрешность пропорциональна квадрату шага КЭ сетки.

Достоверность результатов, получаемых на предложенной параметрической МКЭ модели барабана ШПМ, следует из сравнения с результатами эксперимента на переставном барабане подъемной машины МПБ 5-3,8-0,6 шахты "Слепая-Рудоподъемная" РУ им. Кирова г. Кривого Рога. Расхождения между расчетными и экспериментальными значениями напряжений и перемещений не превышают соответственно 25 и 17 % с вероятностью 0,95. Перемещения измерялись индикаторами часового типа с точностью показаний 0,1 мм, а напряжения — с помощью тензорезисторов.

Достоверность рекомендаций по использованию пресс-композиата фенолокапрон в качестве съемной футеровки барабана ШПМ подтверждается успешным опытом эксплуатации на ШПМ Ц-3,5x2А шах-

ты “Слепая” №8 РУ им. Кирова г. Кривого Рога.

Научная новизна работы в том, что впервые:

— установлена зависимость между профилем канавки, отношением диаметра барабана к диаметру каната и шагом укладки на разработанных моделях укладки каната: геометрической (профилированная обечайка — как эквидистантная огибающая поверхность, канат — как растянутая нить и линия контакта — как плоская аппроксимация геодезической) и механической — контактного взаимодействия каната (растянутого стержня проволоочно-прядевой структуры) с гребешком канавки (упругим телом трехмерной теории упругости);

— обосновано использование в качестве съемной футеровки плит из пресс-композита фенолокапрон;

— учтены жесткостные параметры футеровки и лобовины при расчете барабана ШПМ, нагруженного намотанным канатом;

— разработаны новые КЭ: пластинчатый UTRCBL и параметрический балочный, даны оценки сходимости решения задач с их использованием;

— установлена зависимость расстояния между барабанами и перемещений точек тормозного поля от конструктивных параметров ШПМ на базе созданной математической модели барабана ШПМ как профилированной многослойной тонкостенной подкрепленной пространственной многосвязной конструкции с использованием разработанных параметрического балочного и пластинчатого специальных КЭ;

— разработана методика поиска рациональных конструкций барабанов ШПМ по заданному критерию оптимальности методом обобщенно-параметрического моделирования с применением специальных методов осреднения.

Научное значение состоит в:

— разработке теории укладки каната на футерованный барабан ШПМ как контактной задачи каната (растянутого стержня проволоочно-прядевой структуры) и гребешка канавки (упругого тела трехмерной теории упругости);

— создании методов расчета барабана ШПМ с профилированной футерованной подкрепленной обечайкой, лобовинами сложного коробчатого сечения и внутренним тормозом на основе параметрического и обобщенно-параметрического КЭ моделирования.

Практическое значение работы заключается в разработке методических рекомендаций по: уменьшению габаритов ШПМ с использованием рационального шага нарезки канавки; изменению канатоемкости ШПМ в процессе работы с применением съемной футеровки; уменьшению габаритов ШПМ путем создания рациональных конструкций; обеспечению работоспособности барабанов ШПМ уменьшенных габаритов путем рационального выбора изгибной и радиальной жесткостей лобовин и сотовым подкреплением обечайки.

Внедрение работы: АО “Ново-Краматорский машиностроительный завод” (АО НКМЗ) использовал методические рекомендации по разработке обобщенных параметрических моделей барабанов шахтных подъемных машин, включающих рекомендации по применению пакета прикладных программ по методу конечных элементов FEAMS, по методам представления элементов барабана, по параметрическому описанию моделей, по базам данных стандартных элементов барабана, по выбору рациональных параметров барабана, а также пакет прикладных программ по методу конечных элементов FEAMS, программу для расчета напряжений в футерованной оболочке FUTER, программы расчета укладки каната GEONAM, WINKLER. Это позволило АО НКМЗ перейти к разработке рациональных конструкций барабанов повышенной канатоемкости и разработать автоматизированное рабочее место конструктора шахтных подъемных машин.

Институтом “Кривбасспроект” приняты к внедрению следующие результаты разработок:

— при модернизации подъемной машины с разрезным барабаном с внутренними тормозами АО НКМЗ — МПБ 5-3,8-0,6 шахты “Слепая-Рудоподъемная” РУ им. Кирова использовались методические рекомендации по разработке обобщенных параметрических моделей напряженно-деформированного состояния барабанов шахтных

подъемных машин, включая рекомендации по использованию комплекса вычислительных программ по методу МКЭ FEAMS, а также рекомендации по методам представления элементов барабана в конечно-элементной модели;

– при разработке "Технологической компоновки участка по изготовлению пресс-композиционного материала фенолокапрон для барабанов шахтных подъемных машин" применялась предложенная в диссертации технология изготовления пресс-композиционного материала марки фенолокапрон. При этом использовались технические условия ТУ 24.00.5239-88 от 01.01.1989 г. "Футеровочный пресс-композиционный материал марки фенолокапрон", технологический регламент производства пресс-материала фенолокапрон, разработанные автором;

– при проектировании объекта переоборудования подъемной машины типа Ц-3,5х2А ш. "Слепая" № 8 использовались "Методические указания по внедрению упругой футеровки фенолокапрон", "Уточненная методика выбора параметров футеровки барабанов шахтных подъемных машин", а также рекомендации по оценке влияния упругой футеровки на геометрию укладки каната.

Изготовленный в Государственной горной академии Украины экспериментальный образец пресс-композиата фенолокапрон прошел шестилетнюю опытно-промышленную эксплуатацию в качестве футеровки барабана шахтной подъемной машины на ш. "Слепая" № 8 РУ им. Кирова и согласно актам межведомственной комиссии по внедрению композиционного материала для футеровки барабанов шахтных подъемных машин, производившей оценку работоспособности экспериментального образца, показал высокую надежность и работоспособность.

Годовой фактический экономический эффект от внедрения указанной футеровки составил 97,3 тыс. руб., в том числе долевое участие Государственной горной академии Украины (Днепропетровского горного института) – 93% или 90 тыс. руб. (в ценах 1988 г.). За пять лет эксплуатации – 450 тыс. руб.

Апробация работы. Основные положения диссертации регулярно докладывались на научно-техническом совете при главном конструкторе АО НКМЗ (1985, 1986, 1990, 1991, 1995, 1996 годы), на научно-техническом совете института “Кривбасспроект” (1993, 1994, 1995 годы), на научных семинарах Государственной горной академии Украины (1991, 1992, 1993, 1994, 1995 годы), на XIV, XVI, XVII республиканских конференциях “Проблемы прочности и надежности стальных канатов” (г. Одесса, 1989, 1990, 1991 годы), на III межотраслевом совещании по проблеме использования отходов производства и потребления полимерных материалов в народном хозяйстве (г. Харьков, 1988), на семинаре “Проблемы и перспективы развития горной техники” (г. Москва, 1994), на международной конференции “Современные пути развития горного оборудования и технологий минерального сырья” (г. Днепропетровск, 1996).

Публикации. По теме диссертации опубликовано монографию, 17 печатных работ, получено 3 авторских свидетельства на изобретения, депонировано две монографии и 14 рукописей, издано три тезиса докладов на конференциях.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из двух книг. В первой книге – введение, семь разделов, заключение, перечень ссылок из 135 названий, на 295 страницах машинописного текста, 31 таблица, 130 рисунков. Во второй книге – 38 приложений на 618 страницах машинописного текста.

Декларация конкретного личного вклада автора в разработку научных результатов, выносимых на защиту, состоит: в формулировании научной проблемы, цели, основной идеи и научных положений. В постановке и решении основных задач исследований на основе разработки теории укладки каната на футерованный барабан ШПМ как контактной задачи каната (растянутого стержня проволоочно-прядевой структуры) и гребешка канавки (упругого тела трехмерной теории упругости) и в создании методов расчета барабана ШПМ с профилированной футерованной подкрепленной обечайкой, лобовинами сложного коробчатого сечения и внутренним тормозом на основе па-

раметрического и обобщенно-параметрического конечно-элементного моделирования. Все теоретические и экспериментальные исследования выполнены под научным руководством автора и с его непосредственным участием.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Из всех машин, применяемых в горнорудной промышленности, подъемная машина занимает наиболее ответственное место при добыче полезного ископаемого. Авария на подъемной машине фактически прекращает всю добычу в шахте, принося огромные убытки. Это определяет высокие требования к техническому уровню шахтных подъемных машин и качеству их изготовления.

Основным направлением совершенствования конструкций барабанных ШПМ в настоящее время является увеличение навивочной поверхности каната на барабане и уменьшение габаритов ШПМ. Разработчики новых конструкций ШПМ М.Г. Кужель, В.А. Кравцов, И.П. Ковалевский, В.В. Ройзен предложили следующие технические решения в этой области: размещение тормозных устройств внутри барабана; уменьшение габаритов переставного барабана за счет замены одной из ступиц роликоопорами и применения лобовин, обечаек и реборд с коробчатыми подкреплениями; использование неметаллической съемной футеровки для изменения навивочной поверхности барабана в процессе эксплуатации и улучшения условий работы каната; применение переменного шага навивки каната.

Внедрение технических решений по уменьшению габаритов и увеличению навивочной поверхности каната на барабане без должного научного обоснования приводит к неоправданному завышению металлоемкости, неравнопрочности конструкций и, в ряде случаев, к затруднениям при эксплуатации ШПМ: перемещения характерных точек узких переставных барабанов под действием внутреннего тормоза на много превышали допустимые конструкцией; заклинивание роликоопор; увеличение хода тормозного привода; трещины в реборде и лобовине; заклинивание каната в щели.

