

Проектирование подъемных барабанов в SolidWorks Simulation



Константин ЗАБОЛОТНЫЙ,
д.т.н., профессор кафедры
горных машин и инжиниринга,
НГУ, г. Днепропетровск



Александр ЖУПИЕВ,
д.т.н., старший преподаватель
кафедры горных машин
и инжиниринга,
НГУ, г. Днепропетровск



Елена ПАНЧЕНКО,
к.т.н., доцент кафедры
горных машин и инжиниринга,
НГУ, г. Днепропетровск



Игорь ПРОТЫНЯК, и.о. главного
конструктора ОГК ГР и КПО,
ЗАО «НКМЗ», г. Краматорск



Сергей КАЛЮЖНЫЙ,
начальник бюро БДШО,
ЗАО «НКМЗ», г. Краматорск



Юрий ОВЧИННИКОВ,
ведущий конструктор,
ЗАО «НКМЗ», г. Краматорск

Совместная работа инженеров Новокраматорского машиностроительного завода и ученых кафедры горных машин и инжиниринга Национального горного университета позволит снизить металлоемкость и повысить прочность изделий, выпускаемых на НКМЗ

Творческое сотрудничество Новокраматорского машиностроительного завода и кафедры горных машин и инжиниринга Национального горного университета продолжается уже более 30 лет. Ученые кафедры специализируются на конечно-элементном анализе тонкостенных подкрепленных конструкций; их знания уже помогли производственникам решить ряд практических задачи. В соответствии с договором о научно-методическом сотрудничестве НКМЗ дал кафедре задание на расчет и компьютерное моделирование в SolidWorks барабанов шахтных подъемных машин (ШПМ). В результате совместных исследований с использованием методики Hot Spot Stress и инструментария SolidWorks Simulation были разработаны рекомендации на проектирование новых шахтных подъемных машин, выпу-

скаемых ЗАО «НКМЗ». Построенные компьютерные модели позволяют снизить металлоемкость и повысить прочность барабанов.

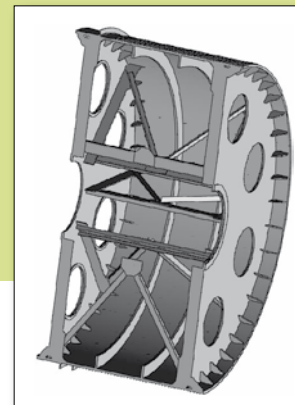
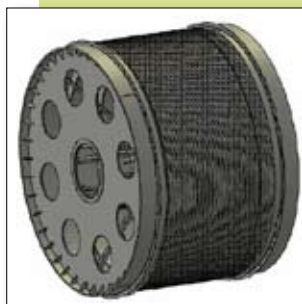
Барабан шахтной подъемной машины состоит из пластин и оболочек, как правило, подкрепленных разнообразными ребрами жесткости (рис. 1).

При конструировании подкреплений сложились определенные стереотипы. Типичные формы косынок и ребер приведены на рис. 2 (размеры в скобках относятся к дополнительной обработке после сварки).

Таким образом, используются различные способы соединения с обечайкой: для косынок — радиальная кромка, а для ребер — касательная, которая формируется после сварки. Из опыта эксплуатации ШПМ известно, что именно в местах присоединения подкрепляющих элементов часто возникают трещины. В отличие от отечественных

ШПМ, за рубежом часто применяют барабаны без подкреплений (рис. 3). Поэтому детальное исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) представляет практический интерес.

Рис. 1. Барабан шахтной подъемной машины состоит из пластин и оболочек, подкреплённых разнообразными ребрами жесткости



ности. Так, при создании моделей в виде сборок следует проверять интерференцию отдельных деталей и зазор между ними, а при моделировании одной деталью — следить, чтобы она содержала только одно твердое тело. Для оболочечных моделей необходимо проверять выполнимость гипотез Кирхгофа-Лява или Рейснера. Например, оболочечная модель не может моделировать зону стыка косынки и обечайки (рис. 4).

