Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Белгородский государственный технологический
университет им. В. Г. Шухова

ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ

Материалы Международной научно-практической конференции

(Белгород, 17–19 октября 2019 г.)

Белгород
2019

УДК 625.08
ББК 39.311
Э65

Э65 **"Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях"**: материалы международной научно-практической конференции. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2019. - 311 с.
ISBN 978-5-361-00721-9

В сборнике материалов международной научно-практической конференции представлены научные исследования и инновационные разработки вузов Российской Федерации и зарубежья в области подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Тематика охватывает вопросы совершенствования конструкций, методов расчета, проектирования, исследований и эксплуатации машин и оборудования.

Издание предназначено для научных и инженерно-технических работников, а также для аспирантов и магистров технических вузов.

Публикуется в авторской редакции.

УДК 625.08
ББК 39.311

ISBN 978-5-361-00721-9

© Белгородский государственный технологический университет (БГТУ) им. В. Г. Шухова, 2019

ОРГАНИЗАТОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ:

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

ОТВЕТСТВЕННЫЕ РЕДАКТОРЫ:

Канд. техн. наук Н.С. Любимый
Канд. техн. наук, доц. Б.С. Четвериков

СОСТАВ ОРГАНИЗАЦИОННОГО КОМИТЕТА:

С.Н. Глаголев	- Председатель, доктор экон. наук, ректор БГТУ им. В,Г. Шухова, г. Белгород
А.А. Романович	- Заместитель председателя, проф., доктор техн. наук, зав. каф. подъемно-транспортных и дорожных машин БГТУ им. В.Г. Шухова, г. Белгород

ЧЛЕНЫ КОМИТЕТА:

В.А. Зорин	- зав. каф. производство и ремонт автомобилей и дорожных машин (МАДИ) г. Москва
В.Ю. Анцев	- зав. каф. подъемно-транспортных машин и оборудования, ТГУ г. Тула
В.А. Жулай	- зав. каф. строительной техники и инженерной механики, доктор техн. наук, ВГАСУ г. Воронеж
Л.А. Сиваченко	- проф., доктор техн. наук, Белорусско-Российский университет, г. Могилев
Н.Г. Гринчар	- проф. доктор техн. наук, МИИТ г. Москва
М.Д. Герасимов	- доцент, канд. техн. наук, БГТУ им. В.Г. Шухова, г. Белгород

ОГЛАВЛЕНИЕ

Анцев В.Ю., Воробьев А.В., Афанасьева Г.И. Методика повышения эффективности процесса проектирования грузоподъемных машин с учетом условий их применения …….. 8
Волохов А.С., Фисенко К.С. Обеспечение курсовой устойчивости движения легкового автомобиля путём регулирования угла развала колёс при его перемещении ……..... 14
Ганшкевич А.Ю., Туркин А.Г., Стоянцов Н.М., Шихов Н.С., Розов В.В. Некоторые аспекты применения беспилотных летательных аппаратов при техническом диагонстировании грузоподъёмных кранов ……... 22
Гикал А.В., Шаламова О.А. Определение усилий, оказывающих влияние на ресурс формовочного валка электро-трубопрокатного стана 20-102 ……. 29
Гришин А.В. Экспериментальное исследование изменения тепловой картины промежуточного ленточного привода с мотор-барабаном …… 34
Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Обзор вариантов модернизации привода бурового става БТС-150 …….. 39
Гринчар Н.Г., Виноградов Д.А. Вибрационные грохоты щебнеочистительных машин ……. 43
Дусматов.А.Д., Хурсанов Б.Ж., Ахроров А.А., Сулаймонов А. Исследование напряженно деформированное состаяние двухслойных пластин и оболочек с учетом поперечных сдвигов ……..... 48
Духанин С.А., Романович А.А. Анализ работы и пути повышения долговечности бил мельницы рвм-3000-01 …….. 51
Дурнев И.С., Любимый Н.С., Мартынов С.В., Першин А.С. Методы автоматизации операций обвязки армирующих каркасов при производстве железобетонных конструкций ……. 55
Егоров Д.С., Митрофанова Д.А., Гнездилов С.Г. Обзор устройств для очистки буровых шнеков от налипающего грунта …… 62
Зеньков С.А. Применение полимерных противоналипающих листов для повышения эффективности экскаваторов ……. 67
Зиновьев В.Е., Харламов П.В., Зиновьев Н.В. Ресурсосберегающая технология сборки разъемных соединений деталей и агрегатов дорожно-строительных машин ……...…… 74
Карташова В.В., Баурова Н.И. Разработка технологического процесса создания полимерного покрытия для внутренних поверхностей рабочего оборудования дорожных машин ……... 80
Корзун И.М., Сиваченко Л.А. Оценка эффективности рабочего

процесса и производительности пружинного грохота …… 88
Кожевников С.О., Малов М.С. Исследование устройства для механоактивации водоцементной суспензии ……... 93
Любимый Н.С., Костоев З.М., Першин А.С. Анализ экономической эффективности применения антропоморфного робота kuka в технологической операции сварки ковша скрепера . 97
Маслов Н.А. Тяговый расчет и определение параметров гусеничного движителя снегоболотохода ……..… 106
Маслов Н.А. Тяговый расчет и определение параметров вспомогательного привода ходового оборудования седельного тягача автопоезда …… 114
Маслов Н.А. Оптимизация параметров системы смазки одноковшового гидравлического экскаватора ……. 122
Маслов Н.А. Расчет и оптимизация параметров аварийного энергоснабжения горной погрузочно-доставочной машины ……. 130
Мирзахонов Ю.У., Хурсанов Б.Ж., Ахроров А.А., Сулаймонов А. Применение параметров натяжного ролика при теоретическом изучении динамики транспортирующих лент …….. 134
Михайловская В. А. Комплексная математическая модель для расчета внешних нагрузок при статическом нагружении автогрейдера ……..... 139
Окушко В.В. Орехова Т.Н. Высококачественный фибробетон с использованием противоточного пневмосмесителя …… 143
Окушко В.В. Орехова Т.Н. Применение роторно-вихревых мельниц ……. 148
Окушко В.В. Орехова Т.Н. Анализ рынка современных струйных мельниц ……..….. 152
Пахомов Е.Г., Анненко Д.М. Влияние основных параметров отвала бульдозера на эффективность его работы ……. 158
Пенчук В.А., Белицкий Д.Г. Грейферная энергосберегающая технология малообъемных земляных работ ……..…… 162
Пираматов У.А., Пугин К.Г. Совершенствование методов прогностического обслуживания гидропривода путем определения ресурса элементов гидропривода ……..... 166
Позынич К.П., Эунап Р.А., Кудрявский С.Н. О диссипации энергии механически активированных минеральных материалов . 169
Потапов В.А., Сиваченко Л.А., Кузьменкова М.С. Рабочее оборудование цепного агрегата для переработки сложных и неоднородных материалов …….…… 174
Пугин К.Г., Власов Д.В., Шаякбаров И.Э. Разработка грузоподъемного устройства на трактор мтз-80 (мтз-82) ……..... 181

Редькин А.В., Кручинин А.И., Кузнецов К.С. Повышение безопасности башенного крана в условиях ветрового нагружения путём модернизация системы управления приводами ..…….. 187
Романович А.А., Анненко Д.М., Сухоруков И.Н. Помол материалов в шаровой мельнице, оснащенной энергообменными устройствами …… 194
Романович А.А., Романович М.А., Чеховской Е.И., Апухтина И.В. К вопросу создания направленного движения сланцевых материалов в пресс-валковом агрегате ……..……. 205
Романович А.А. Расчет мощности, затрачиваемой на создание продольного движения мелющих тел ……... 215
Рыбалко Р.И., Гущин О.В, Нарыжний В.А. Анализ процессов движения сыпучих материалов в пневмотранспортном трубопроводе при нетрадиционных режимах с высокой концентрацией аэросмесей ……. 227
Рязанцев В.Г., Герасимов М.Д. Расчёт вибрационного устройства для дорожного катка с асимметричными колебаниями ……...…… 233
Рязанцев В.Г., Локтионов И.О., Герасимов М.Д. Перспективные направления исследований для практического применения в дорожном строительстве ……..….. 247
Сиваченко Л.А., Абдукаликова Г.М., Утепбергенова Л.М., Сиваченко Т.Л. Пружинные виброуплотнители-механоактиваторы бетонных смесей ..……... 253
Таричко В.И. Анализ подходов к моделированию динамики механических передач транспортных машин ……... 261
Тожиев Р.Ж., Ахроров А.А., Герасимов М.Д. Исследование методом фотоупругости ковейерных лент при различных условиях нагружения ……... 265
Тожиев Р.Ж., Садуллаев Х.М., Сулаймонов А., Герасимов М.Д. Напряженное состояние вала с поперечным отверстием при совмесстном действии изгиба и кручения ….……... 272
Трушин Н.Н. Конструкторско-технологические тренды в коммерческом автотранспорте ……... 281
Чалова М.Ю., Федасов Д.С., Григорьев П.А. Модернизация состава для засорителей при работе с высокопроизводительными щебнеочистительными комплексами ……. 287
Четвериков Б.С., Троян С.А., Любимый Н.С. Оптимизация метода управления процессом дробления по крупности конечного продукта ……..…… 290
Чеховской Е.И., Романович М.А., Киселева В.А., Агафонов Д.С., Костоев З.М. Описание устройства агрегата для получения

кубовидного щебня ……..…… 296
Чеховской Е.И., Романович М.А., Киселева В.А., Агафонов Д.С., Костоев З.М. Расчет мощности привода энергосберегающего агрегата для получения кубовиного щебня ……... 300
Чекрыгин С.А., Прокопенко В.С., Сафонов М.С. Анализ гидродинамического движения двухфазного потока ……... 304

УДК 658.516

МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ УСЛОВИЙ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Анцев В.Ю.[1], Воробьев А.В.[1], Афанасьева Г.И.[1]

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

Одной из основных задач предприятия является эффективная организация процесса управления заказами, включающего ряд подпроцессов, направленных на выполнение процедур по приему, подготовке, передаче, обработке, мониторингу заказа. Для повышения качества обслуживания заказчиков необходимо сокращать время принятия решения по заказам и время на разработку конструкторской документации. Для этого разрабатывается метод экспресс-оценки параметров качества при создании грузоподъемных машин.

Ключевые слова: проектирование грузоподъемных машин, конструкторская документация, база данных, типовые решения, методика экспресс-оценки.

A METHOD OF INCREASING THE EFFICIENCY OF THE DESIGN PROCESS OF LIFTING MACHINES, TAKING INTO ACCOUNT THE CONDITIONS OF THEIR APPLICATION

Antsev V.Yu.[1], Worobyov A.V.[1], Afanas'eva G.I.[1]

1. Tula State University, Tula

One of the main tasks of the enterprise is the efficient organization of the order management process, which includes a number of sub-processes aimed at performing procedures for receiving, preparing, transferring, processing, monitoring the order. To improve the quality of customer service, it is necessary to reduce the time it takes to make decisions on orders and the time to develop design documentation. To this end, a method is being developed for the rapid assessment of the quality parameters of creating lifting machines.

Keywords: manufacture of hoisting machines, manufacture documentation, database, standard solutions, a method rapid assessment.

Процесс анализа выбора комплектующих изделий является одним из важнейших подпроцессов процесса разработки конструкторской документации, в ходе которого определяются объем материалов, количество и состав комплектующих изделий, необходимых для изготовления качественной продукции в соответствии с требованиями заказчика, принимается решение о приеме заказа к исполнению или об от-

казе от него. Процесс выбора комплектующих на многих предприятиях подъемно-транспортного машиностроения не автоматизирован, что увеличивает время принятия решения по заказам. В случае принятия к исполнению заказа, не обеспеченного необходимыми ресурсами, предприятие терпит убытки из-за повышения себестоимости продукции, неритмичной работы его подразделений, возможных штрафных санкций со стороны заказчика за неудовлетворительное качество продукции и нарушение сроков ее поставок. Предприятие несет соответствующие убытки из-за потери клиента в случае необоснованного отклонения заказа.

Заказчик направляет техническое задание (ТЗ) на кран, или завод участвует на сайтах тендерных площадок в тендерах для всех заводов, которые имеют право изготавливать кран (заказчик прикладывает ТЗ). Для проработки возможности проектирования и изготовления под заводские условия эту заявку и ТЗ отдают в конструкторско-технологический отдел (КТО). Далее КТО разрабатывает габаритный чертеж и опросный лист под предложенное ТЗ. КТО выдает через технологический отдел ведомость материалов и комплектующих изделий для обоснования цены и стоимости. После отдел материально-технического обеспечения дает запрос цен на комплектующее оборудование из сложившейся номенклатуры. Далее планово-экономический отдел совместно с отделом труда и зарплаты составляют калькуляцию на кран. От отдела маркетинга направляется на тендерную площадку или заказчику технико-коммерческое предложение на изготовление и поставку крана. Если заказчика все устраивает, то оформляется договор с предприятием, а КТО приступает к проектированию и разработке конструкторской документации. Многофункциональность процесса разработки конструкторской документации и выбора комплектующих обусловливает необходимость реализации мероприятий по повышению его эффективности на основе применения базы данных кранов предприятия.

Актуальной является задача повышения результативности процесса разработки конструкторской документации при производстве грузоподъемных машин на предприятиях подъемно-транспортного машиностроения на основе совершенствования взаимодействия отдела маркетинга и КТО предприятия.

Радикальное реформирование отечественной экономики и связанный с этим возросший объем работ по производству грузоподъемной техники на промышленных предприятиях вызвали необходимость комплексного совершенствования управления процессом разработки конструкторской документации предприятий на основе использования

имеющейся базы данных типовых конструкций грузоподъемных машин. Данная необходимость связана с увеличением масштабов и сложности проектов промышленных объектов, вовлечением в сферу услуг по проектированию грузоподъемных машин большого числа участников и организаций, ростом связей между ними [1].

Качество продукции оценивается через показатели качества, которые в свою очередь регламентируются в различных видах нормативной и технической документации, по сути формирующих отношения между потребителем и изготовителем [2].

Среди проблем стандартизации металлопродукции специалисты отмечают бессистемность в действующей нормативной базе, дублирование требований стандартов на однородную продукцию в различных стандартах, необходимость проведения работ по разработке стандартов на грузоподъемные машины с учетом их потребительских функций. Следовательно, на первый план выходят вопросы применения принципиально новых подходов при разработке требований нормативной и технической документации на грузоподъемные машины.

Система баз данных – это компьютеризированная система хранения записей, т. е. компьютеризированная система, основное назначение которой – хранить информацию, предоставляя пользователям средства её извлечения и модификации.

На основе данных по мостовым кранам, выпущенным предприятием ООО «Стройтехника» (г. Донской Тульской области), была разработана база данных этих машин, в которую были включены:

- данные, поступающие от заказчика: пролет, м; высота главного и вспомогательного подъема, м/мин; скорость передвижения крана и тележки, м/мин; скорость подъема главного и вспомогательного крюка, м/мин; группа режима работы крана; место установки; база крана, м; база тележки, м; колея тележки, м; высота крана, м; высота перил тележки, м; тип кабины; тип моста; тип тележки;

- выходные данные по предложенному заказу: комплектующие механизмов главного и вспомогательного подъема (двигатель, тормоз и редуктор), их количество и стоимость, диаметр и длина барабана; комплектующие механизмов передвижения тележки и крана (двигатель, тормоз и редуктор), их количество и стоимость, диаметр колеса; концевые выключатели на главный и вспомогательный подъемы, передвижение крана и тележки, их количество и стоимость; марка канатов на главный и вспомогательный подъемы, их длины; затраты на заказ, руб., трудоемкость заказа, чел/час, стоимость заказа.

Представленная база данных необходима для оперативного оптимизационного выбора комплектующих изделий грузоподъемных ма-

шин, для подготовки ответа заказчику о возможности выполнения данного заказа, для сокращения времени на разработку конструкторской документации.