Методики расчета ШПМ, базирующиеся на фундаментальных трудах основоположников отечественной горной механики в области шахтного подъема — М.М. Федорова, Ф.Н. Шклярского, В.Б. Уманского, В.И. Киселева, Б.Л. Давыдова, Г.М. Еланчика, П.П. Нестерова, З.М. Федоровой, В.Н. Потураева, А.С. Степанова, В.А. Мурзина, Б.С. Ковальского, Ф.Л. Шевченко, О.А. Горошко, Н.Г. Гаркуши, Ю.Е. Почтовенко, В.И. Белоброва, В.И. Дворникова, А.П. Нестерова, Л.В. Колосова, — предназначены для расчета и конструирования существующих ранее ШПМ. Для новых конструкций крупных ШПМ является актуальным разработка научного обоснования технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов. В основу обоснования целесообразно положить следующую научную идею — уточнение расчетной схемы ШПМ на основе анализа особенностей взаимодействия каната и тормоза с профилированным футерованным барабаном как многосвязной тонкостенной подкрепленной пространственной конструкцией и разработки адекватных математических моделей с использованием методов осреднения и компьютерного анализа. Необходимо проанализировать работу новой ШПМ, выявить все существенные особенности ее функционирования и выбрать методы расчета этих особенностей, а затем установить закономерности между конструктивными и технологическими параметрами барабана и рабочими нагрузками на соответствующих математических моделях и разработать методические рекомендации по их расчету и конструированию.

Представители украинской школы механиков (С.Н. Зинченко, Л.Н. Дядык) под руководством профессора Ф.Л. Шевченко разработали основы инженерной теории и методов расчета канатодвижущих органов барабанных и многоканатных ШПМ, которые применялись для расчета и конструирования барабанов с наружным тормозом и лобовинами. Учитывались два расчетных нагружения — давление намотанного каната (осесимметричное) и действие собственного веса и сосредоточенных сил натяжения канатов (кососимметричное), а влияние тормозной нагрузки сводилось к соответствующему увеличению дав-

ления на лобовину. Обосновано, что при однослойной навивке подъемного каната для достаточно жестких лобовин допустимо пренебрегать ослаблением давления канатной нагрузки в соседних витках, неравномерностью натяжения каната, вызванной динамическими силами и изменением веса каната. Рассмотрено подкрепление лобовин ребрами простой формы (учет ребер производился с пренебрежением касательных сил взаимодействия приближенным энергетическим методом), но для барабанов ШПМ с коробчатыми усилениями обечайки, лобовины и реборды эти методы непригодны.

На рис. 1 показана коренная часть ШПМ МПБ с заклиненным барабаном — 1, с вариантами конструктивного исполнения переставного барабана — 2 и внутренним тормозом — 3. Эти барабаны представляют собой пространственные многосвязные тонкостенные подкрепленные конструкции, для расчета которых ни аналитические, ни

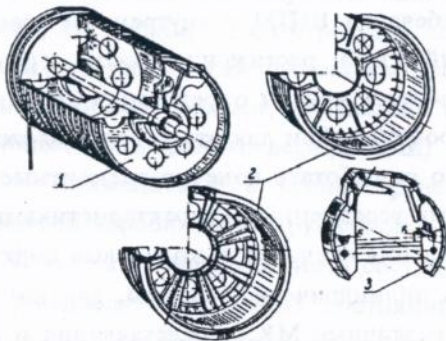


Рисунок 1

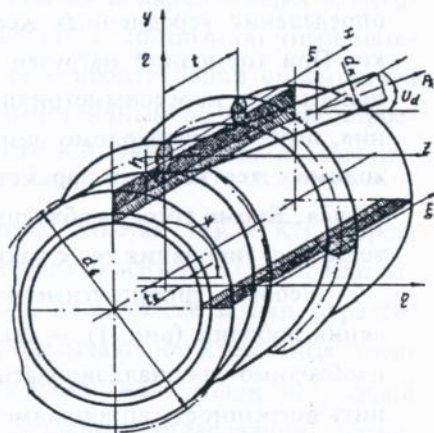


Рисунок 2

такие численные методы расчета, как конечных разностей и граничных элементов неприемлемы. Только МКЭ позволяет формировать модели барабанов сложной конструкции с необходимой степенью детализации и многоуровневым разбиением на подконструкции с задан-

ной степенью точности. Точность КЭ анализа определяется триангуляцией и адекватностью типа КЭ, поэтому необходимо проанализировать работу отдельных узлов для рекомендаций по типу КЭ.

На рис. 2 приведена схема отклонения каната от угла девиации канавкой, нарезанной по винтовой линии на обечайке барабана. Для обоснованного выбора шага укладки l необходимо проанализировать зависимость между углом девиации U_d , формой профиля канавки, ее глубиной h , диаметром каната d_k , диаметром барабана d_b и минимальным расстоянием до соседнего каната, а для футерованного барабана дополнительно учесть изменение профиля канавки из-за податливости футеровки и оценить опасность ее разрушения канатом, что возможно только МКЭ в сочетании с теорией укладки каната.

Обечайка барабана ШПМ представляет собой профилированную оболочку. Для осесимметричного нагружения намотанным канатом С.Н. Зинченко и Ф.Л. Шевченко предложили различные способы определения усредненных жесткостных характеристик такой оболочки. При тормозной нагрузке обечайка ШПМ с внутренним трением испытывает неосесимметричный изгиб, растяжение-сжатие и кручение, поэтому необходимо разработать методы определения всех необходимых жесткостных параметров обечайки для этого более сложного случая. Кроме того, необходимо разработать конечно-элементные методы моделирования тел с такими усредненными характеристиками.

Реборда, шпангоутные усиления обечайки и кольцевые подкрепления лобовин (рис. 1) — тела цилиндрической формы, для которых необходимо проанализировать различные МКЭ представления и оценить погрешность аппроксимации совокупностью плоских тел.

Реборда, ребра, косынки — соединяющие или подкрепляющие элементы конструкции представляют собой тонкие пластинки и имеют один или два малых размера по сравнению с габаритами барабана. Следует разработать способы конечно-элементного представления таких тел при глобальном анализе конструкции, поскольку непосредственный их учет приводит к увеличению размера задачи. Для соединяющих элементов это могут быть различные конечно-элементные

варианты балки-стенки, а для подкрепляющих — балочные КЭ.

Для двумерных несущих конструкций (оболочка, диск и накладки лобовины) КЭ должен удовлетворять следующим требованиям. Это должен быть КЭ тонкой пластины, имеющий не более трех узлов, что позволит аппроксимировать сколь угодно сложные области и решать задачу триангуляции конструкции, включающей в себя различные ребра, косынки, вырезы, пояса и т.д. В каждом узле КЭ должны быть определены все шесть степеней свободы, что позволит соединять такие элементы в пространстве под произвольным углом и, кроме того, подсоединять к конструкции другие типы КЭ, такие как стержневой или КЭ трехмерной теории упругости. КЭ должен допускать введение жестких связей, что, с одной стороны, даст возможность взаимного соединения различных типов элементов и, с другой стороны, позволит улучшить обусловленность получающейся после дискретизации системы линейных уравнений, чтобы на достаточно грубой сетке максимально достоверно учесть работу различных подкрепляющих элементов. КЭ должен моделировать многослойный композиционный материал, состоящий из ортотропных слоев с произвольной ориентацией осей ортотропии каждого слоя и несимметричным по толщине строением (иными словами, это должен быть КЭ, учитывающий связь изгибных и мембранных деформаций).

Применяемые в распространенных пакетах МКЭ КЭ тонких пластин хорошо моделируют отдельно задачи изгиба пластин или задачи плоского напряженного состояния, но сложные задачи, характеризующиеся связью этих состояний, вызывают определенные трудности. Конечно, при достаточно большом числе узлов на каждой пластине можно добиться удовлетворительного согласования, применяя стандартные КЭ, но для глобального анализа конструкций необходимо, чтобы даже на грубых сетках удавалось получить качественно правильный результат, который затем всегда может быть уточнен либо путем локального сгущения сетки, либо встраиванием специальных суперэлементов. Именно поэтому необходимо разработать специальный КЭ тонких пластин.

Расчет футерованного барабана ШПМ при нагружении намотанным канатом отличается от других расчетных нагрузок своей простотой и возможностью получить результаты в аналитическом виде, что позволяет, кроме облегчения анализа этой нагрузки, оценить предполагаемые МКЭ представления барабана ШПМ.

Кроме разработки методов расчета и моделирования футерованных барабанов ШПМ с внутренним тормозом, для разработки рекомендаций по применению неметаллической футеровки как средства изменения глубины подъема необходимо решить ряд исследовательских задач по выбору материала и способов создания футеровки.

Из анализа указанных технических решений сформулируем **задачи диссертации**:

1. Исследовать способы создания съёмной футеровки и разработать рекомендации по ее использованию как средства изменения глубины подъема.

2. Установить влияние профиля канавки обечайки на уменьшение габаритов объекта и разработать рекомендации по выбору шага укладки.

3. Исследовать конструкции узкого переставного барабана ШПМ с внутренним тормозом уменьшенных габаритов и разработать рекомендации по конструированию.

4. Исследовать комплексные технические решения по снижению габаритов и повышению канатоемкости ШПМ.

Исследование способов создания съёмной футеровки как средства изменения глубины подъема

При эксплуатации ШПМ из-за горно-геологических условий возникает необходимость увеличить канатоемкость барабана. Изменяют диаметр каната, диаметр навивочной поверхности, шаг укладки каната. Традиционно применялась сменная металлическая футеровка со спиральными канавками, соответствующая новым параметрам навивочной поверхности. Футеровка монтируется и приваривается на барабан подъемной машины. Недостатками ее являются: ослабление ба-

рабана сварными швами в зоне действия максимальных изгибающих напряжений; несовместимая работа обечайки барабана и металлической футеровки, что приводит к появлению дополнительных сдвиговых напряжений в барабане; существенное увеличение нагрузок узлов ШПМ от массы металлической футеровки; сложность замены. Кроме металлической, для подъемных машин старого образца применялась футеровка из высокопрочных пород древесины, что в настоящее время запрещено. За рубежом используют деревянную футеровку, за исключением Швеции, где употребляют полимерные материалы. Предлагают использовать прессованную древесину, полиамид.

Опыт эксплуатации футерованных барабанов позволил сформулировать основные технические требования к материалу футеровки: износостойкость (срок службы футеровки не должен влиять на режим работы ШПМ); жесткость и прочность (для обеспечения укладки каната в ручей барабана); невысокая стоимость. Материал должен механически легко обрабатываться, обеспечивать допустимые контактные напряжения в паре с канатом. Этим требованиям не удовлетворяют названные материалы, применяемые для футеровок.