Как известно, если два элемента одной детали касаются по линии, в So-

lidWorks это называется «геометрией с нулевой толщиной». Но если попытаться построить прямоугольное ребро, касательное цилиндрической детали, SolidWorks без всяких предупреждений просто создает два тела в одной детали. Инструмент «Скомбинировать тела» выдает сообщение о том, что «не удалось создать единое тело из введенных тел». Только при создании третьего тела появляется сообщение об истинной причине невозможности объединения — «геометрии с нулевой толщиной» (рис. 5). Часто при создании детали конструктор сознательно использует много тел, чтобы затем объединить их в одно. Поэтому следует обратить особое внимание на условия контакта этих тел с уже существую-

Создание модели

Существует несколько способов создания расчетных моделей в SolidWorks Simulation для метода конечных элементов: сборка твердотельных деталей, одна твердотельная деталь и различные комбинированные модели. Каждый из этих способов имеет свои особен-

Рис. 2. Типичные формы косынок и ребер, используемых при конструировании подкреплений

Рис. 3. В отличие от отечественных шахтных подъемных машин, за рубежом часто применяют барабаны без подкреплений



SolidWorks. Обучение и сертификация

Учебный центр по технологиям CAD/CAM/CAE/PDM и CALS Национального горного университета * предлагает:

Учащимся средних школ, лицеев, техникумов — обучение базовому курсу SolidWorks.

Высшим учебным заведениям (студентам и преподавателям) — проведение базового и углубленного обучения по каждому из модулей SolidWorks, сертификацию по программе CSWA. Методическую помощь в постановке курсов SolidWorks.

Предприятиям — подготовку специалистов профессионально владеющих средствами компьютерного 3-D проектирования SolidWorks, сертификацию по программе CSWA. Для оценки эргономических показателей на стадии проектирования выпускаемой продукции, ее рекламы создание в SolidWorks фотореалистичной картинки, 3-D визуализации и анимации. С целью оптимизации конструкции выпускаемого изделия, снижения металлоемкости и повышения прочности выполнение компьютерного моделирования в SolidWorks Simulation.

Подробнее на сайте solidworks.dp.ua



* - в соответствии с Договором о сотрудничестве между Национальным горным университетом и SolidWorks Corporation (США) Учебный центр по технологиям CAD/CAM/CAE/PDM и CALS выступает учебным и методический центр инновационных технологий SolidWorks в вузах, средних школах и на предприятиях Украины, провайдером CSWA.

щими или вновь создаваемыми. Но при создании одной детали существуют такие особенности геометрии, которые не диагностируются SolidWorks. Так, например, твердотельные модели барабанов ШПМ ЦР-6х3,4/0,6 не позволяли создать конечно-элементную сетку из-за того, что каждая из этих моделей состояла из двух тел. Попытка слияния этих тел при созда-

нии элемента по траектории приводила к появлению сообщения о том, что «из-за геометрических условий операция не была выполнена» (рис. 5). После корректировки исходного эскиза оба тела слились в одно и была создана сетка.

В расчетах на усталость номинальные (геометрические) значения напряжений в зоне сварного шва умножаются на коэф-

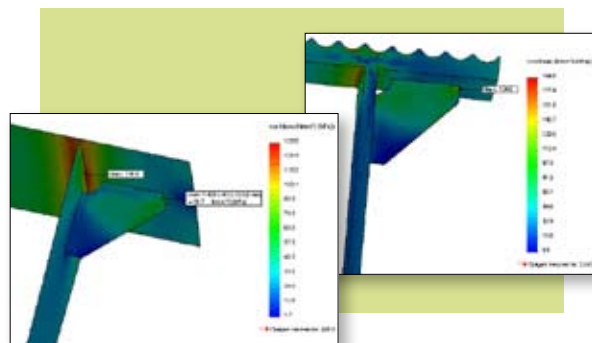


Рис. 4. Напряжения в твердотельной модели косынки (слева) и оболочечной модели (справа)

фициент концентрации соответствующего шва. При определении номинальных напряжений методом конечных элементов часто возникает сингулярность: чем меньше шаг сетки, тем выше получаемые напряжения.