Повышение уровня преемственности конструктивных и технологических решений достигается на основе классификации и группировки изделий по однородным конструктивно-технологическим признакам. Это создает благоприятные условия для разработки и применения типовых групп деталей и сборочных единиц. При наличии на предприятиях готовых типовых решений в несколько раз сокращается цикл технологического проектирования, которое по основным элементам конструкции совмещается со стадиями проектирования изделий [3]. При производстве грузоподъемных машин выделяются типовые решения по выбору сборочных единиц, комплектующих изделий. Это электродвигатели, редукторы, тормоза и т. п. При проектировании сложного технического объекта приходится соизмерять сроки разработки и освоения его составных частей друг с другом и с объектом в целом. Согласованность сроков промышленного освоения составных комплектующих частей изделия и сроков постановки изделия на производство – один из важных факторов, который следует учитывать при организации конструкторской работы [4].

В процессе принятия заказа маркетологу необходимо примерно знать какой заказ лучше. Когда поступает заявка на заказ, то в ней как обычно, указываются характеристика крана: его грузоподъемность, пролет, высота главного подъема, база крана, высота крана и др. С помощью базы данных мостовых кранов составим зависимости необходимых показателей для определения выгодности заказа: затраты на изготовление, трудоемкость изготовления и стоимость крана от грузоподъемности, длины пролета крана, высоты главного подъема, базы крана и высоты крана.

Проводится тщательное изучение потребительского рынка, создание механизма обратной связи для корректировки пожеланий заказчиков. Разрабатываемая методика экспересс-оценки параметров создания грузоподъемных машин ориентирована на то, чтобы конструктор выбрал из базы данных оптимальное решение, а именно выбрал комплектующие изделия, подходящие для этого заказа с наименьшей стоимостью. Предприятие получает механизм для сопоставления требований заказчика грузоподъемных машин с имеющейся ресурсной и конструкторской базой. Данная методика устраняет пробелы во взаимодействии отдела маркетинга и конструкторско-технологического отдела машиностроительного предприятия [5].

В результате получены необходимые зависимости для расчета за-

трат на изготовление, трудоемкости и стоимости грузоподъемной машины от входных параметров заказа, сформулированных заказчиком (таблица 1). На их основе формируется механизм обратной связи для возможной корректировки пожеланий заказчиков.

Таблица 1

Уравнения зависимостей затрат на изготовление, трудоемкости изготовления и стоимости крана от параметров крана

Переменные		Затраты на изготовление крана *S*, руб.	Трудоемкость изготовления крана *T*, чел/час	Стоимость крана *C*, руб.
Грузоподъемность крана *Q*, т	до 60 т	$S = 0{,}0377Q + 1{,}556$	$T = 0{,}0976Q + 1{,}0452$	$C = 0{,}0531Q + 2{,}4109$
	свыше 60 т	$S = 0{,}2466Q - 11$	$T = 0{,}1122Q + 0{,}2$	$C = 0{,}3751Q - 17$
Пролет *L*, м	до 22 м	$S = 0{,}1103L$	$T = 132{,}12L$	$C = 0{,}1437L$
	свыше 22 м	$S = 0{,}3627L$	$T = 218{,}58L$	$C = 1{,}1961L$
Высота главного подъема $H_{гл.п.}$, м	до 30 м	$S = 0{,}098H_{гл.п.} + 0{,}769$	$T = 0{,}2152H_{гл.п.} - 0{,}3058$	$C = 0{,}1383H_{гл.п.} + 1{,}3266$
	свыше 30 м	$S = 11{,}355H_{гл.п.} - 336{,}22$	$T = 5{,}8812H_{гл.п.} - 170$	$C = 17{,}22H_{гл.п.} - 509{,}98$
База крана $A_{кр.}$, м	до 5 м	$S = 1{,}0026A_{кр.} - 2{,}4124$	$T = 0{,}3722A_{кр.} + 0{,}5523$	$C = 0{,}9934A_{кр.} - 1{,}4629$
	свыше 5 м	$S = 6{,}5222A_{кр.} - 30$	$T = 4{,}2856A_{кр.} - 19$	$C = 10{,}07A_{кр.} - 47$
Высота крана $H_{кр.}$, м	до 3,2 м	$S = 1{,}6385H_{кр.} - 1{,}6146$	$T = 4{,}5233H_{кр.} - 7{,}8712$	$C = 2{,}4174H_{кр.} - 2{,}3414$
	свыше 3,2 м	$S = 10{,}474H_{кр.} - 30$	$T = 4{,}9252H_{кр.} - 9{,}2$	$C = 15{,}737H_{кр.} - 45$

Далее находим уравнения зависимостей затрат на изготовление, трудоемкости изготовления и стоимости крана одновременно от этих пяти параметров. Для этого используем усредненные значения по всем кранам, выпускаемым на краностроительном предприятии и уравнение множественной регрессии [6]. Уравнение множественной регрессии может быть представлено в виде:

$$Y = f\left(\beta, X\right) + \varepsilon, \qquad (1)$$

где $X = X\left(X_1, X_2, \ldots, X_m\right)$ – вектор независимых (объясняющих) переменных; β – вектор параметров (подлежащих определению); ε – случайная ошибка (отклонение); Y – зависимая (объясняемая) переменная.

Теоретическое линейное уравнение множественной регрессии имеет вид:

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \ldots + \beta_m X_m + \varepsilon, \quad (2)$$

где β_0 – свободный член, определяющий значение Y, в случае, когда все объясняющие переменные X_j равны 0.

Эмпирическое уравнение множественной регрессии представим в виде:

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \ldots + b_m X_m + e, \quad (3)$$

Здесь $b_0, b_1, \ldots, b_m$ – оценки теоретических значений $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \ldots, \beta_m$ коэффициентов регрессии (эмпирические коэффициенты регрессии); e – оценка отклонения ε. При выполнении предпосылок МНК относительно ошибок ε_i, оценки $b_0, b_1, \ldots, b_m$ параметров $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \ldots, \beta_m$ множественной линейной регрессии по МНК являются несмещенными, эффективными и состоятельными (т.е. BLUE-оценками). Для оценки параметров уравнения множественной регрессии применяют МНК.

В результате получены необходимые зависимости для расчета затрат на изготовление, трудоемкости и стоимости грузоподъемной машины одновременно от всех пяти входных параметров заказа, сформулированных заказчиком (таблица 2).

Таблица 2

Уравнения зависимостей затрат на изготовление, трудоемкости изготовления и стоимости крана одновременно от пяти входных параметров крана

Затраты на изготовление крана *S*, руб.	$S = 0{,}1396Q + 0{,}1274L - 0{,}08867H_{гл.п.} + 1{,}4418A_{кр} - 0{,}7019H_{кр} - 6{,}1998$
Трудоемкость изготовления крана *T*, чел/час	$T = 0{,}1074Q + 0{,}09533L + 0{,}05325H_{гл.п.} - 0{,}9845A_{кр} + 0{,}8136H_{кр} + 0{,}725$
Стоимость крана *C*, руб.	$C = 0{,}2038Q + 0{,}2104L - 0{,}1271H_{гл.п.} + 1{,}8072A_{кр} - 0{,}3067H_{кр} - 9{,}8059$

Разработанный метод экспересс-оценки параметров качества создания грузоподъемных машин ориентирован на то, чтобы конструктор выбрал из базы данных оптимальное проектное решение и комплектующие изделия, минимизирующие стоимость исполнения заказа. При этом предприятие получает механизм для сопоставления требова-

ний заказчика грузоподъемных машин с имеющейся ресурсной и конструкторской базой. Данный метод устраняет пробелы во взаимодействии отдела маркетинга и конструкторско-технологического отдела предприятия подъемно-транспортного машиностроения [5].

Использование представленного метода ведет к сокращению расходов от потери контрактов, а также к сокращению маркетинговых затрат. Привлечение потенциальных покупателей к оценке качества и повышение лояльности имеющихся клиентов приводит соответственно к возрастанию вероятности как первичных, так и повторных покупок данного изделия [7]. Также маркетинговая служба предприятия, получая заявку на контракт, может быстро оценить целесообразность принятия заказа, сравнивая технические характеристики грузоподъемной машины, требуемой заказчику, с техническими характеристиками базовой конструкции, производимой на предприятии.

Список литературы

1. Анцев В.Ю., Казанлеев М.Х., Ханин К.Н. Управление качеством процесса разработки проектной документации на транспортно-технологические комплексы // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. Вып. 4. С. 228-238.
2. Полякова М.А. Развитие теории оценки согласованности технических требований на металлопродукцию при разработке нормативной и технической документации: диссертация ... доктора Технических наук: 05.02.23 / Полякова Марина Андреевна; [Место защиты: ФГБОУ ВО Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова], 2017.
3. Организация производства на предприятии (фирме): Учеб. пособие / Под ред. О.И. Волкова, О.В. Девяткина. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 448 с. – (Высшее образование).
4. Амиров Ю.Д. Основы конструирования: Творчество – стандартизация – экономика: Справочное пособие. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 392 с.
5. Анцев В.Ю., Чернецова Е.А. Структурно-функциональная модель процесса анализа контракта на машиностроительном предприятии // Известия Тульского государственного университета. 2014. Вып. 3. С. 17-26.
6. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ: В 2-х кн. Кн. 2/ Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Финансы и статистика. 1987. – 351 с.: ил. – (Математико-статистические методы за рубежом).
7. Щурин К., Прима Я. Роль потребителя в управлении качеством продукции научного приборостроения // Стандарты и качество. – 2008. – № 1. – С. 68-71.

УДК 629.113

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПУТЁМ РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА РАЗВАЛА КОЛЁС ПРИ ЕГО ПЕРЕМЕЩЕНИИ

Волохов А.С.[1], Фисенко К.С.[1]

1. ФГБОУ ВО Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону

Одной из задач обеспечения управляемости автомобиля является возможность эффективного ориентирования в пространстве положения его продольной оси, в том числе, гарантирование стационарных режимов движения АТС по заданным траекториям его перемещения, т.е. получение предписанных величин показателей курсовой устойчивости движения автомобилей.

Ключевые слова: контакт колёс с дорогой, траектория перемещения, угол увода, угловая скорость

ENSURING THE STABILITY OF MOTION OF THE CAR BY CONTROLLING THE CAMBER ANGLE WHEN IT IS MOVED

Volokhov A.S.[1], Fisenko K.S.[1]

1. Rostov state transport University, Rostov-on-don

One of the objectives of ensuring drivability is the effective orientation in space of the position of its longitudinal axis, including the safeguarding of stationary regimes of motion of ATS according to the specified trajectories of its movement, i.e. obtaining the prescribed values of the indicators of stability of motion of vehicles.

Keywords: wheel contact with the road, the trajectory, the angle of withdrawal, angular velocity.

Поведение автомобиля при его движении определяется действием множества факторов и, в том числе, зависит от большого количества конструктивных параметров АТС. При этом, существенную роль играют как геометрические размеры, распределение масс элементов, тяговые характеристики, так и кинематика системы управления положением колёс, а также их эластокинематические свойства [1]. Влияние двух последних факторов на курсовую устойчивость движения (КУД) исследуется ниже.

Любые посторонние боковые силы в контакте колёс с дорогой, обусловленные возмущающими воздействиями, могут вызвать нарушения КУД АТС. После прекращения действий возмущений, неустойчивость перемещения автомобиля проявляется по-разному: у одних АТС курсовой угол направления движения стабилизируется, не возвращаясь к прежнему значению, у других – отклонения от заданной траектории перемещения продолжается.

Ниже проведён анализ возможности использования для обеспечения КУД двух вариантов мероприятий:

–применения на автомобиле шин, обусловливающих определённую величину и направление "пяточного" момента;

–регулирование угла развала колёс во время движения АТС.

Влияние на КУД положения в пространстве и характеристик шин, обусловлено тем, что они являются соединительными элементами между автомобилем и дорогой. Более того, эластичные пневматические колёса во многом определяют курсовую устойчивость движения АТС. Одной из существенных функций шин является обеспечение устойчивого прямолинейного движения автомобиля, а также его КУД на поворотах. Правильный выбор шин – важная предпосылка устойчивого движения АТС [2].

При качении эластичного колеса с уводом, когда траекторией центра колеса является прямая, образующая с плоскостью его вращения угол, равный углу увода δ, эпюра элементарных боковых реакций в контакте является неравномерной и имеет максимум, смещённый относительно центра пятна контакта. Вследствие этого, относительно вертикальной оси, проходящей через центр площади контакта, действует "пяточный" момент. Зависимость указанного момента от угла увода приведена в работе [3]. График указанной зависимости показан на рисунке 1.

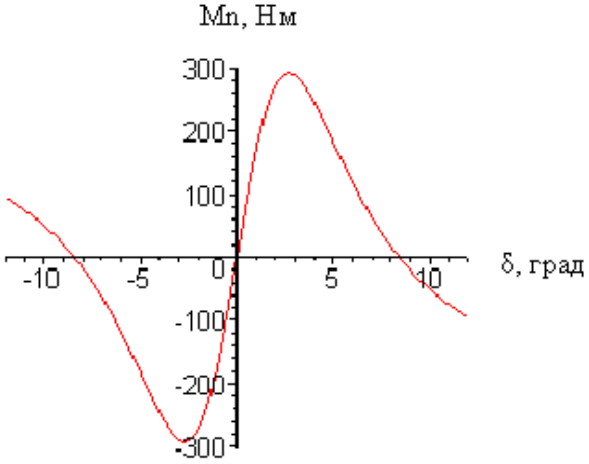


Рис. 1. График зависимости "пяточного" момента Мп от угла увода δ

Для исследования ситуаций, вызывающих нарушение КУД использована модель, которая может описывать "собственные" колебания управляемых колёс [4]:

$$O=(m+m_1)u=m_1(a-\lambda\cos(\Theta))\Omega-m_1\lambda\cos(\Theta)TT+(m+m_1)\omega\upsilon+m_1\lambda(\omega+\Theta)^2\sin(\Theta)-Y_1\cos(\Theta)-Y_2;$$

$$O=(I+m_1a(a-\lambda\cos(\Theta)))\,\Omega+m_1aU-m_1a\lambda\cos(\Theta)TT+m_1a\upsilon\omega+m_1a\,\lambda(\omega+\Theta)^2\sin(\Theta)-h_0\Theta-kk_0(\Theta-\Theta_0)-Y_1a\cos(\Theta)+b\,Y_2;$$

$$O=(I_1+m_1\lambda^2)TT+(I_1+m_1\lambda(\lambda-a\cos(\Theta)))\Omega-m_1\lambda\cos(\Theta)U-m_1\lambda\upsilon\omega\cos(\Theta)-m_1\lambda\omega u\sin(\Theta)-m_1a\lambda\omega^2\sin(\Theta)+h_0\,\Theta+kk_0(\Theta-\Theta_0)+\lambda Y_1.$$

Ниже проведен для КУД легкового автомобиля анализ, в котором использованы числовые значения из приведенного графика (рисунок 1).

Вначале рассмотрен вариант прямолинейного движения автомобиля со скоростью 15 м/с. При этом, возмущающие воздействия обусловили боковую составляющую скорости центра масс АТС равную 0,01 м/с, а шины имеют определённый "пяточный" момент. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от величины угла поворота Θ управляемого модуля приведена на рисунке 2.

Анализ графика позволяет сделать вывод о том, что наличие "пяточного" момента обусловило стремление АТС к устойчивому движению. При этом, траекторией движения центра масс автомобиля будет окружность (рисунок 3), имеющая диаметр немногим более 70 м. – это устойчивый круговой режим движения.

Затем рассмотрено также прямолинейное движение с закритической скоростью 15 м/с ($V_{кр}$=9,3 м/с). При этом, начальное возмущение обусловило такую же боковую составляющую центра масс, как и в первом варианте (U=0,01м/с). Отличием является то, что «пяточный» момент у шин отсутствует. Влияние начального возмущающего воздействия отразилось на КУД прямолинейно движущегося автомобиля следующим образом: АТС изменит траекторию движения – будет двигаться по окружности (траектория центра масс станет окружностью примерно с таким же, как и выше диаметром D=70м).