В диссертации выполнен комплекс исследований по созданию технологии изготовления футеровки барабанов ШПМ из пресскомпозиционного материала, получившего название фенолокапрон. Результаты этих исследований сводятся к следующему. В машиностроении для деталей конструкционного и антифрикционного назначений пользуют композиционные слоистые материалы, состоящие из смолы и слоистого наполнителя с хорошими показателями прочностных характеристик. Их анализ показывает, что в наибольшей степени отвечают требованиям некоторые марки текстолита подельного (ГОСТ 5-78). В качестве наполнителя для текстолита применяют хлопчатобумажную ткань. Применение футеровки из текстолита сдерживается его высокой стоимостью, которая на 70 % определяется стоимостью наполнителя. Стоимость композита можно понизить, подобрав дешевый наполнитель.

На горно-обогатительных фабриках металлургической промыш-

ленности применяют полиамидную ткань для фильтров при фильтрации обогащенных руд. Фильтроткань полиамидную, представляющую собой переплетение капроновых нитей с метрическим номером 34-34,5, выпускает Киевская фабрика технических тканей по ТУ 17.22-12-82. Раскрой ткани представляет собой куски в виде трапеции основанием 1 и высотой 0,75 м. После использования ткани по прямому назначению она идет в отходы. В Кривбассе ежедневно уходит в отходы около 3000 м² полиамидной ткани. Предложено использовать отходы фильтроткани в качестве наполнителя, что позволит не только решить проблему ее утилизации, но и создать дешевый пресс-композиционный материал фенолокапрон, необходимый для футеровки барабанов ШПМ. Выполнен комплекс исследований по отработке оптимальной технологии изготовления пресс-композиата фенолокапрон, которая прошла экспериментальную проверку в Днепропетровском филиале научно-исследовательского института технологии материалов. Разработаны технологический регламент и технические условия ТУ 24.00.5239-88 на футеровочный пресс-композиционный материал марки фенолокапрон.

Для определения работоспособности материала фенолокапрон проведены опытно-промышленные испытания пресс-композиата. Устанавливалась износостойкость футеровки из фенолокапрона в зависимости от числа циклов подъема. Испытания происходили на подъем-



Рисунок 3

ной машине Ц-3,5х2А ш. "Слепая" № 8 РУ им. Кирова по утвержденным Программе и Методике. Подъемная машина имела характеристики: тип подъема — клетевой; диаметр каната — 37,5 мм; шаг укладки каната — 40 мм; максимальное натяжение каната — 10 т; скорость подъема — 5 м/с; длина каната — 800 м; среднее число циклов подъема в сутки — 100. Футеровка (рис. 3), изготовленная в ДГИ, представляла собой систему составных

двухметровых брусьев, закрепленных болтами на обечайке барабана. Брус состоял из футеровочного сегмента (материал фенолокапрон) толщиной 55 мм и шириной 215 мм, деревянной прокладки толщиной 40 мм. В процессе испытаний визуально определялись количество сколов гребешков и состояние сегментов. С помощью шаблона в нескольких местах измерялся износ гребешков футеровки. Межведомственная комиссия, назначенная приказом по Государственному производственному объединению горнорудных и нерудных предприятий Юга "Южруда" МЧМ СССР (№170 от 31.10.88), в 1988, 1990, 1993 годах произвела оценку работоспособности экспериментального образца упругой футеровки. За период испытаний срезанные гребешки у винтовой канавки не появились. Замеры профиля сечения винтовой канавки, сделанные в четырех точках для максимального угла девиации, показали незначительный износ профиля. Отсутствовали и видимые повреждения футеровки.

По техническому заданию ДГИ институт "Кривбасспроект" выполнил технологическую компоновку участка по изготовлению пресскомпозиционного материала фенолокапрон для барабанов подъемных машин производительностью 1200 т, определил себестоимость изготовления материала. Анализ потребности угольной и горнорудной отраслей, основанный на письмах предприятий, заинтересованных управлений и министерств, свидетельствует, что годовая потребность в фенолокапроне превышает 300 т. Использование футеровки из фенолокапрона для увеличения канатоемкости барабана ШПМ на шахте "Слепая" № 8 РУ им. Кирова позволило получить реальный экономический эффект — 97,3 тыс. руб. в год (в ценах 1988 г.). Конструкции футеровок на основе пресскомпозиата фенолокапрон защищены авторскими свидетельствами [19], [20], [21].

Разработка теории укладки подъемного каната на барабан ШПМ

Допустим, что в точке схода (набегания) каната с барабана (рис. 2) осевая линия (ось) каната разделяется на два участка: участок винтовой линии на цилиндрической поверхности диаметром d_b и пря-

мую, соединяющую точку схода и отклоняющий шкив и составляющую с нормалью к образующей цилиндра угол U_d (угол девиации). Плоскость, касающаяся цилиндрической поверхности и проходящая через эту прямую, назовем плоскостью девиации. Минимальный шаг наливки t такой, при котором происходит касание размотанного (прямого) и рядом лежащего намотанного канатов, расстояние между осями канатов равно их диаметру d_k .

Исследуем зависимость t от U_d , d_b и d_k . Введем локальную декартову систему координат (с центром в точке схода O , с осями Ox вдоль образующей, вертикалью Oy , горизонталью Oz) и цилиндрическую систему координат, связанную с цилиндрическим барабаном. Координаты любой точки оси каната, лежащей на винтовой линии, определяются координатами t_z и ψ .

В локальной системе координат параметрическая система уравнений винтовой линии:

$$x = -\frac{t \cdot \psi}{2 \cdot \pi}, \quad y = 0,5 \cdot d_b \cdot (\cos \psi - 1), \quad z = 0,5 \cdot d_b \cdot \sin \psi. \quad (1)$$

Разложим выражения (1) в ряд Тейлора для малых углов ψ :

$$x = -\frac{t \cdot z}{\pi \cdot d_b}, \quad y = -\frac{z^2}{d_b}. \quad (2)$$

В локальной системе координат уравнения размотанного каната

$$x = z \operatorname{tg} U_d, \quad y = 0, \quad (3)$$

а уравнение соседнего с ним намотанного

$$x = -\frac{t \cdot z}{\pi \cdot d_b} + t, \quad y = -\frac{z^2}{d_b}. \quad (4)$$

Для данного z проведем плоскость, ортогональную оси Oz . Расстояние между точками пересечения осей канатов с этой плоскостью

$$T(z) = \sqrt{\left(\frac{z^2}{d_b}\right)^2 + \left(z \operatorname{tg} U_d + \frac{t z}{\pi d_b} - t\right)^2}. \quad (5)$$

Примем, что минимальное значение T_{min} — аппроксимирует минимальное расстояние между осями канатов и касание канатов проис-

ходит при $T_{min} = d_k$. Результаты численной оценки минимального расстояния между осями канатов и полученного T_{min} показывают, что для реальных значений t , U_d , d_b и d_k погрешность не превышает точности расчета. В рамках данной модели задача нахождения минимального шага укладки формулируется как задача отыскания такого t , чтобы

$$d_k = \inf_{z \in (0, d_b/2)} T(z, t) \quad (6)$$

Решая численно эту задачу, получим зависимость t как функции трех параметров

$$t = f(U_d, d_b, d_k). \quad (7)$$

Выражение (7) получено для гладкого барабана ШПМ, учтем, как изменяется t в зависимости от профиля канавки. С каждой точкой винтовой линии с координатой ψ свяжем центр подвижной декартовой системы координат $\xi A \eta$, ось ξ которой направлена вдоль образующей барабана, а ось η — по радиусу. Для малых углов девиации допустимо считать плоскость этой системы координат ортогональной винтовой линии. Уравнения профиля канавки можно записать в виде $\eta = F(\xi)$. В качестве примера на рис. 4 приведен профиль канавки барабана ШПМ АО НКМЗ, состоящий из двух дуг радиусом r_d и r_f . Обратная функция $\xi = f(\eta)$ существует для участков профиля, не содержащих отрезки прямых, параллельных оси ξ . Для профиля канавки, состоящего из дуг окружностей (радиус вогнутых дуг больше радиуса каната) и касательных к ним отрезкам прямых, можно построить эквидистантную линию (центроиду), точки которой находятся внутри канавки и отстоят на расстояние, равное радиусу каната от профиля канавки, уравнение которой — $\xi = g(\eta)$. Винтовую поверхность, описываемую центроидой, которая, равномерно вращаясь вокруг оси барабана, одновременно совершает поступательное перемещение вдоль этой же оси, с параметрическими уравнениями

$$x = -\frac{t z}{\pi d_b} + g(\eta), \quad y = \left(\eta + \frac{d_b}{2} \right) \cos \psi - \frac{d_b}{2}, \quad z = \left(\eta + \frac{d_b}{2} \right) \sin \psi, \quad (8)$$

назовем эквидистантой.

Ось каната от точки схода при условии гладкого (без учета трения) взаимодействия каната с канавкой состоит из трех участков: геодезической линии BE на эквидистанте и касательных к ней отрезков прямых OB и EG , где точка G принадлежит отклоняющему шкиву.