Из опытов известно, что эффективный коэффициент концентрации напряжений в профиле с входящим углом (концентратор напряжений типа «входящий угол») для углеродистых сталей близок к значению 2,0. Значение теоретического коэффи-

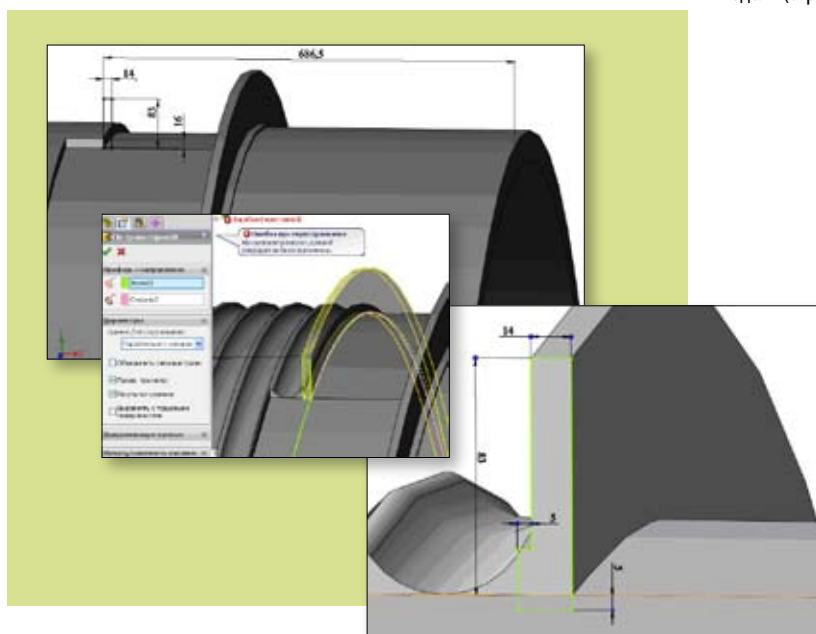


Рис. 5. Твердотельные модели барабанов ШПМ ЦР-6х3,4/0,6 не позволяли создать конечно-элементную сетку из-за того, что каждая из этих моделей состояла из двух тел. После корректировки исходного эскиза оба тела слились в одно и была создана сетка

В чем суть методики HSS?

Для исключения сингулярности при определении напряжений в зоне сварных швов по методике HSS стык листов представляют, по крайней мере, оболочечными или объемными элементами, лучше всего квадратичными. Размеры элементов возле места сварного шва — не более половины толщины листа t . Напряжения определяют на расстоянии $0,5t$ и $1,5t$ от шва. Если вычислительные ресурсы позволяют моделировать сварные швы, то следует размещать концентратор (hot spot) у подошвы сварного шва (рис. 6), а линию интерполяции — перпендикулярно направлению сварного шва. Шаг сетки выбирают так, чтобы пробные значения напряжений были вычислены в различных элементах. Номинальные (геометрические) напряжения в концентраторе определяются линейной интерполяцией. Затем номинальные (геометрические) напряжения умножаются на эффективный коэффициент концентрации и используются в расчетах на усталость.

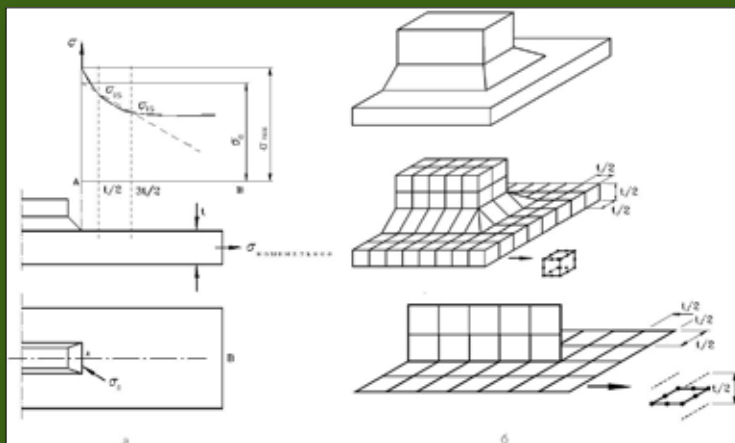


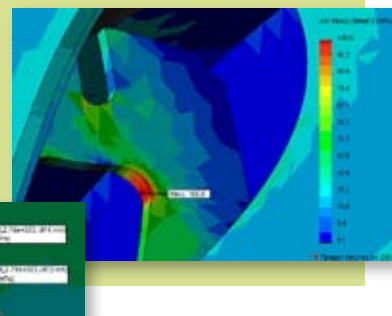
Рис. 6. Методика HSS: если вычислительные ресурсы позволяют моделировать сварные швы, то следует размещать концентратор (hot spot) у подошвы сварного шва, а линию интерполяции — перпендикулярно направлению сварного шва

циента стремится к бесконечности с уменьшением радиуса кривизны, что и приводит к появлению сингулярности.