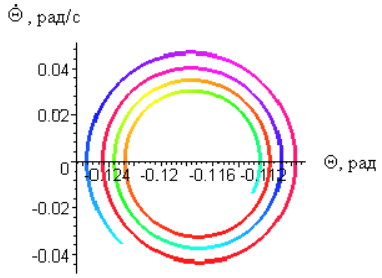


Рис. 2. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от величины угла поворота управляемого модуля Θ для автомобиля, оснащенного шинами, имеющими определённый "пяточный" момент

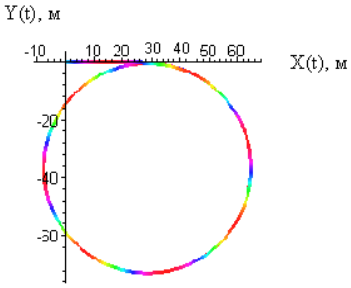


Рис. 3. Траектория движения центра масс автомобиля (ЦМА), оснащенного шинами, имеющими определенный «пяточный» момент

Однако, отсутствие «пяточного» момента приводит к автоколебательному режиму (рисунок 4), что может обусловить значительное увеличение скольжения в контакте и интенсивности изнашивания протектора шин.

Следующий анализируемый вариант – также прямолинейное начальное движение АТС (V=15 м/с) на колёсах, установленных с отрицательным развалом и оснащённых шинами, имеющими «пяточный» момент. Действие начального возмущения, как и выше, приводит к перемещению центра масс АТС по окружности (D=70м) и начальным колебаниям управляемого модуля (рисунок 5).

Однако, наличие «пяточного» момента и отрицательного развала приводит к устойчивому круговому режиму движения.

Если, при тех же условиях, которые были приведены выше, изменить угол развала на положительный (равный по величине отрица-

тельному), то это также приводит к устойчивому круговому режиму (рисунок 6).

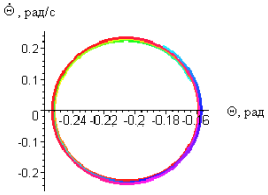


Рис. 4. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от угла поворота Θ управляемого модуля, если автомобиль оснащен шинами, не имеющими «пяточного» момента

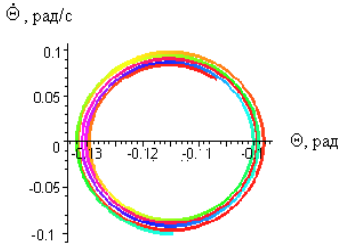


Рис. 5. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от угла поворота Θ управляемого модуля, если автомобиль перемещается на колёсах, установленных с отрицательным развалом, и шины имеют «пяточный» момент

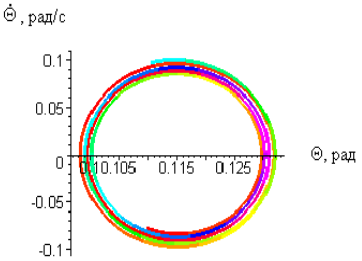


Рис. 6. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от угла поворота Θ управляемого модуля, если автомобиль перемещается на колёсах, установленных с положительным развалом, и шины имеют «пяточный» момент

Таким образом, «пяточный» момент заглушил эффекты, связанные с влиянием развала колёс; проявился сильный стабилизирующий эффект указанного момента.

После анализа устойчивости прямолинейного движения АТС исследуется круговой режим его движения: управляемый модуль повёрнут на 0,1 радиана, продольная скорость центра масс V=25 м/с, внешнего возмущающего воздействия нет, шины имеют «пяточный» момент. Траектория центра масс при этом стремится к окружности, автомобиль движется устойчиво. Однако, установившийся угол поворота управляемого модуля, при этом, в полтора раза больше заданного (рисунок 7) и составляет около 0,15 радиан.

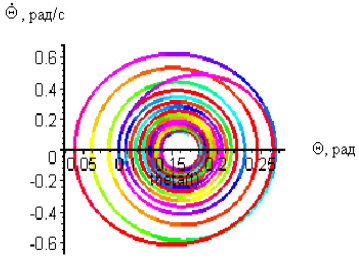


Рис. 7. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от угла поворота Θ управляемого модуля при наличии «пяточного» момента (криволинейное движение)

В этом случае, стабилизирующим фактором также является «пяточный» момент. Если его убрать, при сохранении всех остальных условий кругового движения, приведенных выше, то КУД автомобиля резко изменяется – возникают автоколебания (рисунок 8).

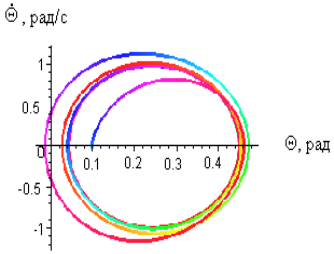


Рис. 8. Зависимость угловой скорости $\dot{\Theta}$ от угла поворота Θ управляемого модуля при отсутствии «пяточного» момента (криволинейное движение)

Можно попытаться устранить автоколебания путём регулировки развала, например, установки отрицательного угла: в этом случае амплитуда автоколебаний уменьшается (рисунок 9).

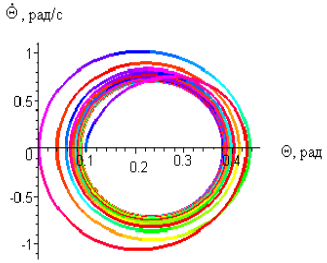


Рис. 9. Зависимость $\dot{\Theta} = f(\Theta)$ при отсутствии «пяточного» момента и установке отрицательного развала (круговой режим)

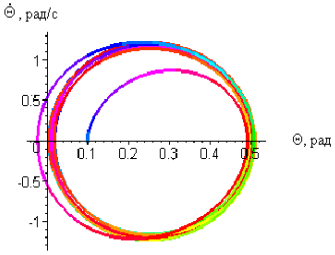


Рис. 10. Зависимость $\dot{\Theta} = f(\Theta)$ при отсутствии «пяточного» момента и установке положительного развала (круговой режим)

Если же изменять положение наклона колеса в сторону увеличения положительного развала, то амплитуда автоколебаний увеличивается (рисунок 10).

Таким образом, путем выбора рационального развала можно стабилизировать круговое движение–принцип регулирования действует.

По результатам анализа возможности обеспечения КУД путем выбора шин с определенным «пяточным» моментом и (или) регулирования развала колеса можно сделать следующие выводы:

– при использовании указанной модели автомобиля оба упомянутых фактора значимо влияют на характеристики курсовой устойчивости его движения и могут являться регулировочными параметрами;

– «пяточный» момент оказывает более сильное стабилизирующее воздействие, которое проявляется в эффективном гашении автоколе-

баний управляемого модуля; при этом, возможно дополнительное стабилизирующее (или дестабилизирующее) воздействие, вызванное изменением развала: зависит от направления регулирования угла развала;

– таким образом, развал может быть дополнительным управляющим фактором, наряду с «пяточным» моментом.

Следует заметить, что не учтен «пяточный» момент на ведущих колесах, что обусловлено значительной инерционностью всего корпуса. Однако, «пяточный» момент достаточен для существенного влияния на управляемый модуль из-за его малой инерционности.

Список литературы

1.Ammon D.Modellbildung und systementwicklung in der Fahzeugdynamik, Teubner, Stuttgart, 1997. –231 s.

2.Fahrsicherheits systeme/ Bosch. 2. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. –250 s.

3.Pacejka H.B., Bakker E., "The Magic Formula Type Model", Proceedings est International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Vehicle System Dynamics, Volume 21, pp. 1-19, 1993.

4.Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Об устойчивости движения транспортных машин с учетом колебаний управляющего модуля. // Прикл. механика – 1995. – 31, №4.– с.86–93.

УДК681.518.5 - 004.932.2

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ БЕСПИЛОТНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ ДИАГОНСТИРОВАНИИ ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ КРАНОВ

Ганшкевич А. Ю.[1], Туркин А. Г.[2], Стоянцов Н. М.[3], Шихов Н. С.[1], Розов В. В.[1]

1. Московская государственная академия водного транспорта – филиал ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», г. Москва

2. ООО «Мечел-Транс», г. Москва

3. ПАО «Северный порт», г. Москва

В настоящее время широкое распространение получили технологии мониторинга состояния различных объектов, основанные на применении беспилотных летательных аппаратов (далее – БПЛА). Однако в области технического диагностирования подъёмных сооружений БПЛА пока широкого применения не нашли, несмотря на наличие ряда подъёмных сооружений визуальный осмотр которых сильно затруднён ввиду их большой высоты и отсутствия доступа к высокорасположенным элементам конструкции. В настоящей работе обобщён

опыт применения БПЛА при диагностике грузоподъёмных кранов в ПАО «Северный порт» и рассмотрен ряд методических вопросов, решение которых позволит повысить эффективность применения БПЛА.

Ключевые слова: беспилотный летательный аппарат (БПЛА), грузоподъёмный кран, техническое диагностирование, визуальный осмотр, квадрокоптер.

SOME ASPECTS OF APPLICATION OF UNMANNED AERIAL VEHICLES FOR TECHNICAL DIAGNOSING OF LIFTING CRANES

Ganshkevich A.[1], Turkin A.[2], Stoyantsov N.[3], Shikhov N.[1], Rozov V.[1]

1. Moscow State Academy of Water Transport – branch of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping», Moscow

2. «Mechel-Trans LLC», Moscow

3. «Northern port PJSC», Moscow

Now the technologies of monitoring of condition of various objects based on use of unmanned aerial vehicles (UAV) were widely adopted. However in the field of technical diagnosing of lifting constructions of the UAV still broad application was not found, despite existence of number of lifting constructions visual inspection of which is strongly complicated in view of their big height and lack of access to the high-located structural elements. In this work experience of use of the UAV at technical diagnosing of lifting cranes in «Northern Port PJSC» is generalized and number of methodical questions which solution will allow to increase efficiency of use of the UAV is considered.

Keywords: unmanned aerial vehicle (UAV), lifting crane, technical diagnostics, visual inspection, quadcopter.

Диагностирование грузоподъёмных кранов является важной частью систем технического обслуживания и экспертизы промышленной безопасности. Организация и проведение визуальных осмотров ряда стационарно установленных кранов, таких как башенные и портальные, требует значительных временных и финансовых ресурсов в связи с необходимостью организации доступа к труднодоступным участкам конструкции. Как показывает практика, для сокращения временных и финансовых затрат эксперты проводят осмотры с земли с применением оптических приборов [1], что не позволяет обеспечить высокое качество диагностирования. Одним из перспективных путей решения

вопроса выбора между снижением ресурсоёмкости и обеспечением качества осмотров является применение БПЛА.

Эксперты лаборатории перегрузочных средств Московской государственной академии водного транспорта в рамках экспертизы промышленной безопасности выполнили ряд обследований портальных кранов в ПАО «Северный порт» с применением БПЛА.

Одним из важнейших вопросов применения БПЛА для диагностики подъёмных сооружений является правильный выбор типа и модели аппарата.

В качестве БПЛА для диагностирования на первом этапе исследования применялись квадрокоптеры марок Walkera Runner 250BNF и Xiaomi Mi Drone 4K. Оба квадрокоптера управляются оператором с земли и снабжены видеокамерой, изображение с которой транслируется на пульт оператора в режиме реального времени с возможностью записи. Полёты выполнялись в различных погодных условиях, при температуре окружающего воздуха от -15°С до +25°С, в том числе при лёгком снегопаде.

По результатам пробных полётов для дальнейшего применения был выбран квадрокоптер Xiaomi Mi Drone 4K. Главными показателями при выборе модели были качество съёмки и стабилизация БПЛА в полете при ветре до 10 м/с [2]. Кроме того выбранный аппарат должен выдерживать порывы ветра на соответствующей рабочей высоте [3]. Также учитывались другие характеристики этих машин: ёмкость аккумулятора, габариты, длина лопастей и другие.

Высокая разрешающая способность фото- и видеоматериалов обеспечивалась системой стабилизации квадрокоптера и подвесной камеры, имеющей 3-осевой подвес [4]. Основные характеристики камеры приведены в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики применяемой камеры

Характеристика	Значение
Матрица	1/2,5” CMOS, разрешение 12 Мп
Объектив	f/2.8, фокусное расстояние 20 мм
Диапазон ISO	100-3200
Угол обзора	94°
Максимальный размер изображения	4000 x 3000 пикселей
Разрешение видео	3840x2160p

Как показал опыт, аккумулятор должен обеспечивать непрерывный полёт БПЛА не менее 15 мин – этого времени достаточно для осмотра одной сборочной единицы металлоконструкции крана (стрелы, хобота, оттяжки, А-образного каркаса, колонны, портала и т. п.).

Металлоконструкции грузоподъёмных кранов имеют ряд распространённых дефектов, которые могут быть выявлены визуальным контролем. К таким дефектам относятся: трещины, пластическая деформация, отсутствие болтов или заклёпок, коррозия и нарушение лакокрасочного покрытия, а также общие и местные деформации элементов металлоконструкции [5].

Квадрокоптер применялся для первичного визуального осмотра металлоконструкций кранов «Альбрехт» 10/20-32/16 и «Ганц» 6/5-32с целью выявления дефектов или их характерных признаков. Наибольшая высота обследованных кранов составила 42 м и 40 м соответственно. Облёт крана выполнялся по траектории, разработанной с учётом требований безопасности и обеспечения полного обзора элементов конструкции без значительных искажений изображения [6]. В течение всего полёта выполнялась непрерывная видеосъёмка. При обнаружении мест, имеющих характерные признаки дефектов, движение БПЛА приостанавливалось для детального осмотра указанных мест и выполнялась их фотофиксация на карту памяти для дальнейшего анализа и расшифровки полученных изображений.

Относительные прогибы деформированных элементов определялись с помощью измерения на фото. Полученные значения сравнивали с результатом натурных измерений для оценки влияния искажений на точность измерения. Для более точной оценки размеров и положения дефектов применялась технология с использованием калибровочной сетки (т. н. «шахматная доска»), реализованная в программном комплексе Matlab.

Для оценки влияния радиальных искажений камеры на точность определения прогиба сравнивались значения, полученные при расположении дефекта в центре и на периферии снимка. На рисунке 1 приведено фото местной деформации ноги портала крана «Альбрехт» на котором дефект расположен в центре снимка.

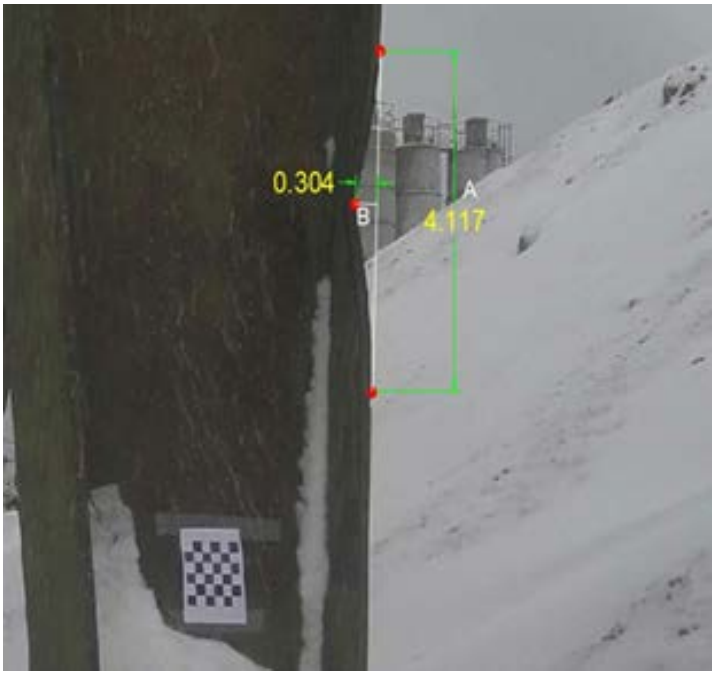


Рис. 1. Местная деформация портала

По результатам сравнения значений относительных прогибов, определённых по фотографиям со значениями, определёнными по результатам натурных замеров, установлено что погрешность, при расположении дефекта в центральной области снимка, не превышает 2,9%. В случае, когда дефект расположен на периферии снимка, погрешность определения прогиба может достигать 32%. При этом погрешность определения прогиба возрастает с удалением дефекта от центра снимка и с увеличением угла обзора объектива камеры. Указанная погрешность может быть снижена путём предварительной цифровой обработки изображения с применением соответствующего программного обеспечения для устранения радиальных искажений.

Ещё одним фактором, значительно влияющим на точность оценки деформации, является взаимное расположение камеры и дефекта в момент съёмки, которое в целях настоящего исследования описывается углом между оптической осью и плоскостью, в которой объект деформирован (см. рис. 2). Это влияние наиболее заметно при оценке деформаций протяжённых элементов конструкции, например стержней ферменных конструкций.