Опишем алгоритм построения линии $OBEG$. Предположим, что эта линия плоская, лежащая в плоскости девиации. Тогда, перебирая с заданным шагом точки линии пересечения (назовем ее отклоняющей) эквидистанты с плоскостью девиации

$$z = \frac{d_b}{2} \operatorname{tg} \psi, \quad \eta = \frac{d_b}{2} \left(\frac{1}{\cos \psi} - 1 \right), \quad x = -\frac{t z}{\pi d_b} + g(\eta) \quad (9)$$

и вычисляя в каждой из них производную $\frac{dx}{dz}$, найдем точки B_o и E_o как точки касательных OB_o и E_oG к отклоняющей. Записывая уравнение касательной E_oG в виде, аналогичном (3), найдем расстояние T_{min} между ней и осью намотанного каната (4) по формулам, подобным (5) и (6). Оценим погрешность допущений вышеприведенной математической модели, которую назовем геометрической теорией укладки. Оценка производилась для профилей канавки барабанов ШПМ, выпускаемых АО НКМЗ и Донецким машиностроительным заводом на более сложных математических моделях. Для учета отклонения из плоскости девиации участка BE оси каната построим геодезическую модель. Разобьем интервал B_oE_o на заданное число точек и проведем через каждую из них и ось барабана плоскость. Получим последовательный набор сечений эквидистанты, представляющих смещенную по оси барабана вышеописанную центроиду. Рассмотрим равновесие системы материальных точек на этих линиях, связанных между собой и с точками O и G натянутой нитью. Для определения граничных точек участка контакта точек B и E используем итерационный алгоритм. В качестве первого приближения зададим координаты материальных точек, определяемых из геометрической задачи. Считая, что их конфигурация определяется наложенными связями в плоскостях сечений эквидистанты, из уравнений равновесия найдем реакции этих связей (нормальные и касательные к центроиде составляющие). Для точек, у

которых нормальная составляющая меньше нуля, зададим перемещение вдоль центроиды, пропорциональное касательной составляющей. Если в данной итерации в одной из граничных точек B_0 или E_0 нормальная составляющая окажется больше нуля (растяжение связи), движение такой точки не будем задавать, а в качестве новой граничной точки B_0 или E_0 зададим соседнюю с B_0 или E_0 точку, расположенную внутри участка контакта этой итерации. Итерационный процесс повторим до тех пор, пока не определим с заданной точностью точки B и E как предельные точки последовательностей B_0 и E_0 . Для учета сил трения в геодезическую модель вводились предельные силы трения, вызванные нормальным давлением в каждой точке и направленные вверх по сечению для случая размотки и вниз — для укладки каната на барабан. В этой же модели для учета поперечной жесткости каната материальные точки не располагались на эквидистанте, а связывались пружинами (с жесткостью, эквивалентной поперечной жесткости каната), соединяющимися с соответствующими точками профиля канавки. Погрешность определения T_{min} для проверяемых профилей по геометрической и геодезической моделям меньше 0,5%.

Разработанная теория укладки позволяет решить задачу по выбору рационального профиля и шага укладки для каждого угла девиации. Для этого необходимо все характеристики исследуемого профиля представить в виде функций шага укладки t . При описании этих функций учитываются технологические ограничения (например, постоянство глубины канавки или радиуса дна канавки), а также введение дополнительных характеристик (например, отрезков прямых между сопрягаемыми дугами) для больших значений шага укладки.

Влияние изгибной жесткости каната, трибожесткости и амплитуд поперечных колебаний струны (использовалась геометрическая модель с заменой функции $y = -z^2/d_b$ на функцию более сложного вида) выразилось в уменьшении T_{min} на 0,9 %.

При применении неметаллической съемной футеровки из-за давления подъемного каната форма гребешка существенно отклоняется от

заданного профиля канавки, что должно вызвать уменьшение T_{min} и соответственно увеличение t . Следует также оценить опасность разрушения (скола) гребешка. Предлагается модель упругого взаимодействия каната с футеровкой, основанная на сочетании геометрической и геодезической моделей с представлением футеровки как тела трехмерной теории упругости и каната как растянутого стержня, обладающего изгибной жесткостью. Применяется итерационный процесс геодезической модели, на каждом шаге которого осуществляется решение упругой задачи комплексом FEAMS.

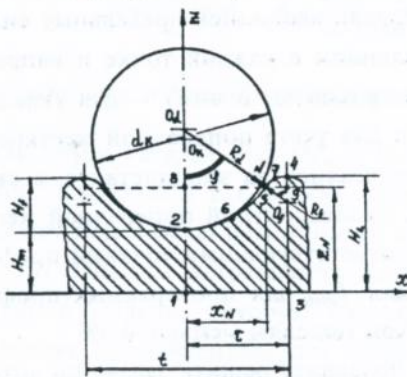


Рисунок 4

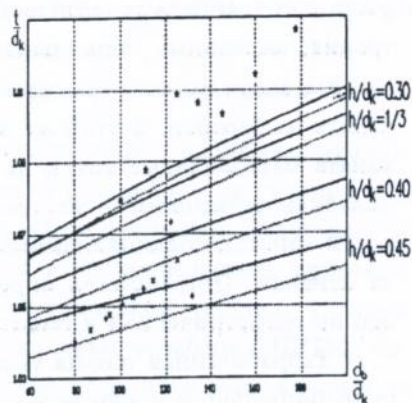


Рисунок 5

На рис. 5 — графики зависимости для рационального шага укладки каната: сплошная линия — пластмассовая футеровка, точечная — нефутерованный барабан. На этом же рисунке приведены шаги укладки для серийно выпускающихся ШПМ с диаметром: “х” — 4 м, “+” — 5 м, “*” — 6 м соответственно.

Определение осредненных жесткостных характеристик профилированной обечайки

Наличие канавки на барабане снижает его жесткостные и прочностные свойства. Для глобального анализа профилированной обечайки необходимо использовать однородный материал с усредненными

ми характеристиками. Поскольку обечайка барабана работает в условиях сложного напряженного состояния, нужно оценить минимальное количество усредненных жесткостных характеристик. Из анализа различных расчетных нагрузок выбраны шесть величин: кольцевая жесткость B_2 , соответствующая равномерному поперечному обжатию обечайки как трубы вдали от мест соединения с другими узлами барабана, осевая B_1 , изгибные жесткости: осевая — D_1 , определяющая краевой эффект вблизи лобовин или реборд, и кольцевая D_2 , а также расстояния нейтральной поверхности от внутренней поверхности обечайки e_2 — при кольцевом и e_1 — при осесимметричном изгибах (в дальнейшем условимся, для сокращения, называть величины e_1 и e_2 — эксцентриситетами). Для определения этих характеристик был предложен следующий алгоритм: поочередно в осевом и кольцевом направлениях из обечайки вырезались балки. Торцам балок задавались два вида перемещений (либо постоянные, либо распределенные по линейному закону) и определялись главные вектор и момент сил реакций: N и M . Для кольцевого направления связь между силами реакций и заданными перемещениями устанавливалась по формулам сопротивления материалов для сложных поперечных сечений, а для осевого определялось МКЭ. Из первого нагружения находились жесткость на растяжение и эксцентриситет, а из второго — изгибная жесткость.

Влияние жесткостных параметров футеровки и лобовины на напряженно-деформированное состояние барабана, нагруженного намотанным канатом

Футеровка на металлической обечайке барабана ШПМ закреплена жестко, что позволяет уменьшить износ футеровки и использовать ее в качестве конструкционного материала, способного взять на себя часть нагрузки барабана. Футерованная обечайка — двухслойная оболочка, подчиняющаяся гипотезам Кирхгофа-Лява. Профилированность оболочки учитывалась по вышеприведенному алгоритму осреднения. Из-за значительной разницы модулей упругости футеровки и

обечайки наличие футеровки сказывается только на увеличении изгибной жесткости обечайки.

Для характеристики жесткостных параметров лобовины введены безразмерные параметры k_l и k_r — для относительных изгибной и радиальной жесткостей лобовины (0 соответствует бесконечно малой жесткости, а 1 — бесконечно большой). Уравнения равновесия обечайки барабана, нагруженного намотанным канатом, соответствуют уравнениям балки на упругом основании, решения которых выражаются через функции Крылова. Из анализа результатов расчетов видно, что напряженно-деформированное состояние (НДС) в оболочке можно в общем случае разбить на близкое к кольцевому сжатию посередине оболочки; подобное осесимметричному изгибу шарнирно опертой оболочки и локализованный у лобовин быстро изменяющийся краевой эффект, характерный для жестко защемленной оболочки. Если при постоянной радиальной жесткости постепенно увеличивать изгибную жесткость, то вначале напряжения будут даже меньше, чем при шарнирном опирании. Затем, начиная с критического значения изгибной жесткости k_l^* (как известно, для полубесконечной однослойной оболочки при абсолютно жестких радиальных опорах $k_l^* = 0,65$), напряжения в оболочке начинают резко возрастать, приближаясь к напряжениям в жестко защемленной оболочке. Будем в дальнейшем под критической жесткостью понимать такую величину жесткости лобовины, при которой для заданного значения радиальной жесткости лобовины интенсивность напряжений в металлической обечайке достигает минимального значения. В зависимости от относительной жесткости лобовины оболочки можно разделить на длинные, для которых минимальными являются напряжения равномерного кольцевого сжатия, и короткие, в которых лобовина при определенной комбинации радиальной и изгибной жесткостей способна разгрузить оболочку. В этом случае минимальные значения интенсивности напряжений достигаются при $k_l = 0$ и $k_r = 0$. Для каждого отличного от нуля значения радиальной жесткости лобовины существует область

значений изгибной жесткости, при которых интенсивность напряжений в оболочке на несколько процентов ниже, чем при шарнирном опирании. Для значений k_t , больших, чем критическое значение изгибной жесткости k_t^* , напряжения в оболочке резко возрастают. В футерованном барабане, с одной стороны, уменьшается общий уровень напряжений, и, с другой, расширяется первая область (область малых градиентов напряжений).

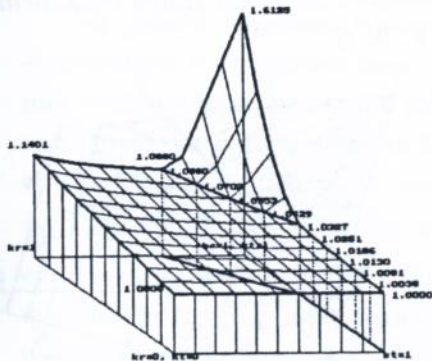


Рисунок 6

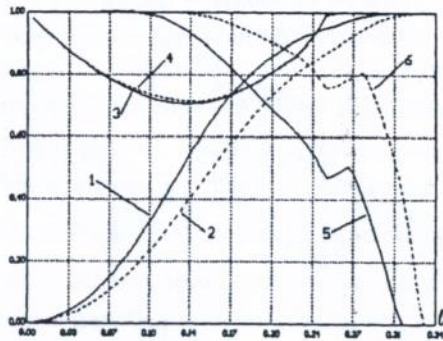


Рисунок 7

На рис. 6 показана зависимость максимальной интенсивности напряжений в футерованной обечайке от приведенных радиальной k_r и изгибной k_t жесткостей лобовины для длинных нефутерованных оболочек. Для коротких оболочек на рис. 7 показаны зависимости: 1 — максимальная интенсивность напряжений в нефутерованной обечайке; 3 и 5 — соответственно изгибная и радиальная жесткости лобовин; 2, 4 и 6 — аналогичные величины для футерованной обечайки. Учет конечного значения радиальной жесткости лобовины и упругих свойств футеровки при нагружении барабана ШПМ давлением наматанного каната уменьшает область параметрической неустойчивости по напряжениям в пространстве жесткостных параметров лобовины, что расширяет возможность подкрепления лобовин без увеличения напряжений в обечайке.