Проблема применения конечно-элементного анализа при расчете тонкостенных сварных конструкций барабанов ШПМ во многом схожа с той, которая возникла при расчете и конструировании морских платформ для бурения, танкеров и прочего оборудования для добычи нефти. Для учета циклического нагружения в сварных швах была разработана методика HSS (hot spot stress) которая вошла в британский стандарт BS 7608 и норвежский стандарт NORSOK N-004.

На рис. 7 представлена конечно-элементная сетка и значения напряжений для сварного шва между косынкой и обечайкой. Вычисленная по формуле линейной интерполяции интенсивность напряжений для этого сварного шва составляет 265 МПа. Следовательно, выбранная конструкция подкреплений переставного барабана приводит к недопустимым значениям интенсивности на-

Рис. 7. Применение методики HSS: вычисленная по формуле линейной интерполяции интенсивность напряжений (265 МПа) показывает, что выбранная конструкция подкреплений барабана приводит к недопустимым значениям интенсивности напряжений



пряжений и нуждается в модификации. Если отказаться от косыночного подкрепления, но оставить ребра, то зона максимальных напряжений (106 МПа) перемещается со сварного шва на вырез в ребре. Напряжения в переставном барабане становятся ниже допустимых (146 МПа).

ное перемещение — прогиб 0,9 мм (рис. 8). Номинальные напряжения, вычисленные по методике HSS с использованием диаграмм интенсивности напряжения, не превышают 73 МПа и являются допустимыми для сварных швов (рис. 9). Следовательно, неподкре-

Рис. 8. Напряжения и перемещения в неподкрепленном барабане

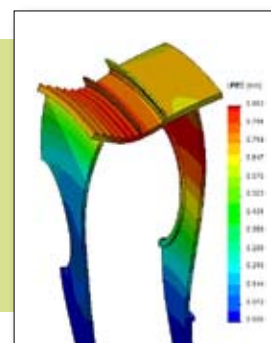
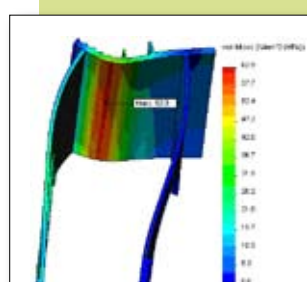
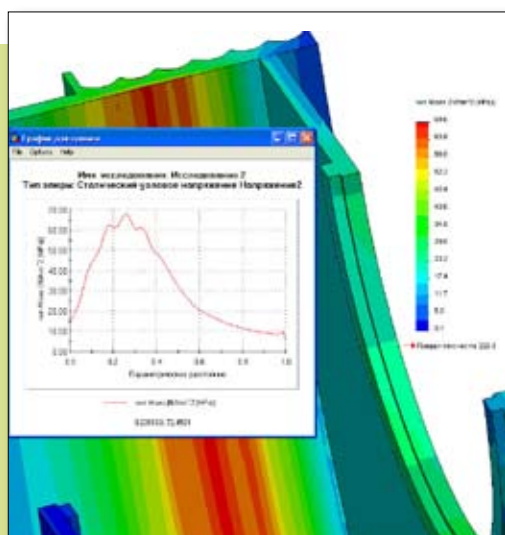


Рис. 9. Диаграмма напряжений на кромке обечайки, вычисленных по методике HSS

Для того чтобы проверить, как будет вести себя не подкрепленный переставной барабан без ребер и косынок, следует по методике HSS выбрать шаг сетки равным половине толщины лобовины. Поскольку напряжения от применения тормоза намного ниже напряжений для равномерной канатной нагрузки, допустимо ограничиться только давлением намотанного каната. Тогда из условий симметрии можно ограничиться одной шестнадцатой частью переставного барабана. Максимальная интенсивность напряжений (62,9 МПа) достигается на внутренней грани обечайки под наматываемым канатом, максималь-

пенная конструкция переставного барабана в случае канатной и тормозной нагрузки является работоспособной.