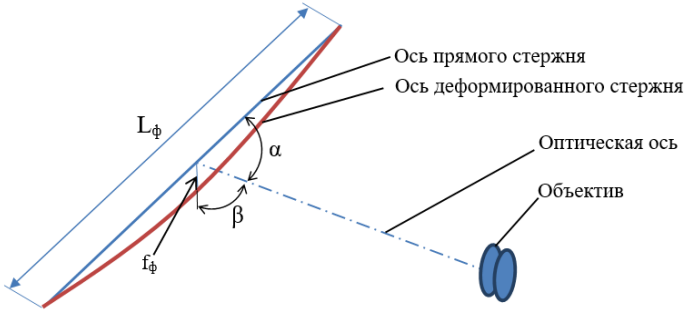


Рис. 2. Схема взаимного расположения камеры и деформации. $L_ф$ фактическая длина стержня; $f_ф$ фактический прогиб стержня; α, β углы поворота и наклона оптической оси камеры

При съёмке протяжённых элементов конструкции под углом к их оси, видимая на фотографии длина такого элемента, будет короче фактической. Зависимость между видимой и фактической длиной элемента, без учёта радиальных искажений, задавалась формулой (1):

$$L_В = L_Ф \cdot \sin(\alpha) \quad (1)$$

где $L_В$видимая на фото длина стержня.

Аналогичная формула связывает между собой видимую и фактическую стрелки прогиба (2).

$$f_В = f_Ф \cdot \sin(\beta) \quad (2)$$

где $f_В$видимая на фото стрелка прогиба стержня.

Относительная деформация стержня $\delta_Ф$, определяемая по результатам натурных замеров, выражается зависимостью (3):

$$\delta_Ф = \frac{f_Ф}{L_Ф} \quad (3)$$

Для вычисления относительной видимой деформации $\delta_В$ по фото авторами использована зависимость аналогичная (3), которая, после подстановки в неё выражений (1) и (2), приняла вид уравнения, связывающего видимую и фактическую деформацию (4):

$$\delta_В = \delta_Ф \cdot \frac{\sin(\beta)}{\sin(\alpha)} \quad (4)$$

Погрешность определения относительной деформации по фотографии вычислялась по формуле (5):

$$\Delta = \frac{\delta_Ф - \delta_В}{\delta_Ф} \quad (5)$$

которая, после подстановки в неё формул (3), (4) и ряда преобразований, приняла вид (6):

$$\Delta = 1 - \frac{\sin(\beta)}{\sin(\alpha)} \quad (6)$$

Использование полученной формулы позволило оценить влияние углов съёмки на погрешность расчёта относительного прогиба элементов конструкции и определить допуски на отклонение углов съёмки от 90°. Расчётом установлено, что при отклонении оптической оси камеры от перпендикуляра к плоскости деформации на угол менее 14°, погрешность расчёта не превысит 3%.

На основании проведённого анализа авторами сформулированы следующие рекомендации по эффективному использованию БПЛА при диагностике подъёмных сооружений:

1. Система стабилизации применяемого БПЛА должна обеспечивать стабильный полёт при средней скорости ветра 10 м/с и устойчивость к порывам ветра до 16 м/с.

2. По возможности следует избегать применения объективов с большим углом обзора, ввиду наличия значительных радиальных искажений;

2. При невозможности замены фото или видео аппаратуры, необходимо принять меры по устранению радиальных искажений специализированными программными средствами;

3. Для более точного определения размеров дефекта, исследуемый объект при съёмке необходимо разместить максимально близко к оптической оси камеры.

4. Условная плоскость, образованная деформированной осью стержня, при съёмке должна составлять с оптической осью объектива камеры угол в интервале от 76 до 104°.

На основании имеющегося опыта применения БПЛА для диагностирования подъёмных сооружений авторами выполнена предварительная оценка экономии времени осмотра металлоконструкции кранов «Альбрехт» 10/20-32/16. Оценка выполнена сравнением времени, затраченного группой экспертов при непосредственном осмотре, со временем, затраченном той же группой при осмотре с применением квадрокоптера. При оценке времени непосредственного осмотра не учитывалась время подготовительных операций, необходимых для обеспечения доступа экспертов к труднодоступным участкам конструкции (строительство лесов, подмостей, подготовка люлек и т. п.). Сравнение показало, что даже в этом случае уже можно говорить о снижении времени осмотра в 2...2,5 раза. Дальнейшие исследования, направленные на автоматизацию процесса диагностирования, позво-

лят, по мнению авторов, добиться ещё большей экономии ресурсов, за счёт применения технологий машинного зрения и самообучающихся нейронных сетей.

Список литературы

1. СТО 318.02-2007 «Технические осмотры и дефектация металлоконструкций портальных кранов. Методические рекомендации по проведению» // стандарт организации : Ассоциация портов и судовладельцев речного транспорта (АПСРТ): М., СПб: 2007 г.
2. РД 10-112-1-04 Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Общие положения. // ОАО «НТЦ «Промышленная безопасность»»: М.: 2006 г.
3. Воздействие ветра при работе крана // Учебная документация. Изд. 4-е: Liebherr-Werk Ehingen GmbH: Ehingen: 2017 г.
4. А. Ю. Ганшкевич, А. Г. Туркин. Возможность применения портативных летательных аппаратов при диагностировании металлоконструкций подъёмных сооружений // XXII Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы» : материалы конференции. В 2 т. Т. 1 – М.: МАДИ, 2018. – 279 с.
5. А. Ю. Ганшкевич, А. Г. Туркин Перспективы использования портативных летательных аппаратов при техническом диагностировании грузоподъемных кранов. // Сборник докладов XXI Международной научно-технической конференции Интерстроймех–2018 [Электронный ресурс] (г. Москва, 8–12 октября 2018 г.) / ред. кол.: [С.Я. Галицков и др.] — Москва: Издательство МИСИ – МГСУ, 2018. — Режим доступа: http://mgsu.ru/resources/izdatelskayadeyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkrdostupa/
6. Туркин А. Г. Анализ результатов применения портативного летательного аппарата при диагностике портальных кранов в ПАО «Северный порт» // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы [Электронный ресурс] : сборник докладов XXIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых / М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т. — Электрон. дан. и прогр. (13 Мб). —Москва: Издательство МИСИ – МГСУ, 2019. — Режим доступа:http://mgsu.ru/resources/izdatelskayadeyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkrdostupa/ — Загл. с титул. экрана.

УДК 621.926.322

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ОКАЗЫВАЮЩИХ ВЛИЯНИЕ НА РЕСУРС ФОРМОВОЧНОГО ВАЛКА ЭЛЕКТРО-ТРУБОПРОКАТНОГО СТАНА 20-102

Гикал А.В.,[1] Шаламова О.А.[1]

1. Сибирский государственный университет путей сообщения

На сегодняшний день актуальна проблема большего износа формовочных валков электро-трубопрокатного стана 20-102 Новосибирского металлургического завода им. Кузьмина. На электро-трубопрокатном стане используют горячекатаную стальную ленту (штрипс) для изготовления трубы с продольным сварным швом. Так как производство круглой и профильной трубы ведется беспрерывно в связи с ее большой рентабельностью, в реалиях скорость производства трубы увеличивают, при этом увеличивается износ формовочных валков.

Ключевые слова: электро-трубопрокатный стан 20-102, формовочный валок, износ, повышение твердости.

INCREASING THE WORKING LIFE OF THE FORMING ROLL OF THE ELECTRO-TUBE ROLLING MILL 20-102 DUE TO THE CHANGE OF ITS HARDNESS

Gikal A.V., Shalamova O.A.

Siberian transport University

Today, the problem of greater wear of the forming rolls of the electro-tube rolling mill 20-102 is urgent. The electro-tube rolling mill uses hot-rolled steel tape (strip) for the manufacture of pipes with longitudinal weld. Since the production of round and shaped pipes is carried out continuously due to its high profitability, in the realities of the Kuzmin plant, the production speed of the pipe is increased while the wear of the forming rolls increases.

Key words: Electric-tube mills 20-102, roll forming, wear, increase hardness.

Горячекатаная сталь относится к одному из наиболее востребованных видов продукции черной металлургии, также данный вид материала используется для изготовления труб, поэтому обеспечение высокого качества проката труб для удовлетворения требований потребителя является одной из актуальных задач производителя. Наряду с этим, важной задачей является увеличение производительности прокатных станов.

На Новосибирском металлургическом заводе изготовление круглой и профильной трубы разных калибров из стальной ленты (штрипса) толщиной от 2 до 5мм производится на стане 20-102. Марка стали ленты Ст1, Ст3, 08-20, 09Г2, 09Г2С, Сталь-10.

Износ валков – важный технологический фактор. Величина и характер износа валков зависят от следующих факторов: силовых, тем-

пературных, скоростных условий деформации металла, исходной профилировки прокатных валков и количества прокатываемого металла.[1]

Данная статья посвящена одному из способов снижения износа прокатных валков, что позволит увеличить ресурс формовочного валка на 30-35%.

Плоскую ленту пропускают через формовочные валки, которые изменяют геометрию поперечного сечения ленты, от плоского до круглого. При изменении поперечного сечения стальной ленты формовочные валки и опорные валы испытывают большие нагрузки.

Влияние нагрузок на износ валка можно наглядно увидеть при расчете усилий и моментов формовочной клети [2]. При расчете используются актуальные данные, полученные экспериментальным путем и путем прямых измерений.

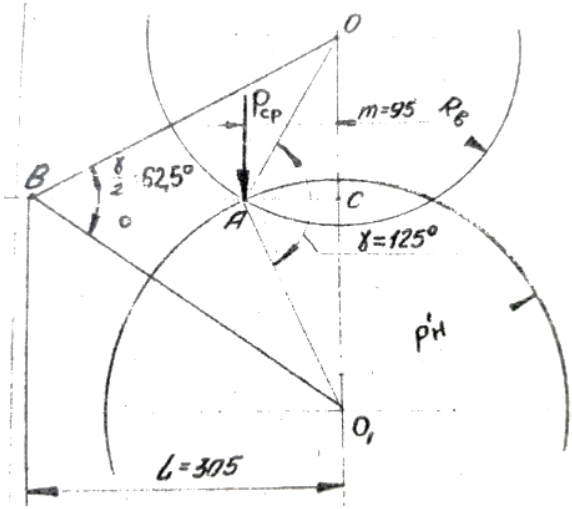


Рис.1 – Геометрические параметры и распределение нагрузок на формовочной клети

Сила P, совершающая подгибку, перпендикулярная кромке заготовки, расположена параллельна взгляду наблюдателя и располагается в точке «С», создает момент P_{xa}, уравновешивающийся пластическим моментом.

$$M_{пл} = P_{xa} = G_s \cdot \frac{l \cdot \delta}{4} \qquad (1)$$

где l – длина очага деформации, определяется графически. На рисунке 1 точка «А» - точка встречи металла с валом, соединяется с центрами валов. На линии перпендикулярной OO_1 и проходящей через точку «А» находим точку «В», соединив которую центрами OO_1 получим угол равный $\frac{\gamma}{2}$: получаем l = 305мм;

δ – толщина полосы, мм; возьмем максимальную: δ =5+0,1 =5,1мм,

где: 0,1 допуск на неточную прокатку полосы, мм;

G_s – предел текучести деформируемого металла, кг/мм^2, G_s = 33кг/мм^2 для стали 10.

Определив графическим путем l находим пластический момент по формуле (1):

$$M_{пл} = 33\frac{305 \cdot 5{,}1^2}{4} \approx 63000 кг \cdot мм$$

Находим силу Р:

$$M_{пл} = P_{ха} \tag{2}$$

$$P = \frac{M_{пл}}{a} \tag{3}$$

$$a = \frac{B}{\sin\alpha} \tag{4}$$

$$B = R(1 - \cos\varphi_1) \tag{5}$$

$$a = \sin\frac{\varphi_1}{2} \tag{6}$$

$$B = 224(1 - \cos 40°) = 53{,}8мм$$

$$a = 2R \cdot \sin\frac{\varphi_1}{2} = 2 \cdot 224 \cdot 0{,}345 = 153мм$$

$$P = \frac{63000}{153} = 412кг$$

Сила P раскладывается на две составляющие P^I и P^{II} . Осевая сила P^{II} на величину давления металла на валка влияния не оказывает

Находим силу P^I:

Из параметров калибровки валков формовочного стана, для клети охвата полосы валками $2\varphi = 81^\circ$, тогда

$$P^I = P(\cos\alpha) = 412 \cdot \cos 20° = 386кг \tag{7}$$

Сила $P_{ср}$:

$$P_{ср} = 2 \cdot P^{I} = 2 \cdot 386 = 772кг \quad (8)$$

Как показано на схеме, точка приложения усилия гиба находится на расстоянии «*m*» от оси OO_1, проходящей через центры верхнего и нижнего валков. Крутящий момент на одном валке:

$$M_{кр} = P_{ср} \cdot m = 772 \cdot 0{,}095 = 73{,}5кг \cdot м \quad (9)$$

Величина «*m*» определяется графически.

Фактически, как и говорилось выше, давление металла на валки в процессе формовки может быть значительно большим, т.к. величина его зависит от прижатия валков, наличия отклонений по толщине и ширине стальной ленты (штрипса), наличия сварных швов при стыковании двух полос стали.

На сегодняшний день спрос на трубы растет, в связи с количественным ростом построек объектов различного назначения. Вместе с этим растет и производительность электро-трубопрокатных станов на Новосибирском металлургическом заводе им. Кузьмина. Нормы по производству трубы выросли, фактическая статистика показывает, что за 20 лет нормы по производству трубы возросли почти в два с половиной раза. Если в период с 1995 по 1999 года норма по производству трубы была 50-55 тонн трубы за 12 часовую смену, то на сегодняшний день норма составляет 125-130 тонн трубы за 12 часовую смену. При этом и износ формовочных валков возрос прямо пропорционально. По сей день для изготовления формовочных валков используют Сталь 45 которая в среднем имеет твердость 45-50 единиц по шкале Роквелла (45-50 HRC) отлично подходящую для этих целей, но в связи с повышенным износом предлагается использовать для изготовления формовочных валков Сталь 45Х (легированную хромом). Легирование хромом обеспечит достаточную прочность и износостойкость рабочей поверхности. Сталь 45Х имеет твердость 55-60 единиц по шкале Роквелла (55-60HRC). С повышением твердости формовочных волков возрастет и хрупкость валка, но при прокате трубы большие динамические нагрузки не возникают, которые могли бы разрушить формовочный валок при твердости 55-60 HRC.

Список литературы

1. Амиров Р.Н. Повышение ресурса рабочих валков листовых станов горячей прокатки за счет применения систем технологической смазки// диссертация канд.техн.наук:.- Магнитогорск, 2014.- 150 с.

2.Технический паспорт электро-трубопрокатного стана 20-102 1954г. С. 90-96.

УДК 621.86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ КАРТИНЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ЛЕНТОЧНОГО ПРИВОДА С МОТОР-БАРАБАНОМ

***Гришин А.В.*[1]**

1. ФГБОУ ВО Брянский государственный технический университет

В статье представлены результаты экспериментального исследования изменения тепловой картины промежуточного ленточного привода с применение мотор-барабана. Описана конструкция экспериментального стенда. Представлена последовательность проведения экспериментального исследования. Получены и обработаны термограммы. По результатам обработки построены графики изменения тепловой картины работы промежуточного привода. Анализ данных показал, что применение в промежуточном приводе мотор-барабанов способствует уменьшению сопротивление вращению роликоопор.

Ключевые слова: промежуточный ленточный привод, ленточный конвейер, тепловой контроль.

EXPERIMENTAL STUDY OF CHANGE OF HEAT PICTURE OF INTERMEDIATE TAPE DRIVE WITH MOTOR DRUM

***Grishin A V*[1]**

1. Bryansk State Technical University

The article presents the results of an experimental study of changes in the thermal pattern of an intermediate tape drive with the use of a motor drum. The design of the experimental stand is described. The sequence of experimental research is presented. Received and processed thermograms. Based on the processing results, graphs of changes in the thermal picture of the operation of the intermediate drive are constructed. Data analysis showed that the use of motor-drums in an intermediate drive helps to reduce the resistance to rotation of the roller bearings.