Разработка специализированных КЭ для моделирования барабанов ШПМ

Применяемые в распространенных пакетах МКЭ КЭ тонких пластин хорошо моделируют либо задачи изгиба пластин, либо задачи плоского напряженного состояния, но сложные задачи, характеризующиеся связью этих состояний, вызывают трудности согласования (рис. 8 а, в). В разработанном КЭ благодаря введению дополнительной степени свободы — вращения в плоскости элемента линия соединения элементов более согласована (рис. 8 , б, г).

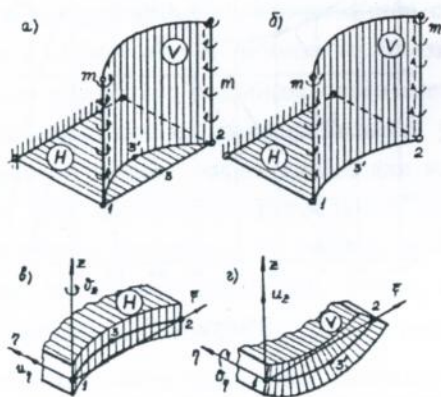


Рисунок 8

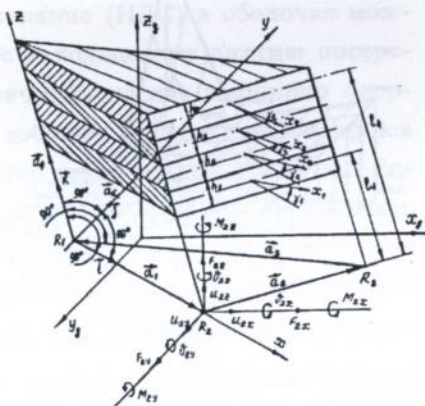


Рисунок 9

Назовем треугольник с вершинами в узлах КЭ (рис. 9) R_1 , R_2 и R_3 опорным треугольником. Для внутренних точек треугольника допустимы четыре степени свободы (поступательные u_x , u_y и вращательные ϑ_x , ϑ_y), а на границах дополнительно определены нормальные к плоскости элемента поступательная u_z и вращательная ϑ_z степени свободы. С опорным треугольником свяжем N -плоскостную призму, каждый m -ый слой которой имеет толщину h_m , его срединная поверхность расположена на расстоянии z_m от опорной плоскости, а его главное направление ортотропии повернуто на угол γ_m по отношению к оси x . Физическое состояние призмы подчиняется гипотезе Нейта. Вводя дополнительные промежуточные узлы в серединах

каждой стороны; принимая для касательных к границам элемента линейный закон распределения; связывая гипотезами, аналогичными гипотезам дискретной теории Кирхгофа, нормальные к плоскости элемента обобщенные перемещения с нормальными к границам, строится матрица жесткости универсального треугольного редуцированно-совместимого гранично-локализованного конечного элемента UTRCBL, пригодного для эффективного расчета многосвязных тонкостенных подкрепленных конструкций.

В работе доказаны единственность и существование решения, полученного с использованием элементов UTRCBL, задачи о нагружении защемленной пластины равномерно распределенной вертикальной нагрузкой q . Погрешность КЭ решения \mathbf{u}_Δ , вычисленного на сетке с максимальным шагом h , по сравнению с точным решением \mathbf{u} : $\|\mathbf{u}_\Delta - \mathbf{u}\| \leq Ch^2 \|q\|$. Тестирование элемента на задачах нагружения балки-стенки, шарнирно опертой и жестко защемленной пластины, цилиндрического свода и гиперболического параболоида показало его преимущество по сравнению с известными при том же общем количестве степеней свободы.

Для моделирования профилированной обечайки с усредненными по вышеприведенному алгоритму жесткостными характеристиками разработан итерационный алгоритм последовательного уточнения структуры многослойного ортотропного материала, осредненные жесткостные характеристики которого совпадают с характеристиками обечайки.

Для эффективного моделирования подкрепления ребрами пластин в диссертации разработан параметрический балочный КЭ, аналогичный UTRCBL. Кроме численного тестирования разработанного КЭ, для частного случая подкрепления получено, что погрешность пропорциональна квадрату шага сетки.

Зависимость осевой жесткости барабана ШПМ с внутренним тормозом от расстояния между лобовинами

Расчетная схема приведена на рис. 10. Расстояние B между "тормозной" (7) и "основной" (11) лобовинами изменялось от 70 до 3000 мм. Учитывались распределенная нагрузка намотанного каната q и тормозное усилие F_T . Ступицы 12 приняты бесконечно жесткими.

Для расчета барабанов ШПМ с внутренним тормозом необходимо разработать простейшую модель, адекватно описывающую упругое взаимодействие обечайки с колодками тормоза. В работе доказано, что такая расчетная схема (рис. 10) должна включать обечайку 2, тормозные колодки 3 и абсолютно жесткую подошву тормоза 4, к которой прикладывается тормозное усилие, поскольку представление нагрузки как распределенного давления на обечайку или задание перемещений ее точек ведет к погрешности более 200 %.

На рис. 11 изображены графики полученных максимальных осевых перемещений w точек на внешних контурах: 1 — реборды (позиция 1 на рис. 10), а также 2 — "тормозной" и 3 — "основной" лобовин в зависимости от расстояния B между ними.

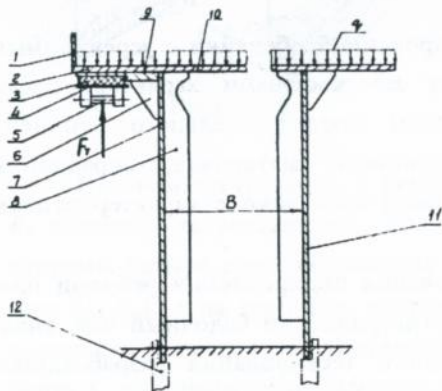


Рисунок 10

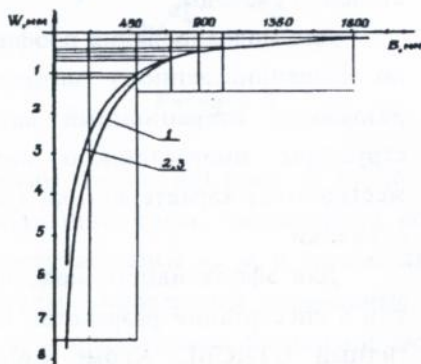


Рисунок 11

Расчеты показали, что при расстоянии между лобовинами более 500 мм цилиндрический барабан (широкий) под действием внутреннего тормоза деформируется подобно длинной оболочке, нагруженной

на краю кольцевым изгибающим моментом, вызывающим быстро затухающий краевой эффект, локализованный в районе лобовины, прилегающей к тормозу. При меньшем расстоянии (узкий барабан) — подобно кольцу с малой жесткостью при изгибе из своей плоскости, что требует дополнительного усиления лобовины и обечайки.

Исследование комплекса технических решений по повышению канатоемкости и снижению габаритов ШПМ с внутренним тормозом

Применим разработанные в диссертации методики, направленные на повышение канатоемкости и снижение габаритов ШПМ с внутренним тормозом, для совершенствования базовой конструкции МПБ-6,3-3,15-0,63 (переставной барабан шириной 1,25 м), имеющей максимальные натяжение каната 400 кН и разность статических натяжений 320 кН; допустимые зазор между заклиненным и переставным барабанами при навивке каната 0,005 м и перемещения точек тормозного поля — 0,002 м.

Предлагается использовать ШПМ в двух вариантах: со съемной фенолокапроновой футеровкой толщиной 100 мм (позиция 20 на рис. 14) и без нее, что позволяет в процессе эксплуатации изменять глубину подъема на 40 м. Навивочная поверхность в зависимости от угла девиации разделялась на участки, для каждого из которых подбирался профиль канавки, что увеличило канатоемкость на 3 %.

При установке внутреннего тормоза в разрезном барабане появилась возможность сократить на 600 мм ширину барабана. Конструкция узкого переставного барабана, разработанного НКМЗ, с использованием роликов в качестве опоры на заклиненный барабан оказалась неудачной. Поставим задачу обосновать конструкцию узкого барабана ШПМ, при которой не ухудшаются ее прочностные и жесткостные свойства и обеспечивается безаварийная эксплуатация. С этой целью проведен МКЭ расчет базовой конструкции по определению максимальных радиальных и осевых перемещений точек реборды и барабана

(Δ_0^r и Δ_0^z), максимальной интенсивности напряжений в барабане σ_0^{\max} и массе барабана m_0 .

Конструкция барабана характеризуется большим количеством параметров, рациональный выбор которых требует больших затрат ручного труда по подготовке МКЭ моделей. Воспользуемся методами обобщенно-параметрического МКЭ моделирования (ОПМ) для разработки рациональной конструкции барабана.

Для тормозной нагрузки составим простейшую трехпараметрическую (толщины лобовины, обечайки, реборды) ОПМ (рис. 12), в которой вместо двух лобовин — одна, приведенной толщины, учет тормоза аналогично рис. 10. Доказано, что по критерию заданного размера щели между барабанами (3...5 мм) минимальная масса узкого барабана достигается при усилении обечайки или реборды (на рис. 13: 1 — соответствует усилению обечайки от 1 до 3 раз, 2 — усилению реборды от 1 до 20 раз и 3 — усилениям лобовины от 1 до 5 раз). Из анализа следуют рекомендации по уменьшению размеров лобовины, что дает возможность поместить ее внутри заклиненного барабана (рис. 14).