Для уточнения распределения напряжений в окрестности сварных швов по методике HSS был выполнен расчет одной четвертой части заклиненного барабана под действием давления от навитого каната и от действия тормоза на конечно-элементной сетке с шагом 15 мм (рис. 10). Из рисунка видно, что применение ребер и косынок различной формы не оправдано, поскольку напряжения в сварном шве между косынкой и обечайкой (193 МПа) выше допустимых и, следовательно, ис-



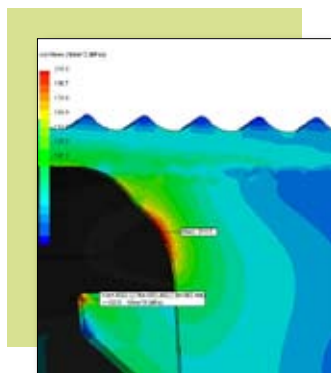


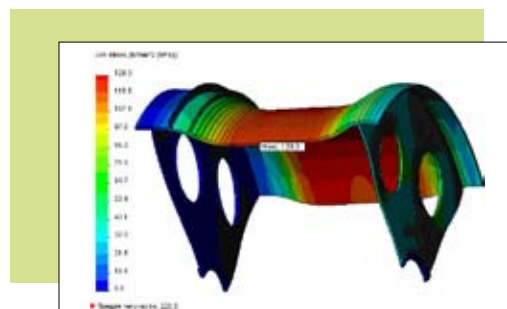
Рис. 10. Расчеты показали, что применение ребер и косынок различной формы не оправдано, поскольку напряжения в сварном шве между косынкой и обечайкой (193 МПа) выше допустимых

ходная конструкция заклиненного барабана не является работоспособной и нуждается в модификации. При необходимости использования косынок по технологическим соображениям следует применять к ним такую же обработку, как и для ребер с образованием круговых выемок.

Чтобы выяснить, необходимо ли применять подкрепления для заклиненного барабана, была проанализирована его конструкция без подкреплений. При этом обечайка барабана была разбита линиями разреза так, чтобы образовались кромки на расстоянии 14 и 45 мм, соответствующие половине и полуторной толщине лобовины. Затем на этих кромках были измерены максимальные величины интенсивности напряжений. Вычисленные по методике HSS напряжения в сварных швах между обечайкой и лобовиной составили 109,1 и 117,5 МПа соответственно снаружи и изнутри, что является недопустимым при принятом значении коэффициента концентрации сварного шва.

Чтобы уменьшить значение геометрического коэффициента концентрации и распределить в окружающем направлении косынки и ребра, были рассмотрены модификации кон-

струкции заклиненного барабана с применением кольцевых усиления, симметрично расположенных по обе стороны от лобовины. Вычисленные по методике HSS номинальные (геометрические) напряжения во всех сварных



швах между обечайкой, лобовиной и кольцевым усилением не превысили 100 МПа — другими словами, являются допустимыми. Максимальные перемещения (радиальные в центральной части обечайки) не превышают 2 мм.

Из рис. 11 видно, что средняя часть обечайки испытывает равномерное кольцевое сжатие, при котором величина сжимающих напряжений прямо пропорциональна натяжению каната и обратно пропорциональна площади поперечного сечения под канатом. При толщине листа 55 мм это напряжение составляет 128 МПа, что и подтверждает конечно-элементный расчет. Если принять в качестве допустимого напряжения 146 МПа, то это позволит уменьшить толщину листа до 50 мм.

Усложненная по сравнению с конструкцией МПБ 6,3-3,15-1,25 конструкция заклиненного барабана

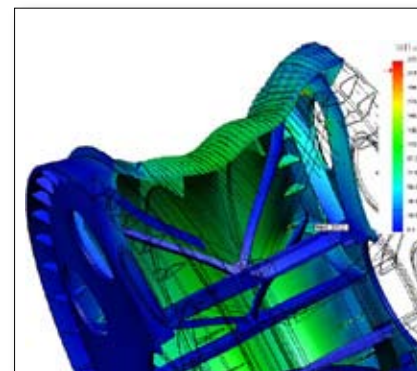
Рис. 11. Компьютерная модель показала, что средняя часть обечайки испытывает равномерное кольцевое сжатие, при котором величина сжимающих напряжений прямо пропорциональна натяжению каната и обратно пропорциональна площади поперечного сечения под канатом. Этот вывод позволил уменьшить толщину листа с 55 до 50 мм

Рис. 12. Применение дополнительных косых усиления в виде уголков для расчетных случаев тормозной и канатной нагрузки оказалось не оправданным: они не уменьшают напряжений в радиальных ребрах, косынках, обечайке и лобовине, но создают дополнительные концентраторы напряжений

ЦР-6х3,4/0,6 с применением дополнительных косых усиления в виде уголков для расчетных случаев тормозной и канатной нагрузки оказалась не оправданной (рис. 12), поскольку они не уменьшают напряжений в радиальных ребрах, косынках, обечайке и лобовине, но создают дополнительные концентраторы напряжений.