Keywords: intermediate belt drive, belt conveyor, thermal control.

Применение ленточных приводов в качестве промежуточного привода является одним из наиболее эффективных вариантов для увеличения протяженности трассы конвейера в одном ставе [1]. При этом существует несколько подходов к расчетам данных типов приводов [2], учитывающих различные факторы.

Влияние температурных факторов практически не учитывается в расчетах ленточного конвейера за исключением уточненного тягового

расчета. При этом учитывается только влияние температуры окружающей среды на сопротивление вращению роликоопор через коэффициент $\psi(\theta)$ [2].

В данной работе представлены результаты экспериментального исследования влияния нагрева приводного мотор-барабана на нагрев всех частей промежуточного ленточного привода.

При проведении экспериментального исследования использовался экспериментальный стенд рис.1. Конструкция стенда предложена и описана в работах [3, 4].



Рис.1 Конструкция стенда

Конструкция стенда представляется собой два замкнутых контура, находящихся в контакте друг с другом. Нижний контур стенда является тяговым, выполняя работу промежуточного ленточного привода, а верхний – является грузонесущим. Имитация изменения производительности достигается винтовым прижимным устройством, которое также удерживает верхний контур. Лента тягового контура опирается на трехроликовые роликоопоры. Натяжные устройства каждого из контуров выполнены винтовыми, причем грузонесущий контур оборудован двойным натяжным устройством.

Экспериментальное исследование производилось при помощи теплового контроля с использованием тепловизора Fluke Ti 40, погрешность измерений которого составляет 0,08 °С, с учетом рекомендаций по проведению процедуры теплового контроля [5].

Исследование проводилось в две стадии: первая проводилась при искусственно введённом дефекте [6], вторая - после исправления дефекта. Время проведения первой составило 56 минут, а вторая стадия продлилась до 102 минут. За данные промежутки времени был сделан ряд снимков, с различными временными интервалами.

Обработка результатов производилась для следующих элементов промежуточного привода: холостая ветвь грузонесущего контура, грузовая ветвь грузонесущего контура, холостая ветвь тяговой ленты, роликоопоры грузонесущего контура, став конвейера (рисунок 2).

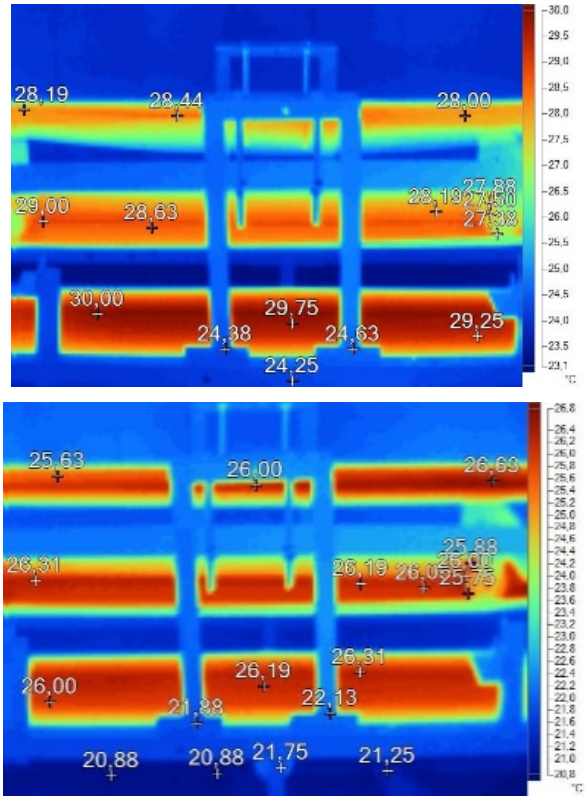


Рис.2. Расположение контрольных точек по стенду

Результаты обработки термограмм после проведения первой части экспериментального исследования представлены в виде графика (рисунок 3.).

Из графика видно, что, температуры лент постепенно возрастают, при этом в начале исследования температура тяговой ленты была ниже грузонесущей ленты, а на промежутке с 43 по 47 минуту тяговая лента имеет температуры в общем диапазон с грузонесущей, после 50-ой минуты температура тяговой ленты превышает грузонесущую, это обусловлено тем, что на начальных этапах температура грузонесущей ленты растет в результате сухого трения в зоне контакта лент, а после увеличение температуры происходит за счет нагрева мотор-барабана. Температура роликоопор также растет на 4℃, но она всегда ниже температур лент. Став и окружающая среда со временем практически не нагревается, изменение составляет менее 1℃.

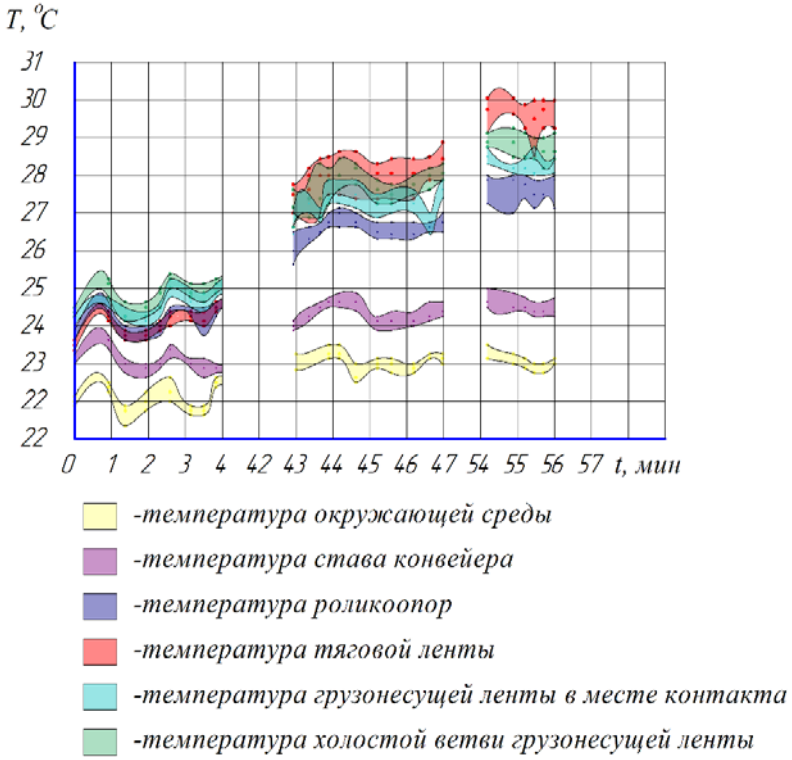


Рис.3. График изменения температур элементов промежуточного привода в первой стадии исследования

Второй этап исследования проводился по такой же методике, при этом между этапами было выдержано время, необходимое для охлаждения стенда до комнатной температуры.

Обработанные результаты второй стадии экспериментального исследования представлены в виде графика на рисунке 4.

Из данного графика видна та же тенденция роста температур элементов, при этом тяговая лента нагрелась на 9°С. Грузонесущая лента изменила свою температуру на 6°С, роликоопоры на 6°С. Став и окружающая среда изменили температуру всего на 1°С. При этом отсутствие дефекта в конструкции стенда не оказывает значительного влияния на изменение тепловой картины.

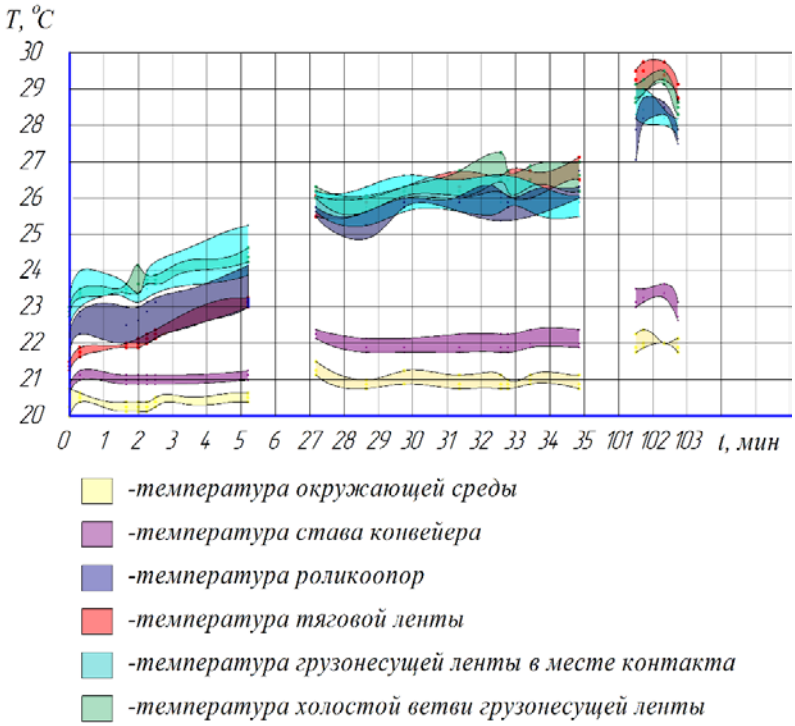


Рис.4. График изменения температур элементов промежуточного ленточного привода во второй стадии исследования

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод что, применение в коротких (протяженностью до 10 метров) промежуточных приводах в качестве приводных устройств мотор-барабанов при продолжительной работе промежуточного привода (при проведении экспериментальных исследований – 1 час) приводит к увеличению температуры грузонесущей ленты и роликов до 5-7 °С, температуры тяговой ленты – до 10 °С, что способствует снижению коэффициента сопротивления движению от вращения роликов; данный эффект достигается за счет циклической дополнительной передачи тепловой энергии от нагретого мотор-барабана непосредственно тяговой ленте, которая при дальнейшем движении вдоль короткого контура не успевает отдавать тепло в окружающую среду; значимость описанного эффекта повышается со снижением внешних температур, при которых эксплуатируется конвейер, ниже 0°С;

Список литературы
1. Гончаров К. А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой. дис. …канд. техн. наук, Брянск, 2011. - 148 с.
2. Галкин В И Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий/ В И Галкин, В Г Дмитриев, В П Дьяченко [и др.] – М.: Изд-во МГГУ, 2005. – 543 с
3. Гончаров К. А. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного кон-вейера на его рабочие процессы / К.А. Гончаров, А.В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2017. - №1. - с. 52-59.
4. Пат. 176564 РФ, G01M 13/02 (2006.01), G01M 17/00 (2006.01), B65G 23/14 (2006.01). Стенд для исследования параметров управляющего воздействия промежуточного ленточного привода ленточного конвейера / Гончаров К.А., Гришин А.В.; заявитель и Брян. гос. тех. ун-т». - № 2017115271; заявл. 28.04.17; опубл. 23.01.18, Бюл. № 3.
5. Методические рекомендации о порядке проведения теплового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах (РД-13-04-2006). Серия 28. Выпуск 11. – 2-е изд., испр. – М.: Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2010 . – 32 с.
6. Гончаров К. А. Экспериментальное исследование влияния дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера / К. А. Гончаров, А. В. Гришин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2017. - №3 – С 289-295.

УДК 625.76 Г-82

ОБЗОР ВАРИАНТОВ МОДЕРНИЗАЦИИ ПРИВОДА БУРОВОГО СТАВА БТС-150

Гринчар Н.Г.[1], Шошин А.С.[1]

1. ФГБОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ)

В современных условиях, когда процесс разработки горных месторождений и вечномерзлых грунтов требует дальнейшего продвижения в безлюдные области, вопрос надёжности и ремонтопригодности встаёт особо остро. В статье рассматривается вариант, позволяющий упростить конструкцию и повысить надёжность.

Ключевые слова: буровой станок, привод, скальные грунты.

REVIEW OF OPTIONS FOR MODERNIZATION OF DRILLING STAVE DRIVE BTS-150

In modern conditions, when the process of development of mountain fields and permafrost requires further progress in uninhabited areas, the

issue of reliability and maintainability is particularly topical. The article discusses an option to simplify the design and improve reliability.

Keywords: drilling machine, drive, rock climps.

Станок буровой тракторный БТС-150 (рис.1) и модификации БТС-150Б/БТС-150БМ применяются для бурения вертикальных и наклонных скважин включительно (угол наклона до 30°):

- Для бурения в мягких, мерзлых и скальных породах крепостью до XI категории включительно
- При взрывных работах
- При разработке полезных ископаемых
- При рытье больших строительных котлованов под фундаменты крупных энергетических и промышленных объектов

Бурение выполняется шарошечным или шнековым методом. Глубина бурения составляет :

- Шарошечным способом до 36 метров, при бурении диаметром 160 мм
- Шнековым способом до 8 метром, при бурении диаметром до 200 мм

В качестве шасси для навесного оборудования бурового станка используются промышленные тракторы Т10 и различные модификации трактора Т170.



Рис.1. Буровой тракторный станок БТС-150

Наиболее ответственным узлом, требующим повышенного внимания, в конструкции станка является привод бурового става.

В большинстве случаев, работы проводятся в тяжелых условиях на значительном удалении от населенных пунктов, что означает, в случае отказа, долговременные простои и отсутствие возможности приобретения запасных частей, что, в свою очередь ведет к большим экономическим Исходя из этого, возникают следующие требования к конструкции станка:

простота конструкции. Чем меньше сложных элементов в приводе, тем ниже вероятность отказа и проще ремонт;

исключить или свести к минимуму количество уникальных деталей, применяемых только на данной машине;

соответствовать необходимым показателям безопасности.

Сравним основные конструктивные варианты привода вращения бурового става:

В *базовом варианте* (рис.2) привод бурового става осуществляется при помощи аксиально-поршневого насоса и сварного одноступенчатого цилиндрического редуктора (вращателя), последний также передаёт усилие от цилиндров подачи на исполнительный орган.

Вращатели изготавливаются в процессе оснащения каждого из буровых станков и требуют значительных трудозатрат.

В данном варианте конструкции передача момента от гидромотора к вращателю и от вращателя к буровой штанге осуществляется без муфт, что, в следствие несоосности и колебаний, в процессе работы приводит к быстрому выходу из строя всех элементов привода.

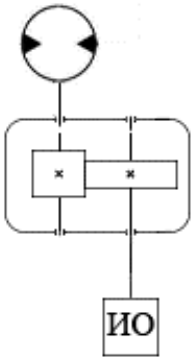


Рис. 1. Кинематическая схема базового варианта конструкции привода

В добавок, ассиметричная конструкция создаёт эксцентриситет относительно направляющих бурового става, что так же негативно сказывается на долговечности.

В качестве альтернативы на сегодняшний день возможно предложить вариант привода с высокомоментным гидромотором, что позволяет отказаться от редуктора в приводе вращения бурового става (рис.3).

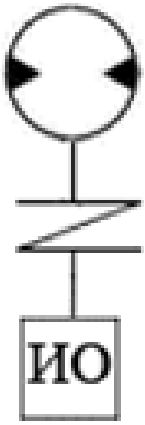


Рис. 3. Кинематическая схема безредукторного варианта конструкции привода

Высокомоментный гидромотор имеет крутящий момент (3600 Н*м против 2800 Н*м на выходном валу вращателя), достаточный для реализации процеса разбуривания пород до XI категории грунта включительно при аналогичной частоте вращения (240 об/мин).

Для сглаживания колебаний вращения при бурении неоднородных пород, целесообразно установить маховик, в роли которого может выступать зубчатая муфта, соединяющая вал гидромотора с буровым ставом.

Преимуществами безредукторного привода являются:

- простота конструкции;
- уменьшение вибраций;
- отсутствие эксцентриситета относительно направляющих;
- уменьшение количества движущихся частей (исключается редуктор вращателя, включающий зубчатое колесо, шестерню и две пары подшипников);
- использование, по-большей части, серийно изготовляемых, доступных элементов.

Следует ожидать, что все вышеперечисленные изменения положительно повлияет на уровень ремонтопригодности, надежности и долговечности привода. При этом сохраняются параметры, влияющие решающим образом на эксплуатационную производительность машины.

Список литературы
1. Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. Учебник. — М.: Недра, 1981. — 447 с.
2. Медведев И.Ф. Режимы бурения и выбор буровых машин. 2-е изд., пере-раб. и доп.— М.: Недра, 1986, 223 с.