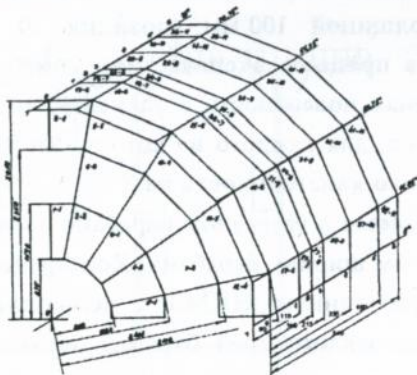


Рисунок 12

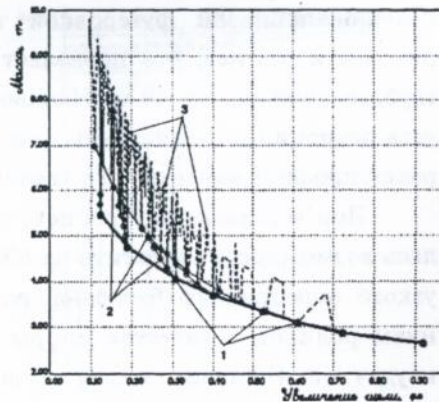


Рисунок 13

Для разработки рекомендаций по тонкостенному подкреплению узлов барабана были составлены несколько ОПМ для исследования различных направлений конструирования. На рис. 12 приведена ОПМ

для анализа взаимодействия сотовых внутренних подкреплений обечайки, коробчатого усиления реборды, реберных усилений лобовины и трубчатого усиления отверстий на лобовине. Было выделено 11 типов участков (например, пояс обечайки, примыкающей к реборде, состоит из участков 38...42 одинакового 11 типа). Для каждого типа участка разрабатывались различные конструктивные решения, затем, применяя специально разработанные методы осреднения, строился многослойный ортотропный материал так, чтобы участок барабана, изготовленный из него, имел ту же массу и жесткостные характеристики.

Применялись два способа вычисления характеристик такого материала. По первому из них создавалась МКЭ модель каждого конструктивного решения участка и задавались перемещения, соответствующие равномерному растяжению и изгибу, граничных точек, связывающих этот участок с соседними. Из вычисляемых внутренних силовых факторов определялись осредненные жесткостные характеристики, а затем итерационным методом подбирались количество, толщины и модули упругости каждого слоя. По второму способу участок разбивался по толщине на заданное количество слоев с толщинами, соответствующими данному конструктивному решению, а затем из решения задач по растяжению в разных направлениях каждого слоя независимо от других определялись жесткостные характеристики материала многослойного композита. Для расчета таких композитов использовался вышеописанный КЭ UTRCBL. Для каждого типа участка было подобрано в среднем по три варианта их конструктивной реализации. Таким образом, все эти варианты составили более 170000 различных конструкций барабана. Естественно, расчет МКЭ такого количества разных задач невозможен. Применение ОПМ дало возможность, не меняя конечно-элементной сетки и геометрии, рассчитать все эти осредненные варианты, при этом разнообразие конструкций (каждый такой расчет требует больших затрат ручного труда) свелось к разнообразию материалов, что полностью поддается автоматизации.

После ОПМ анализа для проверки полученных закономерностей были разработаны 20 конструкций узкого переставного барабана и

выполнен МКЭ расчет для всех видов нагружения коренной части ШПМ с определением максимальных радиальных и осевых перемещений точек реборды и барабана (Δ^r и Δ^z), максимальной интенсивности напряжений в барабане σ^{\max} и массы барабана m . Будем обозначать эти конструкции соответственно K_1, K_2, K_3 и т. д.

В таблице приведены результаты расчетов конструкций барабана по отношению к базовой конструкции АО НКМЗ, где обозначено:

$$\xi_m = \frac{m - m_0}{m_0}; \quad \xi_r = \frac{\Delta^r - \Delta_0^r}{\Delta_0^r}; \quad \xi_z = \frac{\Delta^z - \Delta_0^z}{\Delta_0^z}; \quad \xi_\sigma = \frac{\sigma^{\max} - \sigma_0^{\max}}{\sigma_0^{\max}}.$$

| Тип | $\xi_m, \%$ | $\xi_r, \%$ | $\xi_z, \%$ | $\xi_\sigma, \%$ |
|----------|-------------|-------------|-------------|------------------|
| K_1 | -0,16 | +0,02 | -0,01 | +0,02 |
| K_2 | -0,38 | -2,21 | -1,56 | +0,02 |
| K_3 | +0,84 | -2,28 | -1,55 | +0,02 |
| K_4 | +5,10 | -2,56 | -2,01 | +0,02 |
| K_5 | +3,51 | +0,52 | +0,36 | +0,08 |
| K_6 | -2,32 | +3,05 | +4,20 | +0,15 |
| K_7 | +2,57 | +3,00 | +4,10 | +0,17 |
| K_8 | +2,86 | +2,66 | +2,87 | +0,16 |
| K_9 | -1,04 | +2,44 | +3,05 | +3,70 |
| K_{10} | -4,18 | -1,56 | -1,86 | +0,07 |
| K_{11} | +0,47 | -1,29 | -1,76 | +0,02 |
| K_{12} | -1,16 | -1,28 | -1,87 | +0,04 |
| K_{13} | -7,89 | -1,34 | -1,36 | -0,01 |
| K_{14} | -7,89 | -1,44 | -1,46 | +0,01 |
| K_{15} | -7,70 | -1,54 | -1,86 | +0,01 |
| K_{16} | +12,42 | -4,34 | -2,36 | -0,01 |
| K_{17} | +15,08 | -7,34 | -6,36 | -0,04 |
| K_{18} | +16,41 | -8,05 | -7,76 | -0,08 |
| K_{19} | +2,75 | -3,32 | -2,65 | -0,04 |
| K_{20} | -12,03 | -1,69 | -2,76 | -0,02 |

На рис. 14 приведен чертеж наиболее рациональной по заданным критериям конструкции барабана K_{20} . Перейдем к описанию представленных в таблице случаев.

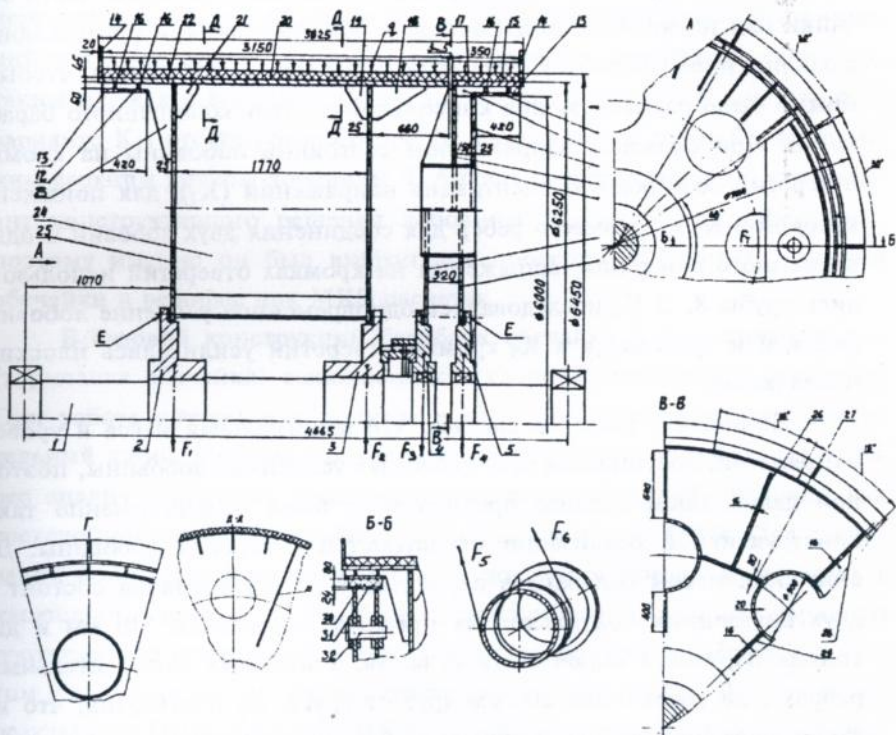


Рисунок 14

В основе всех анализируемых конструкций лежит смещение тормозного привода, ступицы заклиненного барабана и ступиц переставного так, чтобы одна из них (4) находилась внутри заклиненного барабана 18 с сохранением расстояния между всеми тремя ступицами (3, 4, 5) и уменьшением ширины переставного барабана с 1250 до 630 мм. Для заклиненного барабана на основании полученных закономерностей подобрана конструкция сотового усиления тормозной обечайки (12-16) и сопряжения (21, 23) с лобовиной 25, изменена конструкция косынок (18, 19) и ребер 33.

Различные варианты усиления двухслойной лобовины аналогичной базовой исследовались в вариантах $K_1 - K_5$, соответствующих ми-

нимальному изменению конструкции обечайки и реборды: часть обечайки над тормозным полем осталась без изменения, а примыкающая к заклиненному барабану была выполнена меньшего радиуса, чтобы ее можно было разместить под консольной частью заклиненного барабана 18. При сложном напряженном состоянии лобовины на кромках отверстий возникает концентрация напряжений (K_1), для понижения которой в K_2 и K_3 вместо ребер для соединения двух лобовин и одновременного снижения напряжений на кромках отверстий использовались трубы 8. В K_4 исследовалось одновременное усиление лобовины ребрами и трубами, а в K_5 кромки отверстий усиливались плоскими накладками.

Из анализа расчетов следует, что минимальная масса и уровень напряжений достигаются при трубчатых усилениях лобовины, поэтому при дальнейшем анализе предпочтение было отдано именно такой конструктивной реализации окрестностей отверстий лобовины. Для снижения массы барабана в вариантах K_6 - K_9 лобовина состоит из двух внутренних полудисков на прежнем расстоянии 510 мм и двух тонких наружных коробчатого сечения, усиленных дополнительными ребрами на расстоянии 200 мм друг от друга. K_7 подтвердил, что и в такой составной лобовине плоские накладки менее эффективны трубчатых усилений. В вариантах K_8 и K_9 были проверены различные дополнительные усиления мест соединения наружных полудисков лобовины с обечайкой.