Также при компьютерном моделировании были проверены рекомендации из защищенной на кафедре горных машин и инжиниринга докторской диссертации Ф. А. Шевченко. В этой работе было доказано, что при геометрических параметрах оболочки, соответствующей обечайке барабанов ШПМ, при увеличении натяжения каната сначала происходит превышение допустимых напряжений от кольцевого сжатия, и лишь потом — потеря устойчивости. Поэтому промежуточные кольцевые ребра только ухудшают работу конструкции, создавая концентраторы напряжений в районе соответствующих сварных швов. В соответствии с этими рекомендациями в конструкции заклиненного барабана машины МПБ 6,3-3,15-1,25 такие ребра не использовались.

Для проверки этих рекомендаций был выпол-



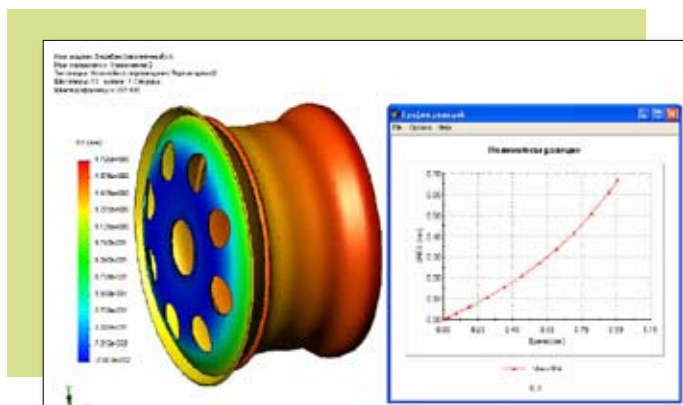


Рис. 13. Форма потери жесткости барабана ШПМ

нен расчет потери устойчивости и нелинейный анализ потери жесткости. Для полноты анализа значение канатной нагрузки было увеличено в два раза по сравнению с номинальной. Форма потери жесткости барабана при номинальной нагрузке приведена на рис. 13.

Резюме

Проведение данной работы позволило сделать следующие практические выводы.

При создании моделей для конечно-элементного анализа следует учитывать повышенные требования по сравнению с созданием моделей, предназначенных для визуализации либо для изготовления чертежей, что приводит к увеличению трудоемкости во многих случаях на порядок.

Применение ребер и косынок в качестве подкрепления меняет место положения опасного напряжения: для ребер это круговая кромка ребра, для косынок — сварной шов между косынкой и обечайкой, причем максимальные напряжения увеличиваются и превышают допустимые напряжения.

Переставной барабан без подкреплений является работоспособным под действием канатной и тормозной нагрузки, а

заклиненный нуждается в кольцевом усилении в месте стыка лобовины и обечайки.

Применение косых ребер и швеллеров в конструкции заклиненного барабана, используемых при транспортировании и монтаже, не повышает прочность конструкции в рассмотренных расчетных случаях.

При увеличении натяжения каната в обечайке барабанов вначале происходит превышение допустимых напряжений от кольцевого сжатия, и лишь потом — потеря устойчивости. Поэтому промежуточные кольцевые ребра только ухудшают работу конструкции,

создавая концентраторы напряжений в районе соответствующих сварных швов. Отсюда следует, что кольцевые ребра жесткости не нужны.

Поскольку в конструкциях барабанов ШПМ без реберных и косыночных подкреплений напряжения от кольцевого сжатия на 14% меньше допустимого, то возможно уменьшение листа с 55 до 50 мм.

Для предотвращения потери жесткости лобовина заклиненного барабана нуждается в подкреплениях, не приводящих к появлению концентраторов напряжений.

Методика расчета рациональных параметров подкрепления барабанов, разработанная специалистами кафедры горных машин и инжиниринга НГУ, принята Новокузнецким машиностроительным заводом для использования в проектных работах при разработке новых конструкций барабанов шахтных подъемных машин с круглым металлическим канатом.

Рис. 14. Шахтные подъемные машины с цилиндрическими барабанами, выпускаемые Новокузнецким машиностроительным заводом