УДК 625.144

ВИБРАЦИОННЫЕ ГРОХОТЫ ЩЕБНЕОЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Гринчар Н.Г.[1], Виноградов Д.А.[1]
ФГБОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ)

Для обеспечения требований к фракционному составу щебня используемого для балластного слоя железнодорожного пути необходим рациональный выбор конструктивных параметров грохотов установленных на щебнеочистительных машинах, которые позволят выполнить более качественную очистку щебня и его классификацию. В статье рассмотрены требования к зерновому составу щебня разных категорий, приведены параметры грохотов установленных на моделях щебнеочистительных машин и вопрос создания системы регулирования параметров грохотов, которая подстраивала бы процесс грохочения под параметры очищаемого материала.

Ключевые слова: вибрационный грохот, зерновой состав щебня, конструктивные параметры, щебнеочистительные машины

VIBRATING SCREENS OF GRAVEL CLEANING MACHINE

To ensure the requirements for the fractional composition of crushed stone used for the ballast layer of the railway track, a rational choice of design parameters of screens installed on crushed stone cleaning machines is required, which will allow for better cleaning of crushed stone and its classification. The article discusses the requirements for the grain composition of crushed stone of various categories, shows the parameters of screens installed on models of crushing machines and the question of creating a system for regulating the parameters of screens, which would adjust the screening process to the parameters of the material being cleaned.

Keywords vibrating screen, crushed stone grain composition, design parameters, crushed stone cleaning machines.

ОАО «РЖД» поставлена задача – модернизировать транспортную инфраструктуру и внедрить современные технологии для повышения безопасности и эффективности её содержания и ремонта.

Для развития скоростного и тяжеловесного движения необходимо определить целевые параметры перспективных технологий ремонта пути, а также требования к высокопроизводительным путевым комплексам.

Одним из параметров формирования надежного верхнего строения пути является создание новой, более эффективной путевой техники с улучшенными техническими показателями для быстрого и качественного ремонта пути.

Ведущими машинами в технологической цепочке являются машины глубокой очистки балласта. Основными секциями этих машин являются: тягово-энергетическая секция, добывающая секция и очистная секция.

При очистке щебеночного балласта необходимо сохранение фракционного состава указанного в ГОСТ 7392-2014, т.к. при увеличении процентного содержания фракций менее 25 мм в массе очищенного балласта снижается угол внутреннего трения и силы удельного зацепления между минеральными частицами. Такое снижение механических характеристик приводит к уменьшению устойчивости балластной призмы и необходимости увеличения толщины балластного слоя и дополнительному расходу щебня.

Согласно требованиям ГОСТ 7392-2014 щебень для балластного слоя железнодорожного пути заводами-изготовителями может выпускаться трех категорий «В», I и II.

Зерновой состав щебня категории «В» характеризуется полными остатками при рассеве щебня на контрольных ситах с квадратными ячейками и должен соответствовать составу, указанному в таблице 1.

Зерновой состав щебня категорий I и II характеризуется полными остатками при рассеве щебня на контрольных ситах с круглыми ячейками и должен соответствовать составу, указанному в таблице 2.

Таблица 1

Зерновой состав щебня категории «В»

Размер стороны квадрата ячейки контрольного сита, мм	Полный остаток на сите, % общей массы
80	0
63	0-3
50	0-35
40	35-70
31,5	85-99
22,4	98-100

Таблица 2

Зерновой состав щебня категорий I и II

Диаметр ячейки контрольного сита, мм	Полный остаток на сите, % общей массы	
	для щебня категории I (с номинальным размером зерен от 30 до 60 мм)	для щебня категории II (с номинальным размером зерен от 25 до 60 мм)
70	0	0
60	0-5	0-5
40	35-75	35-75
30	95-100	-
25	-	95-100

Допустимый диапазон зернового состава щебня по требованиям ГОСТ 7392-2014 (нижняя и верхняя границы) приведен на рисунках 1-3.

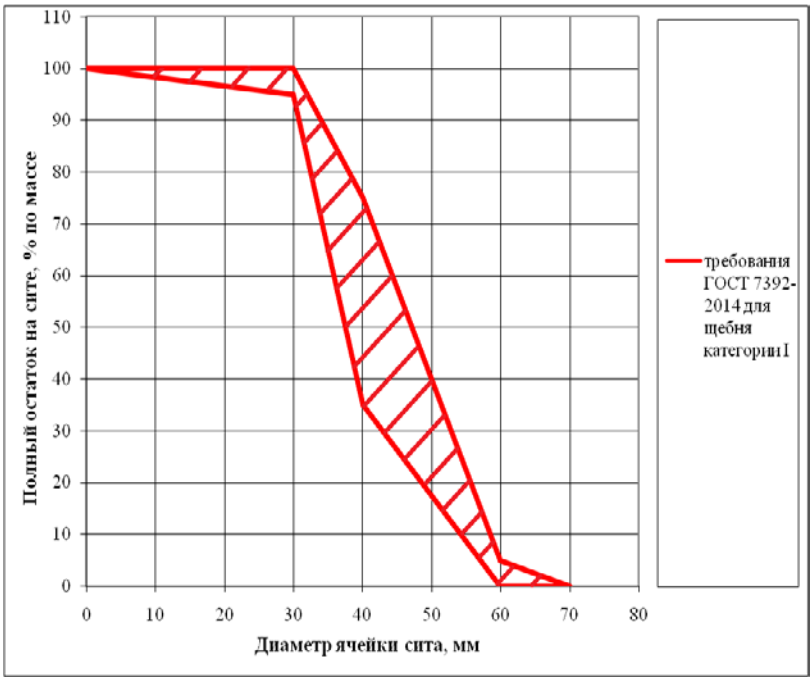


Рис.1. Допустимый диапазон зернового состава I категории щебня по требованиям ГОСТ 7392-2014 (нижняя и верхняя границы)

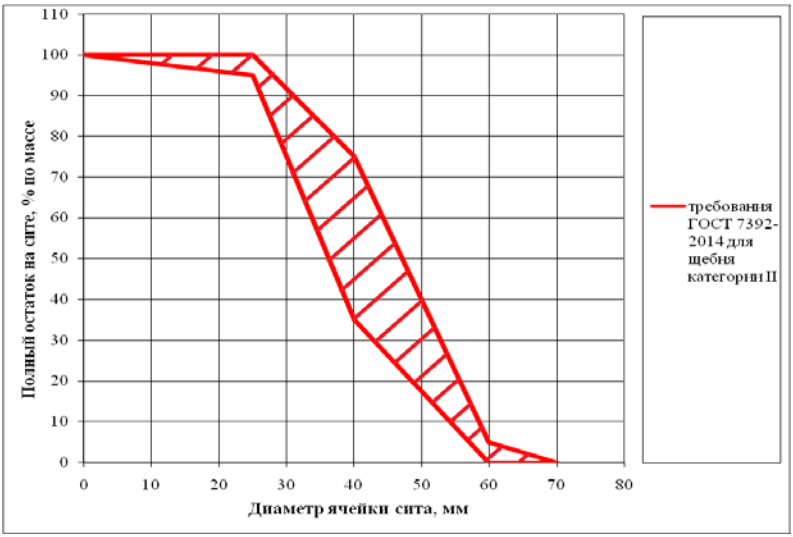


Рис.2. Допустимый диапазон зернового состава II категории щебня по требованиям ГОСТ 7392-2014 (нижняя и верхняя границы)

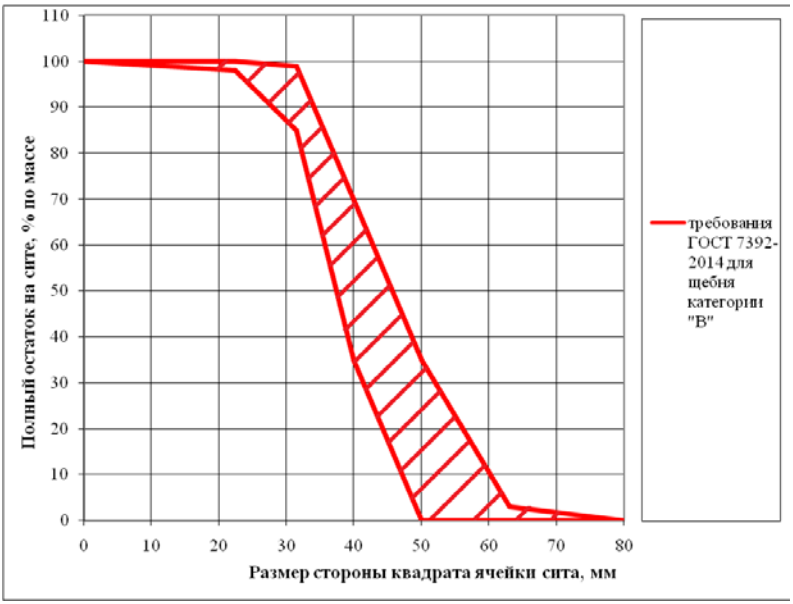


Рис.3. Допустимый диапазон зернового состава «В» категории щебня по требованиям ГОСТ 7392-2014 (нижняя и верхняя границы)

Применяемый вид балласта и размеры балластной призмы зависят от класса, подгруппы и специализации пути.

В связи с этим требуется уделить внимание совершенствованию конструктивных параметров вибрационных грохотов установленных на щебнеочистительных машинах, которые позволят выполнить более эффективную очистку щебня, с заданной производительностью.

Необходимо отметить, что производительность вибрационных грохотов рассчитываются в каждом индивидуальном случае с учетом следующих исходных данных: количество ярусов; общая площадь просеивания; размер отверстий сит; угол наклона сит; частота и амплитуда колебаний; требуемые границы разделения материала на каждом ярусе; вид исходного материала, требующего классификации; гранулометрический состав исходного материала, требующего классификации.

Сравним характеристики вибрационных грохотов установленных на СЧ-601, RM-80, ЩОМ-2000, RM-95RF. Данные указаны в таблице 3.

Таблица 3

Параметры ЩОМ

№	Наименование параметра грохота	Модель ЩОМ			
		СЧ-601	RM-80	ЩОМ-2000	RM-95RF
1.	Тип	вибрац.	вибр.	вибр.	вибр.
2.	Угол наклона, градус	26	5 - 15	15 - 30	15-25
3.	Площадь сит, м^2	16	24	15	10
4.	Размеры квадратных отверстий сит, мм - верхнего - среднего - нижнего	 65 и 40 32 и 25	 65/65 40/40 25/25	 70/70 40/40	 71/71 45/45 25/25
5.	Частота, Гц	12	17	14	15
6.	Амплитуда, мм	до 14	7	3	7
7.	Мощность привода, кВт	6,5	18	30	18

Из указанных в таблице 3 данных, можно сделать вывод, что подход к выбору параметров вибрационных грохотов не одинаков. Несмотря на большой объем проведенных работ, количественных зако-

номерностей, позволяющих выполнить оценку эффективности процесса грохочения с учетом влияющих на него факторов, не установлено. Полученные зависимости носят преимущественно качественный характер. Рекомендации по количественным значениям отдельных факторов имеют частный характер, т.е. относятся к грохочению определенного вида материала.

Предлагается система регулирования параметров вибрационных грохотов, таких как угол наклона грохота, частота и амплитуда колебаний, форма колебаний, с помощью гидравлического распределительного устройства, которая подстраивала бы процесс грохочения под параметры (размер частиц, степень загрязненности и т.п.) очищаемого материала.

Список литературы

1. Попович, М.В. Путевые машины: учебник / М.В. Попович, В.М. Бугаенко, Б.Г. Волковойнов и др.: под общ.ред. М.В. Попович, В.М. Бугаенко. – М.: ГОУ «Учебно – методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2009. – 820 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТАЯНИЕ ДВУХСЛОЙНЫХ ПЛАСТИН И ОБОЛОЧЕК С УЧЕТОМ ПОПЕРЕЧНЫХ СДВИГОВ

Дусматов А.Д.[1], Хурсанов Б.Ж.[1], Ахроров А.А.,[1] Сулаймонов А.[1]

1. Ферганский политехнический институт, г.Фергана

В работе рассматривается комбинированная двухслойная осесимметричная оболочка и комбинированная пластина выполненная из композитных слоев, отличающихся по толщине и физико-механическими свойствами. А также исследовано влияния НДС таких пластин и оболочек на их прочность и деформативность.

Ключевые слова: двухслойная осесимметричная комбинированная оболочка, равномерно-распределенная нагрузка система дифференциальных уравнений, деформирование пластин и оболочки, перемещение срединной поверхности, функция сдвига, касательные напряжения, прогиб, кольцевое перемещение.

RESEARCH STRESSED AND DEFORMED CONDITION OF TWO-LAYER PLATES AND SHELLS WITH ACCOUNT OF TRANSVERSE SHEARS

Dusmatov A.D.[1], Khursanov B.J.[1], AKhrorov A.A. [1], Sulaymonov A.M.[1]

1. Fergana polytechnic institute,Fergana

Combined two layers axially symmetric cylindrical clad layer, carried out from composite layer, which are differ by their thickness and physico-mechanical properties, and also the influence of SDS of such clad layers is investigated on their durability and firmness are considered in the work.

Keywords: two layers axially symmetric cylindrical clad layer, uniformly –distributive loading, system of differential equation, deforming of clad layer, motion of medial, surface, function of displacement, shearing tension, sagging, cyclic motion, simple and particulate decisions of characteristic equation.

Применение слоистых и двухслойных комбинированных конструкций существенно сокращает расход материалов, повышает надежность и долговечность конструкций и обладают различными положительными свойствами. Несущие слои этих конструкций предназначены для восприятия основной части действующей нагрузки. Армирующие слои одновременно повышают несущую способность, долговечность, отпадает необходимость дополнительной защиты от коррозии и других нежелательных агрессивных сред. Конструирование слоёв с различными физико-механическими свойствами позволяет обеспечивать надежную работу в неблагоприятных производственных условиях.

Рассматриваемые комбинированные двухслойные пластинки и оболочки состоят из материалов существенно различными физико-механическими свойствами, что позволяет обеспечить надежную работу систем в неблагоприятных производственных условиях. Защита таких конструкций из композиционных материалов обеспечивает необходимой долговечностью, высокими эксплуатационными свойствами и коррозионной стойкостью к воздействию агрессивных сред.

В работе излагаются результаты исследования прочности металлостеклопластиковых комбинированных двухслойных пластин и оболочек с учетом переперного сдвига и усадки не металлического слоя. Также учтены межслоевые сдвиги и другие механические характеристики что позволяет оценить прочность и деформированность с достаточно высокой точностью для инженерных задач.

При решении за основу принимаются гипотезы, сформулированные С.А. Амбарцумяном как гипотезы уточненной теории. Рассматривается комбинированные конструкции, состоящие из двух слоев, связанных между собой податливыми клеевыми швами и, находящихся под действием внешних статических и динамических нагрузок.

Деформации сдвига несущего слоя:

$$e_{\alpha\gamma,\beta\gamma} = \frac{1}{2}\left(\frac{h^2}{2} - \gamma^2\right)\Phi_{1,2}(\alpha,\beta) + \left(\frac{1}{2} - \frac{\gamma}{h}\right)\frac{\tau_{1,2}}{G_{13,23}^{(1)}}$$

Деформации сдвига композитных слоев равна:

$$e_{\alpha\gamma,\beta\gamma} = e_{\alpha\gamma,\beta\gamma} = \left(\frac{1}{2} + \frac{\gamma_1}{\delta_{n1}}\right)\frac{\tau_{1,2}}{G_{P13,23}}$$

где:

h,δ_{n1}, δ_{n2} – толщина несущего и стеклопластикого слоев;

$G_{P13}^1, G_{B13}, G_{P13}^2$ – модули сдвигов среднего и крайних слоев;

$\Phi_1 = \Phi_1(\alpha,\beta), \Phi_2 = \Phi_2(\alpha,\beta)$ – искомые функции сдвига координат α, β;

$\tau_1 = \tau_1(\alpha,\beta), \tau_3 = (\alpha,\beta)$ – искомые касательные напряжения;

В работе излагаются результаты исследования прочности двухслойных пластин и оболочек. Учтены межслоевые сдвиги и податливости клеевого шва и другие механические характеристики, что позволяет оценить прочность и деформативность с достаточно высокой точностью для инженерных задач. При решение задачи прочности двухслойных комбинирован пластин оболочек за основу принимаются гипотезы, сформулированные С.А. Амбарцумяном как гипотезы уточненной теории. В качестве примера рассматривается комбинированные пластины и оболочки, состоящие из двух слоев, связанных между собой податливыми тонкими клеевыми швами, находящихся под действием внешних статических нагрузок.