В целом анализ этих конструктивных решений подтвердил полученный на соответствующей ОПМ вывод о нецелесообразности такого усиления и больших напряжений в районе стыка полудисков лобовин. Поскольку отверстия в дисках лобовин все равно требуют подкреплений, в следующей серии исследований дополнительно соединялись между собой полудиски лобовин. Варианты решения лобовины K_{10} - K_{12} соответствуют рис. 14, где: 4 и 5 — ступицы; 6 и 7 — нижние диски лобовины (наружный и внутренний соответственно), а 9 и 10 — верхние; 27 — связь верхних и нижних дисков, одновременно усиливающая трубчатое подкрепление отверстий 8. В вариантах K_{10} и K_{12}

жесткость дисков лобовин, примыкающих к ступицам, обеспечивалась перемычками 29, а в варианте K_{12} — продолжением ребра 26 на нижний полудиск, причем это ребро выполнялось с коробчатым сечением, таким же, как в варианте K_{11} верхняя часть ребра 26. Кроме этого, в варианте K_{11} отсутствовало ребро 28, связывающее трубу 8 с внутренним верхним диском лобовины 9. Анализ расчетов показал, что вариант конструктивного решения лобовины K_{10} наиболее эффективен, поэтому именно он был выбран для проверки различных усилений обечайки и реборды при МКЭ расчетах.

В базовой конструкции барабана обечайка с тормозным полем (тормозная обечайка) выполнена как сварная двухслойная оболочка. При работе внутреннего тормоза в этой оболочке возникает значительный изгиб, поэтому для увеличения жесткости представляет интерес анализ различных конструктивных решений такой оболочки как трехслойной конструкции. Этот же вывод следует из ОПМ. Для реализации промежуточного слоя, который должен, в основном, передавать касательные усилия, на ОПМ проанализированы различные варианты соотношений продольной и поперечной жесткостей такого слоя с учетом изменения массы при конструктивных реализациях. Для проверки результатов ОПМ проведен МКЭ расчет трех различных сотовых реализаций трехслойной структуры (варианты K_{13} - K_{15}). На рисунке представлен наиболее рациональный вариант связи обечайки 17 с тормозной обечайкой 12 сотовым подкреплением K_{15} с наружными 10 и внутренними ребрами 13; внутренними и наружными кольцами 16.

При невозможности конструктивной реализации решений по замене двухслойной обечайки трехслойной был проработан случай дополнительного усиления двухслойной обечайки приваркой коробчатой конструкции в месте размещения витков трения (варианты K_{16} - K_{18}). Все эти варианты характерны резким возрастанием массы барабана и по выбранным критериям неэффективны. В варианте K_{19} исследовалось подкрепление реборды приваркой дополнительного диска. Был подтвержден вывод ОПМ, что заданных жесткостей барабана можно достичь только при увеличении толщины реборды больше допустимой

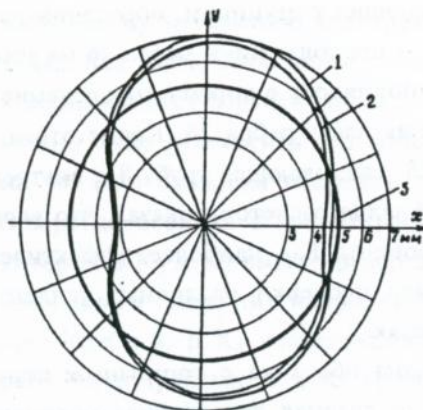


Рисунок 15

из технологических соображений, что свидетельствует о невозможности конструктивной реализации такого решения.

На рис. 15 — круговая диаграмма величины зазора между барабанами ШПМ: 1 — нефутерованный барабан; 2 — фенолокапроновая футеровка; 3 — величина зазора у ненагруженных барабанов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации теоретически обобщена и решена крупная научная проблема, имеющая важное народнохозяйственное значение и заключающаяся в разработке научных основ технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов ШПМ с цилиндрическими барабанами, осуществленное уточнением расчетной схемы ШПМ особенностями взаимодействия каната и тормоза с профилированным футерованным барабаном как многосвязной тонкостенной подкрепленной пространственной конструкцией и разработкой адекватных математических моделей с использованием методов осреднения и компьютерного анализа.

Основные научные результаты, выводы и рекомендации заключаются в следующем:

1. Впервые разработана и исследована концептуальная модель ШПМ, состоящая из:

— представления намотки каната на профилированный барабан как статического взаимодействия каната (растянутого стержня проволокно-прядевой структуры) с гребешком канавки (упругим телом трехмерной теории упругости);

— физической модели объекта как механической системы из двух футерованных барабанов (весомых тонкостенных многосвязных многослойных подкрепленных конструкций сложного поперечного сечения), вала (балки), внутреннего тормоза (совокупности тормозных колодок и нагруженной тормозным усилием твердой подошвы);

— расчетных случаев: распределенная осесимметричная нагрузка намотанного каната, сосредоточенные силы растянутых канатов, действие собственного веса и тормоза;

— технологических ограничений при работе объекта (максимальное расстояние между барабанами при переходе каната, максимальные перемещения точек тормозного поля, предел выносливости при пульсирующем цикле и эффективном коэффициенте концентрации).

2. Исследованы способы создания неметаллической съемной футеровки и разработаны рекомендации по ее использованию как средства изменения глубины подъема. Предложена технология получения нового футеровочного материала — пресс-композита фенолокапрон с использованием в качестве наполнителя фильтров полиамидной ткани. Разработаны технический регламент и технические условия на пресс-композит фенолокапрон. Экспериментальный образец футеровки канатного барабана из материала фенолокапрон успешно прошел промышленные испытания в течение 6 лет на подъемной машине Ц-3,5х2А ш. “Слепая” № 8 РУ им. Кирова Кривбасса. Пресс-композиционный материал фенолокапрон отвечает всем техническим требованиям на футеровку барабанов и рекомендован межведомственной комиссией для широкого внедрения в качестве футеровок барабанов шахтных подъемных машин для повышения канатоемкости барабана в процессе эксплуатации.

3. При выборе профиля канавки и шага намотки из условия отсутствия контакта соседних витков каната для нефутерованного барабана ШПМ допустимо использовать геометрическую модель укладки каната, а для учета упругой футеровки необходима физическая модель статического взаимодействия каната с гребешком канавки. Создание прямолинейных фасок на углах стандартного профиля приводит к уве-

личению радиуса кривизны оси каната и снижению контактного давления, но одновременно требует увеличения шага укладки; углубление канавки на 5 % в диапазоне от 0,3 до 0,45 диаметров каната уменьшает требуемый шаг нарезки канавки в среднем на 1...1,5%; увеличение отношения диаметра барабана ШПМ к диаметру каната от 80 до 180 увеличивает требуемый шаг нарезки от 3 до 2 % в зависимости от глубины канавки; применение профиля канавки со срезанными верхушками гребешков позволяет уменьшить габариты барабана и шаг укладки; применение упругой футеровки требует увеличения шага нарезки не более чем на 1 %.

4. В зависимости от соотношения радиальной и изгибной жесткостей лобовины обечайка ведет себя как шарнирно опертая или как защемленная оболочка (напряжения в 1,7 раза выше кольцевых). Использование футеровки уменьшает опасную зону параметров лобовины и напряжения в обечайке до 20 %.

5. Разработаны специальные типы КЭ для моделирования барабанов ШПМ, доказаны существование и единственность решения задач с их использованием и оценена погрешность решения на тестовых задачах. Погрешность моделирования подкрепления типа ребер постоянного поперечного сечения лобовин ШПМ параметрическим балочным КЭ, позволяющим существенно уменьшить число узлов конечно-элементной сетки и отказаться от применения жестких связей, обратно пропорциональна квадрату шага конечно-элементной сетки (так, для 4 и 5 КЭ она равна 10 и 6 % соответственно). Моделирование кольцевых элементов барабана параметрическим балочным КЭ дает погрешность: менее 0,01 % — для задач изгиба рам; 0,15 % — для изгиба из плоскости кольца под действием моментов, равномерно распределенных по его оси; 0,1 % — для кольца под действием равномерно распределенной нагрузки и 1,5 % — для двух сосредоточенных сил. Доказано, что для расчета барабана как тонкостенной многосвязной многослойной подкрепленной конструкции сложного поперечного сечения наиболее эффективно применение разработанных параметрического балочного и пластинчатого (UTRCBL) специальных конечных

элементов.

6. Жесткостные характеристики профилированной обечайки барабана следует определять методами осреднения механики композиционных материалов. Моделирование обечайки эффективно конечным элементом UTRCBL, параметры которого определяются из решения нелинейной оптимизационной задачи с ограничениями.

7. Внутренний тормоз ШПМ должен быть представлен в параметрической модели барабана ШПМ только в виде совокупности тормозных колодок и нагруженной тормозным усилием твердой подошвы, поскольку более простые модели тормоза дают ошибку 200...300%.

8. Доказано, что при расстоянии между лобовинами более 500 мм цилиндрический барабан под действием внутреннего тормоза деформируется подобно длинной оболочке, нагруженной на краю кольцевым изгибающим моментом, вызывающим быстро затухающий краевой эффект, локализованный в районе лобовины, примыкающей к тормозу. При меньшем расстоянии — подобно кольцу с малой жесткостью при изгибе из своей плоскости, что вызывает необходимость дополнительного усиления лобовины и обечайки.

9. Разработанный метод обобщенно параметрического моделирования с применением специальных методов осреднения позволяет провести глобальное исследование ШПМ и найти ее рациональную конструкцию по заданному критерию оптимальности.

10. Переставной барабан ШПМ с разрезанными и смещенными по оси отверстий лобовинами, соединенными между собой ребрами и трубами; обечайкой, усиленной коробчатой сотовой конструкцией; выполненный со ступицей, расположенной внутри заклиненного барабана, — имеет наименьшие массу и габариты. При любом расположении каната величина зазора между барабанами изменяется не более чем на 5 %.