Работа носит характер подробного исследования, доведенного до числовых примеров. В результате расчета получены зависимости, позволяющие оценить влияние межслоевого сдвига и механические характеристики оболочек.

В качестве примера рассмотрен расчёт двухслойных цилиндрических оболочек при следующих параметрах: внутренний диаметр d=32см, толщина металлического слоя h=1,5см, толщина стеклопластиковых слоев $\delta_1 = 0{,}2$ см , $\delta_2 = 0{,}25$ см. Результаты расчета показали, что увеличение $G_{шik}$ от 5,0 МПа до 50,0 МПа приводит к уменьшению напряжений $\sigma^{(1)}$ в стеклопластиковом слое на 4,1 %, при этом напряжение в металлическом слое увеличиваются на 7,6%.

Изменение тольщины склеивающего слоя комбинированной пластины в два раза (с $h_ш = 10^{-2}$ см до $0{,}5*10^{-2}$ см) изменяет максимальные напряжения в стеклопластике 6,5 %.Анализ показал, что увелечение толщины склеивающего шва с учетом усадки неметаллического слоя, выполненного из эпоксидного клея ($G_{шik}$ = 5 МПа), в 10 раз (с 10^{-4} до 10^{-3}м) увеличивает прогибы оболочки на 17%. При большом значении$G_{шik}$ (порядка $5*10^5$ МПа) толщина шва на прогибы сказывается

незначительно (меньше 2,5%). Установлена закономерность, чем больше толщина несущего металлического слоя, тем меньше влияние модуля сдвига шва на напряжения и деформированность двухслойных комбинированных оболочек.

Результаты расчета показали, что увеличение модуля сдвига шва $G_{ш}$ от 50 Мпа до 500 МПа проводит к уменьшению напряжений в стеклопластиковом слоях 5 – 6,6%, при этом напряжение в металлическом слое увиливаются на 7,2 – 8%.

В работе показано, что учет межслоевых сдвигов слоев и податливости клеевого шва существенно влияет на напряженно-деформировонное состояние комбинировонных двухслойных пластин при меньших сдвиговых жесткостей.

На основании приведенных расчетов можно сделать вывод, что возможно увелечение прочности двухслойных цилиндрических оболочек с учетом сдвигов неметаллического слоя на 13-17% по сравнению с однослойными металлическими оболочками.

Список литературы

1. Амбарцумян С.А.Общая теория анизотропных оболочек.изд.”Наука”гл. ред. ф.м.л. м,1974.с446.
2. Эльсгольц Л.Э.Дифференциалные уравнения и вариационные исчисление,м,”Наука”гл. ред. ф.м.л. м,1965.с424 (312-320)
3. Дусматов А.Д.,Каримов Е.Х.,Ходиматов О.Х.Об одной задаче устойчивости цилиндрических оболочек с композиционнымы армирующими слоями.Материалы Двадцат восьмой международной конференции ”Композиционные материалы в промышленности”26-30 мая 2008 г.,г.Ялта,Крым(стр.498-499)
4. Дусматов А.Д., Хамзаев И.Х. Исследование НДС трехслойных ортотропных комбинированных пластин с учетом деформации поперечного сдвига и податливости клеевого шва. ФарПИ Н.Т.Ж. Техника №4,стр 34-36.2011.

УДК 621.643

АНАЛИЗ РАБОТЫ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БИЛ МЕЛЬНИЦЫ РВМ-3000-01

Духанин С.А.[1], Романович А.А.[1]

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В настоящее время на процессы измельчения материалов затрачивается около 10% всей, производимой электроэнергии в мире. Поэтому вопросами совершенствования существующего и разработкой нового оборудования занимаются многие ученые. Также это связано с

появлением новых требований к конструкционным материалам, к дисперсности и форме частиц.

Ключевые слова: производство тонкодисперсных порошков, способы измельчения, раскалывающее и размалывающее действие, ударное действие, ударно-истирающее действие, роторно-вихревая мельница, механоактивация, била мельницы, футеровка мельницы.

ANALYSIS OF WORK AND WAYS TO INCREASE DURABILITY OF BILLS OF THE RVM-3000-01 MILL

Dukhanin S.A.[1], Romanovich A.A.[1]

1. Belgorod State Technological University named after V.G.Shukhov, Belgorod

Currently, about 10% of all electricity produced in the world is spent on the processes of grinding materials. Therefore, many scientists, both in our country and abroad, are involved in improving existing and developing new equipment. It is also associated with the emergence of new requirements for structural materials, particle size and particle shape...

Key words: production of fine powders, grinding methods, splitting and grinding action, impact action, impact-abrasion action, rotor-vortex mill, mechanical activation, mill grinding, mill lining.

Тонкодисперсные порошки являются основой для производства многих строительных материалов. С увеличением дисперсности материала возрастает межфазная поверхность и изменяются её параметры и характеристики, которые напрямую зависят от способа измельчения [1].

В настоящее время на процессы измельчения материалов затрачивается около 10% всей, производимой электроэнергии в мире. Поэтому вопросами совершенствования существующего и разработкой нового оборудования занимаются многие ученые, как у нас в стране, так и за рубежом. Также это связано с появлением новых требований к конструкционным материалам, к дисперсности и форме частиц.

Используемые в промышленности машины и агрегаты реализуют следующие способы измельчения:

– раскалывающее и размалывающее действие;
– раздавливающее действие;
– истирающе-раздавливающее действие;
– ударное действие;
– ударно-истирающее действие.

В настоящее время внимание многих исследователей акцентируется на агрегатах ударно-истирающего действия, например мельницах ударно-вихревого типа.

С помощью ударно-вихревых мельниц можно получать материалы с высокой удельной поверхностью и активностью, за счет механоактивации частиц.

Одной из наиболее распространенной конструкцией является роторно-вихревая мельница РВМ-3000-01, которая предназначена для тонкого и сверхтонкого измельчения, смешивания и механохимической активации твёрдых материалов [2].

Данная мельница позволяет измельчать такие материалы как камень-известняк, шлак, кварцитопесчаник, редкоземельные материалы и другие.

Общий вид ударно-вихревой мельницы РВМ-3000-01 представлен на рисунке 1.

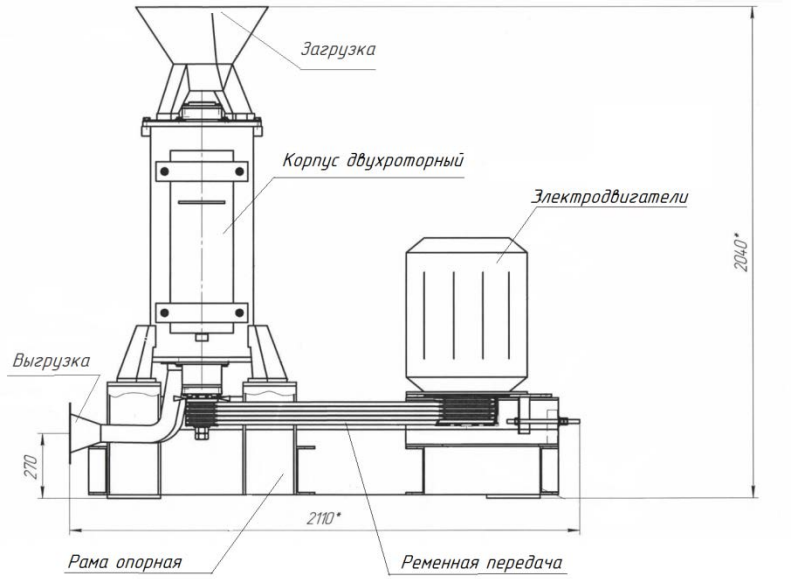


Рис. 1. Ударно-вихревая мельница РВМ-3000-01

Конструктивно мельница состоит из двух вертикальных роторов расположенных в общем корпусе и вращающихся со скоростью 6000 об/мин. При вращении роторы создают встречные многополевые вихревые потоки, в которых с большими угловыми (6000 об/мин) и линейными скоростями (суммарная встречная линейная скорость при-

близительно 240 м/сек) происходит соударение и измельчение материала.

При ударах в кристаллической решетке измельчаемых веществ появляются дефекты, которые способствуют значительному ускорению диффузии веществ при различных химических и физических процессах. Вследствие этого температура, при которой такие процессы протекают, кардинально понижается.

Полученный тонкомолотый материал может использоваться в различных областях производства:

- строительная индустрия (производство строительных материалов);
- химическая и лакокрасочная промышленность.

Ударно-вихревая мельница РВМ-3000-01 обладает следующими техническими характеристиками: производительность в зависимости от перерабатываемого материала до 3 тонн за час, размер частиц исходного материала составляет до 5 мм, при этом размер зерна готового продукта до 100 мкм, мощность двух двигателей со скоростью 3000 об/мин составляет 90 кВт.

Отличительной способностью мельницы является возможность демонтажа быстроизнашивающихся частей рабочих органов (бил) для их анализа на износ, восстановление и замена без разборки всего изделия, при этом замена бил осуществляется по мере их износа (более 50% от первоначального диаметра). Била заменяются не единично, а горизонтальными рядами по 6 штук.

Двухроторный корпус мельницы смонтирован на опорной раме. Вращение роторов осуществляется от двух электродвигателей через ременную передачу. Загрузка материала осуществляется через загрузочную горловину. Готовый продукт удаляется из мельницы через выгрузочную горловину по пневмопроводу, циклоны и бункер готовой продукции.

Исходный материал дозировано подается во входной бункер шнековым питателем. Регулировка подачи осуществляется при помощи частотных преобразователей.

В состав мельницы входят следующие основные узлы: корпус двухроторный, рама опорная, два электродвигателя, ремни и комплект бил.

К недостатку мельницы РВМ-3000-01 можно отнести следующее: быстрый износ бил и внутренней футеровки мельницы, срок службы которых при работе на высокообразивных материалах (шлак, кварцитопесчаник и другие) составляет 8-10 часов, что сильно снижает коэф-

фициент её использования и повышает материальные затраты на эксплуатацию.

Проведенный патентный поиск показывает, что на сегодняшний день большое количество исследований проводятся по модернизации бил с целью повышения их долговечности. Однако большинство разработок связано с повышением твердости и износостойкости бил, что позволяет несколько повысить их долговечность. Но, по прежнему, измельчаемый материал контактирует с поверхностью бил, что не позволяет существенно повысить их долговечность [3]. На наш взгляд необходимо разрабатывать конструкции бил, позволяющие уменьшить или исключить контакт измельчаемого материала с рабочей поверхностью бил, за счет их футеровки измельчаемым материалом, что позволит значительно повысить их надежность и увеличит долговечность [4].

Сопоставительный анализ, проведенный на основе имеющихся источников, позволяет сделать вывод, что использование ударно-вихревых мельниц с увеличенным сроком службы бил позволит повысить коэффициент её использования и упростить некоторые технологические процессы, связанные с производством различных материалов.

Список литературы

1. Прокопенко В.С. Оптимизация работы оборудования для получения тонкодисперсных порошков / В.С Прокопенко, Ринат Р. Шарапов, А.М. Агарков, Р.Р. Шарапов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 1. – С. 80-83.

2. Орехова Т.Н. Изучение роторно-вихревых мельниц для производства минеральных порошков / Т.Н. Орехова, А.А. Романович // Механизация строительства. Том 77. № 8. 2016. – С.44-46.

3. Романович А.А. Энергосберегающая технология и оборудование для измельчения материалов / А.А. Романович // Механизация строительства. Том 77. № 8. 2016. – С.60-64.

4. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей / А.А. Романович // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2015. – № 4. – С. 83-87.

МЕТОДЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ОПЕРАЦИЙ ОБВЯЗКИ АРМИРУЮЩИХ КАРКАСОВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРКЦИЙ

Дурнев И.С.[1], Любимый Н.С.[1], Мартынов В.С.[1], Першин А.С.[1]

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, г. Белгород

В этой статье будут рассмотрены вопросы для повышения работоспособности при производстве железобетонных конструкций с помощью автоматизированного оборудования. Так же будут приведены примеры обвязочных пистолетов и их модернизация.

Ключевые слова: автоматизация, модернизация, обвязочный пистолет, роботизация, железобетонные конструкции, ручная обвязка, антропоморфный робот KUKA.

METHODS FOR AUTOMATION OF REINFORCEMENT STRUCTURING OPERATIONS IN THE PRODUCTION OF REINFORCED CONCRETE STRUCTURES

Durnev I.S. [1]***, Lyubimyi N.S.*** [1]***, Martynov V.S.*** [1]***, Pershin A.S.*** [1]

1. Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov, Belgorod

This article will address issues to improve performance in the production of reinforced concrete structures using automated equipment. Examples of strapping guns and their modernization will also be given.

Keywords: automation, modernization, strapping gun, robotization, reinforced concrete structures, manual strapping, anthropomorphic robot KUKA.

На сегодняшний день нельзя представить строительство дорожной инфраструктуры без использования стандартизированных сборочных железобетонных конструкций. Такие изделия представляют собой: панели, балки, плиты перекрытия, фундаменты, сваи, фермы, ригели, стойки и колонны. Их изготовления производится на предприятиях изготовления железобетонных конструкций таких как: Тверской завод ЖБИ (ТЖБИ-4), Владимирский завод ЖБИ (ВЗЖБИ), Смоленский завод ЖБИ-2 (СЗЖБИ-2) и в частности в Белгородской области ООО «УК ЖБК-1». В арсенале этих предприятий для производства железобетонных изделий существуют следующие оборудования (станки для правки и резки арматурной стали, станки для гибки стержней и сеток, машины для стыковой сварки, одноточечные контактные машины для сварки каркасов и сеток, многоточечные контактно-сварочные машины) [1, 2, 3].

Армирования железобетонных изделий является одной из наиболее ответственных и трудоемких операций. И одной из главной процедурой армирования является обвязка. Однако операция обвязки на сегодняшний день очень слабо механизировано и вносит в себя значительную часть ручного труда. Около 65% рабочих-арматурщиков заняты на ручных работах по сборке и монтажу арматуры непосредственно

на стройплощадках и только 35%—на механизированных работах в заводских условиях, при этом используются ручной вязальный пистолет «ИНТЕРСКОЛ МВ-40/14,4». Основные характеристики которые представлены в таблице № 1 [5, 7].

Таблица 1

Характеристики вязального пистолета ИНТЕРСКОЛ МВ-40/14,4

Вес	Емкость батареи	Скорость	Длина проволоки
2,25кг	3 А/Ч	0,8 узлов/секунду	100м

Общий вид представлен пистолета представлен на рисунке №1



Рис. 2. МВ-40/14,4

Значительные шаги в области проектирования и модернизации для осуществления обвязки арматуры, сделали отечественные предприятия «Интерскол». Но зарубежным аналог сделала компания MAKSKO.,LTD.(JP), так например авторы: NAKAGAVA,Jasusi,, KATOU Koudzi, KOBAJaSI,Tsujosi, JaMAMOTO,Ju, предложили свой пистолет JP-A2005-1914847 для обвязки арматуры. Данный пистолет изображен на рисунке 2.