11. Методические рекомендации диссертации внедрены АО НКМЗ, институтом "Кривбасспроект" при разработке и модернизации ШПМ повышенной канатоемкости и уменьшенных габаритов. Годовой фактический экономический эффект от внедрения результатов

работы составил 97,3 тыс. руб., в том числе долевое участие Государственной горной академии Украины – 93% или 90 тыс. руб. (в ценах 1988 г.). За пять лет эксплуатации – 450 тыс. руб.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Заболотный К.С. Разработка рациональных параметров барабанов шахтных подъемных машин с внутренними тормозами на основе развития методов численного моделирования: Монография. - Днепропетровск: ДНВП "Системные технологии", 1997. - 220 с. (ISBN 996-95088-2-7).

2. Заболотный К.С., Жупиев А.Л., Крючков С.В. Влияние конструктивных параметров переставного барабана шахтных подъемных машин с внутренним тормозом на напряженно-деформированное состояние барабана // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1994. - № 3. - С. 48-51.

3. Заболотный К.С., Жупиев А.Л. Некоторые особенности применения метода конечных элементов для расчета подкрепленных конструкций / Сб. науч. тр. Вопросы прикладной математики и математического моделирования. - Изд-во Дн-ского гос. ун-та, 1995. - С. 162-165.

4. Заболотный К.С., Жупиев А.Л. Основные принципы создания базы данных для автоматизированного проектирования барабанов шахтных подъемных машин // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1995. - № 1. - С. 82-83.

5. Заболотный К.С., Жупиев А.Л., Ройзен В.В. Новый пресс-композит марки фенолокапрон для горнорудной промышленности // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1994. - № 1. - С. 58-59.

6. Заболотный К.С. Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния подъемных машин с разрезным барабаном МПУ // *Уголь Украины.* - 1994. - № 4. - С. 46-48.

7. Программный комплекс FEAMS для конечно-элементного анализа тонкостенных многосвязных подкрепленных пространственных конструкций типа барабанов шахтных подъемных машин /

А.Л.Жупиев, К.С.Заболотный, М.В.Полушина и др. // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 2. - С. 53-55.

8. Заболотный К.С. Экспериментальная проверка расчетной конечно-элементной модели переставного барабана шахтной подъемной машины // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* -1997. -Вып. 2. - С. 46-47.

9. Заболотный К.С. Исследование обобщенно-параметрической модели напряженно-деформированного состояния переставного барабана шахтной подъемной машины // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 2. - С. 51-52.

10. Жупиев А.Л., Заболотный К.С. Конечно-элементное представление профилированной обечайки барабанов шахтных подъемных машин // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 2. - С. 43-46.

11. Заболотный К.С. Обзор аналитических методов расчета цилиндрических барабанов шахтных подъемных машин // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 1. - С. 7-9.

12. Жупиев А.Л., Заболотный К.С. Методы построения матриц жесткости универсальных треугольных конечных элементов для расчета подкрепленных тонкостенных конструкций // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 1. - С. 10-12.

13. Жупиев А.Л., Заболотный К.С. Построение матрицы жесткости универсального треугольного редуцированного совместимого гранично-локализованного конечного элемента UTRCBL // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 1. - С. 12-14.

14. Жупиев А.Л., Заболотный К.С. Существование, единственность и оценка сходимости решения, основанного на универсальном треугольном редуцированном совместимом гранично-локализованном конечном элементе UTRCBL // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 1. - С. 14-16.

15. Жупиев А.Л., Заболотный К.С. Тестирование универсального треугольного редуцированного совместимого гранично-локализованного конечного элемента UTRCBL // *Металлург. и горноруд.*

пром-сть. - 1997. - Вып. 1. - С. 16-18.

16. Заболотный К.С. Разработка обобщенно-параметрической конечно-элементной модели переставного барабана шахтной подъемной машины с внутренним тормозом // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 1. - С. 18-21.

17. Жупиев А.Л., Заболотный К.С. Балочный конечный элемент с жесткими вставками для моделирования подкреплений тонкостенных конструкций // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 2. - С. 47-51.

18. Задача контакта колодки внутреннего тормоза с обечайкой шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Н. Коломиец, В.В. Безпалько, В.И. Самуся // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 1997. - Вып. 1. - С. 50-55.

19. А.с. 1495277 СССР, МКИ⁴ В66 Д1/30. Канатный барабан / Л.В. Колосов, И.П. Ковалевский, К.С. Заболотный. - Оpubл. 23.07.89. Бюл. № 27.

20. А.с. 1306896 СССР, МКИ⁴ В66 Д1/30, 15/04. Футеровка канатного барабана / В.Н. Потураев, В.А. Иванов, Л.В. Колосов, И.П. Ковалевский, К.С. Заболотный, В.В. Франчук. - Оpubл. 30.04.87. Бюл. № 16.

21. А.с. 1491804 СССР, МКИ⁴ В66 Д1/30. Футеровка канатного барабана / Л.В. Колосов, В.Н. Потураев, И.П. Ковалевский, К.С. Заболотный и др. - Оpubл. 07.07.89. Бюл. № 25.

22. Заболотный К.С., Жупиев А.Л., Трудов В.Н. Специализированный конечно-элементный комплекс "FEAMS" для расчета барабанов шахтных подъемных машин: Монография / Гос. горн. акад. Украины. - Днепропетровск, 1995. - 84 с. - Деп. в ГНТБ Украины 05.07.95, № 1681.

23. Заболотный К.С. Формирование конечно-элементной модели комплексом "FEAMS": Монография / Гос. горн. акад. Украины. - Днепропетровск, 1995. - 183 с. - Деп. в ГНТБ Украины 05.07.95, № 1682.

Личный вклад автора в работах, написанных в соавторстве: [2] —

исследовано влияние конструктивных параметров на НДС барабана; [3] – исследованы особенности МКЭ для подкрепленных конструкций; [4] – разработаны основные принципы создания баз данных ШПМ; [7] – разработаны основные принципы программного комплекса FEAMS; [10] – разработано КЭ представления профилированной обечайки; [12-15] – анализ принципов, построение, доказательство существования, оценка точности КЭ UTRCBL; [17] – построение параметрического балочного КЭ; [18] – постановка контактной задачи тормоз-обечайка и ее решение; [19-21] – разработка существенных признаков изобретения.

SUMMARY

Zabolothy K.S. Scientific basics of the technical decision for rising capability of ropes and decreasing size of the drum hoisting machines with cylindrical draws.

Doctorate (Tech.Sc.) thesis by specialities 05.15.16 "Mining Machines", State Mining Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, 1997.

Defended are scientific basics of the technical decision directed to rising capability of ropes and decreasing size of the mining hoisting machines (MHM). Developed a theory of the laying wire to the discharged draw MHM as a contacting task of the wire (stretching pivot of a wire-locking structure) and the rower of the ditch (elastic body of the thiredral theory elasticity); created methods of calculating a draw MHM with profiling discharged strengthen casing, disks of complex boxing section and inside brake on the basis of parametric and generalize-parametric finite-element modeling. Methoding recommendation to the decreasing size MHM using rational step of threading ditch; modification capability of ropes MHM during the work using tenant discharge; decreasing size MHM by creating rational constrictions; providing capability of work by decreasing in size draw MHM, by means of rational choice of bending and radial rigidities disks and honeycombing discharged strengthen implemented New-Kramatorsk machine-building factory.

АНОТАЦІЯ

Заболотний К.С. Наукове обґрунтування технічних вирішень щодо підвищення канатомісткості та зменшення габаритів шахтних підйомних машин з циліндричними барабанами.

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за фахом 05.15.16 – “Гірничі машини”. Державна гірнича академія України, Дніпропетровськ, 1997.

Захищається наукове обґрунтування технічних вирішень, спрямованих на підвищення канатомісткості та зменшення габаритів шахтних підйомних машин (ШПМ). Розроблена теорія намотування каната на футерований барабан ШПМ як контактної задачі каната (розтягнутого стержня дрото-сталкової структури) та гребінця канавки (пружного тіла тривимірної теорії пружності). Створені методи розрахунку барабана ШПМ з профільованою обичайкою, лобовинами складного корбчастого перерізу та внутрішніми гальмами на основі параметричного і узагальнено-параметричного кінцево-елементного моделювання. Наведені методичні рекомендації по: зменшенню габаритів ШПМ з використанням раціонального кроку нарізки канавки; зміні канатомісткості ШПМ у процесі роботи із застосуванням змінної футеровки; зменшенню габаритів ШПМ створенням раціональних конструкцій; забезпеченню працездатності барабанів ШПМ зменшенням габаритів шляхом раціонального вибору жорсткостей лобовини на згин та радіальної і стільниковим підкріпленням обичайки.

Ключові слова: барабан, намотування каната, метод кінцевих елементів, футеровка, гальмо.

Заболотний

Заболотний Костянтин Сергійович

НАУКОВЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ
ВИРІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ
КАНАТОМІСТКОСТІ ТА ЗМЕНШЕННЯ
ГАБАРИТІВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ
МАШИН З ЦИЛІНДРИЧНИМИ БАРАБАНАМИ

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск Г.А.Сіманович

Здано до набору 23.05.97. Підписано до друку 23.05.97.
Формат 60x84¹/₁₆. Папір фінський. Спосіб друку - офсетний.
Умовн. Друк. Арк. 2,0. Умов. фарб. від. 2,0. Обл. вид. арк. 2,0.
Вид. №11. Тираж 100 прим.

ДНВП "Системні технології"
320005, м. Дніпропетровськ, пр. Гагаріна, 4.

432975

АВ 38.154

Вопросы к экзамену

1. Назовите основные этапы работы над проектом.

2. Какие задачи стоят перед менеджером на каждом этапе?

3. Каким образом можно обеспечить успех проекта?

4. Какие факторы влияют на успех проекта?

5. Как можно управлять рисками в проекте?

6. Как можно управлять качеством в проекте?

7. Как можно управлять коммуникациями в проекте?

Вопросы к экзамену

8. Как можно управлять ресурсами в проекте?

9. Как можно управлять изменениями в проекте?