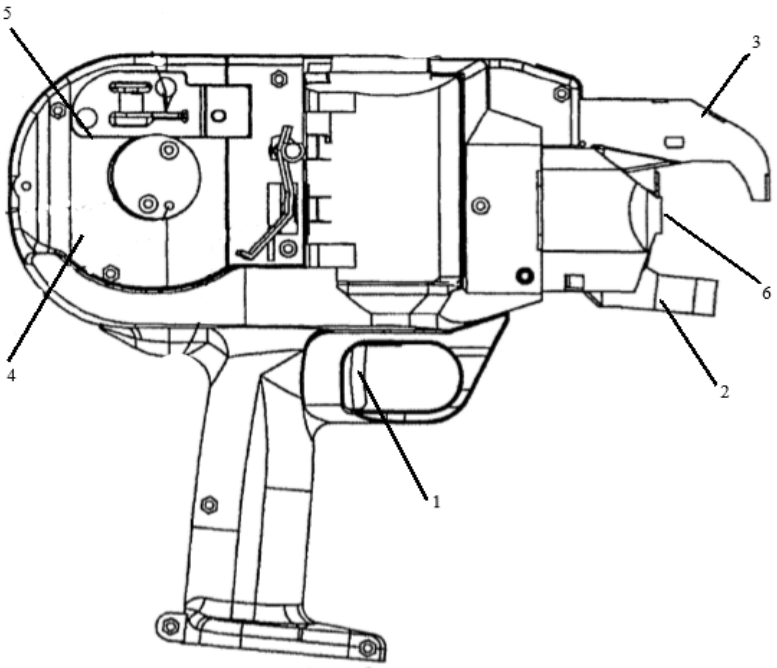


Рис. 3. Обвязочный пистолет JP-A2005-1914847: 1-спусковой курок, 2 -нижний захват, 3-вверхний захват, 4-корпус, 5-внутрений механизм.

Принцип работы этого пистолета заключается в том, что он обматывает проволоку вокруг арматурных стержней в форме петли, а затем связывает и скручивает проволоку. Основными плюсами этого пистолета является увеличение производительности, увеличение площади вязки одним рабочим, сокращения числа рабочих. Но все-таки есть один главный недостаток при изготовление железобетонных конструкция в массовое производство, все еще требует использования ручного труда [8, 9].

С целью исключения ручного труда, авторы предлагают использовать роботизированные технологические решения. Для этого необходимо адаптировать использующие ручные средства механизма под систему управления антропоморфного робота.

Разрабатываемое устройство должно иметь возможность устанавливаться на специальные места робота. Таким оборудованием будет являться фланец, который будет установлен на антропоморфный робот KUKA KR 10 R1420 уставленный в лаборатории БГТУ им Шухова. На

рисунке номер 3 показаны присоединительные размеры фланца робота на который будет устанавливаться обвязочный пистолет [1].

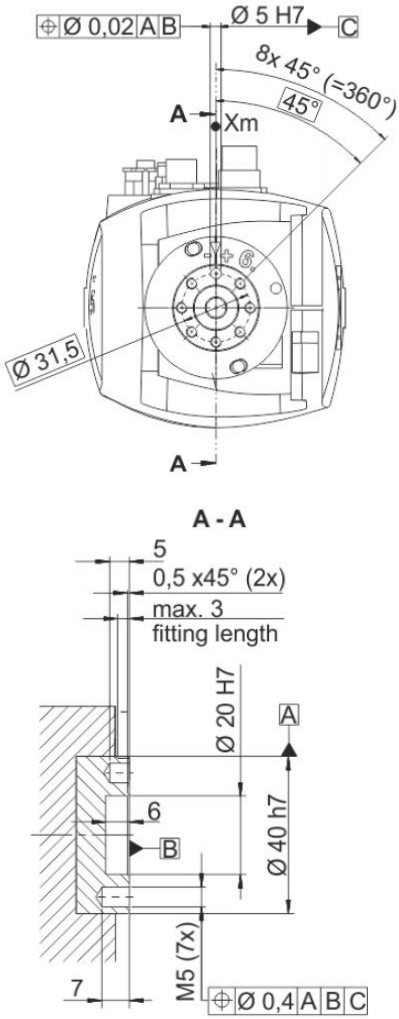


Рис. 4. Фланец робота

При работе с роботом KUKA KR 10 R1420, можно будет столкнутся с проблемой зоной покрытия территории показанных на рисунке номер 4 и 5. Так как большое количество железобетонных изделий

будут выходить из этой области. И эти условия могут создать определенные проблемы при производстве, для решения этой проблемы надо будет расширить зону действия робота или оборудования для транспортировки к зоне действия робота. Решение этой проблемы будут представлены в таблице 2 [1, 10].

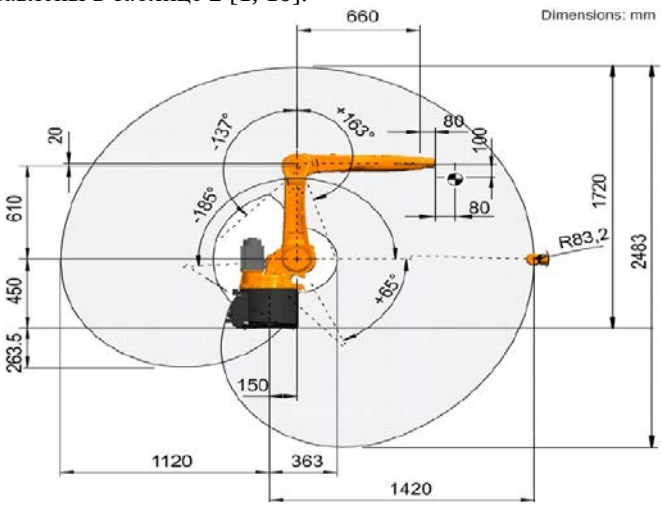


Рис. 5. Рабочая зона робота, вид сбоку

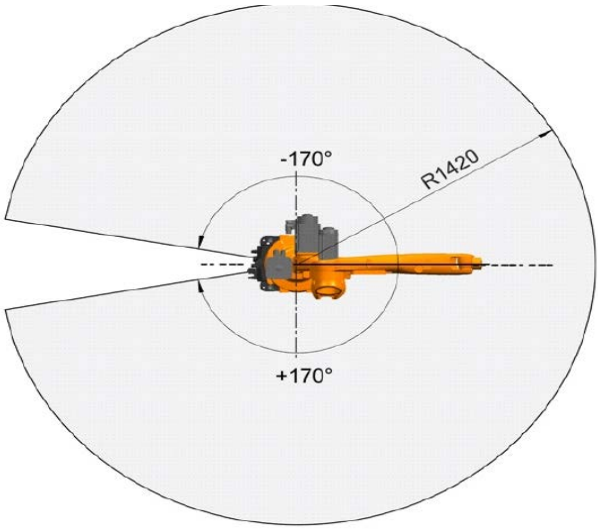


Рис. 6. Рабочая зона робота, вид сверху

Таблица 2

Решения проблемы
Установка робота на рельсы
Потолочная установка робота
Использование поворотного стола в коллаборация с роботом
Настенная установка робота
Использования конвейерно-ленточное оборудования вмести с роботом

Для автоматического управления работы устройства обвязки необходимо произвести сопряжения систем управления устройства и робота. Система должна обеспечивать двустороннюю обратную связь, что должно будет обеспечить безопасность работы и точность выполнения операций, так как не точность в работе может привести к порче дорогостоящего оборудования. [10].

В статье проведен обзор современного способов механизации обвязки на предприятиях производства железобетонных изделий. Проанализированы их недостатки и приведены пути модернизации и улучшения с целью их устранения. Предполагаемым методом решения этой проблемы является использования антропоморфного робота, что позволить исключить их технического производства ручной труд.

Список литературы

1. Любимый Н.С., Четвериков Б.С., Чепчуров М.С., Одобеско И.А. Методика определения средней плоскости заготовок отводов триангуляционном методом с применением антропоморфного робота // научный рецензируемый журнал "Вестник СибАДИ". 2019 №2: 96-109.
2. Чепчуров М.С., Четвериков Б.С.. Позиционирование изделия в процессе автоматизированного бесконтактного контроля форм его поверхности качения // вестник БГТУ им. В. Г. Шухова 2016 № 2: 99-103.
3. Чепчуров Н.С., Табекин Н.А., Вороненко В.П., Контроль геометрических параметров в технологической системе на базе автоматов продольного точения // вестник БГТУ им В.Г. Шухова 2016 №4: 89-95.
4. Вороненко В.П., Луцюк С.В.. Организация системы инструментообеспечения автоматизированных производств // вестник МГТУ «Станкин» 2016 №3(7): 23-25.
5. Коваленко А.А., Дроздов А.Н.. Повышение эффективности выполнения арматурных работ с использованием средств малой механизации строительства// Сборник докладов XXIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых 2019: 324-328.

6. Кутин А.А., Вороненко В.П.. Технологическое управление качеством и производительностью механосборочного производства // Вестник МГТУ «Станкин» №1 (9), 2010: 15-23.
7. Титов Е.А. Аккумуляторный вязальный пистолет: вопросы внедрения и эффективности// Международный центр по развитию и внедрению механизмов саморегулирования №4, 2015: 12-13.
8. Cheng Qun Li, Chao Sun. Study on Lock Mechanism of Coil Strapping Machine // Advanced Materials Research 2012: 476-478
9. Накагава Я., Катоу. Ю., Кобаяси. Ц., Ямамото. Ю.. Катушка для проволоки, машина для обвязки арматуры и способ определения информации // патент на изобретения 2016: 1-46.
10. Авдонин К.А, Захаров О.В. Оптимизация перемещения робота-манипулятора // Юго-Западный государственный университет 2019; 14-19.

УДК 622.233.622.

ОБЗОР УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ БУРОВЫХ ШНЕКОВ ОТ НАЛИПАЮЩЕГО ГРУНТА

Егоров Д.С.[1], Митрофанова Д.А.[1], Гнездилов С.Г.[1]
1. Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва

Представлены общие сведения о проблеме налипания грунта на шнеки буровых установок. Рассмотрено несколько различных решений устройств очистки буровых шнеков, представленных как в виде интегрированных в буровую установку решений, так и в виде независимых устройств.

Ключевые слова: буровые работы, шнеки, мобильные буровые установки, шнековое бурение, налипание грунта на шнек, очистка буровых шнеков, механизация.

SURVEY OF THE DRILL AUGERS CLEANING EQUIPMENT CLEANING FROM THE STICKED SOIL

Egorov D. S.[1], Gnezdilov S.G.[1], Mitrofanova D.A.[1]
1. FSBEF HE Bauman Moscow State Technical University, Moscow

General information about the problem of soils sticked to the drilling augers is offered. Some different kinds of the cleaning equipment for drilling augers, both solutions integrated to the drilling rig and autonomous equipment, are considered.

Keywords: drilling work, mobile drilling rigs, auger drilling, soils sticked to the auger, cleaning of the drilling augers, mechanization

Шнековое бурение — один наиболее распространенных видов вращательного бурения, применяемый в самых разных сферах, таких как: бурение скважин для питьевой воды, инженерно-геологические изыскания, гидрогеология, сейсморазведка, строительство и т.д. Массовость применения шнекового бурения обусловлена его относительно низкой стоимостью, технологической простотой, универсальностью применяемого оборудования, а также скоростью выполнения буровых работ [3]. Процесс шнекового бурения представляет собой резание и разрыхление грунта буровым шнеком, а также транспортирование отработанного грунта на поверхность по винтовой спиралевидной реборде шнека. В процессе доставки породы из недр на поверхность буровой шнек вместе с остальным буровым оборудованием фактически выполняет функцию вертикального шнекового транспортера. [1,2]

Высокая эффективность шнекового бурения достигается при работе с рыхлыми и сыпучими грунтами (такими свойствами обладают грунты I и II категории) [3], поскольку они не обладают свойствами липкости и вязкости, а потому не происходит их налипания на элементы шнека и, как следствие, заполнения ими межребордного пространства. При выполнении буровых работ шнеком в грунтах III и IV категории, в состав которых входят: легкая глина, глина, суглинок, плотный суглинок и др. налипание грунта на шнек, как правило, неизбежно. При этом простой бросок шнека на поверхность земли не способен удовлетворительным образом удалить породу со шнека. Налипание породы на буровой шнек (рис. 1) влечет за собой две серьезных проблемы, которые снижают эффективность применения такого способа бурения, затрудняют проведение буровых работ с использованием таких шнеков.

Во-первых, в результате налипания грунта на шнек ухудшаются условия транспортирования отработанного грунта на поверхность по винтовой спиралевидной реборде бурового шнека, что, в свою очередь, увеличивает время выполнения буровых работ и энергозатраты буровой установки. Во-вторых, перед использованием буровых шнеков с налипшим на них грунтом в составе буровой колонны необходимо произвести удаление налипшего грунта.

Проблема удаления налипшего грунта тем более актуальна тогда, когда буровые работы выполняются несколькими установками, ставится задача получения большого числа скважин за относительно короткое время. Наиболее распространенный способ очистки буровых шнеков – очистка ручным трудом с использованием подручных инструментов, как правило, лопаты. Эффективность бурения снижается из-за простоя буровой установки, вызванного необходимостью завер-

шения очистки буровых шнеков. При этом повышается нагрузка на рабочий персонал бригады буровой установки, которая помимо прочего должна также заниматься ручной очисткой шнеков.



Рис. 1. Налипание грунта на буровой шнек Источник: Твиттер: @ampservicesllc1

Эффективной альтернативой ручной очистке шнеков является механизированный способ очистки, предполагающий применение специальных устройств. Эти устройства можно условно разделить на две группы: автономные очистительные установки, используемые для очистки после полного извлечения бурового шнека из скважины, и оборудование для очистки шнеков, интегрированное в буровую установку. Во втором случае очистительные работы производятся непосредственно на буровой колонне в процессе проведения буровых работ. Принцип работы таких устройств схож: скребок (либо система скребков) помещается в межребордное пространство бурового шнека, при вращении которого со шнека удаляется налипший грунт.

Очистка шнека сопровождается его вращением. При этом скребок совершает сложное движение по спирали. Процесс их относительного движения можно сравнить с парой «винт-гайка», где роль гайки выполняет скребковый узел, винта — буровой шнек. Автономная уста-

новка может быть закреплена на транспортном средстве или тележке, а может быть установлена на собственную раму.

Оба типа установок могут являться универсальными к типоразмерам шнеков, с которыми происходит работа, за счет сменных накладок в скребковом узле.

Автономное решение очистительной установки компании Max's Enterprises [4, 5] имеет независимое от буровой установки исполнение: допускается одновременная работа буровой и очистительной установок. Другая подобная система этой компании оснащена лебедкой и гидравлическим вращателем. В такой установке в качестве привода используется гидропривод. Движение скребкового узла вдоль вращающегося шнека производится вдоль направляющей параллельно оси бурового шнека.



Рис. 2. Автономная очистительная установка
Источник: Max's Enterprises

Интегрированные в буровую установку очистительный устройства можно разделить на устройства, которые обслуживают вращающиеся (в направлении бурения) и не вращающиеся шнеки. В первом случае, извлечение буровой колонны из скважины сопровождается ее вращением. При этом располагающийся на шнеке грунт сбрасывается с него при взаимодействии со шнекоочистителем. Такое решение предлагает компания УЗСО «Копровик» (рис. 3) [6].

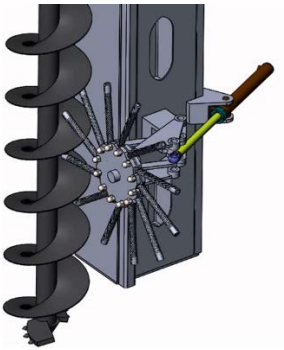


Рис. 3. Автономная очистительная установка
Источник: YouTube

Интегрированные в буровую установку очистительные устройства, обслуживающие не вращающиеся шнеки, содержат элементы, которые совершают вращение вокруг шнековой трубы, все время оставаясь при этом в одной плоскости (с небольшими отклонениями). В качестве примера могут служить шнеки компаний Enteco S.R.L. [7] и Soilmec S.p.A. [8].

В заключение отметим, что такие относительно несложные с технической точки зрения устройства могут существенно повысить эффективность шнекового бурения при работе с грунтами, обладающими свойствами липкости и вязкости, что, несомненно, подчеркивает их актуальность.

Список литературы

1. Шнековое бурение скважин // Совет инженера URL: https://sovet-ingenera.com/vodosnab/kolod-skvazh/shnekovoe-burenie-skvazhin.html (дата обращения: 21.09.2019).
2. Технология шнекового бурения скважин // Моя скважины URL: https://moyaskvazhina.ru/instrumenty/shnekovoe-burenie-texnologiya.html (дата обращения: 21.09.2019).
3. Технология бурения скважин шнековым методом // Промышленный портал promzn.ru URL: https://promzn.ru/burenie-skvazhin/shnekovoe.html (дата обращения: 21.09.2019).
4. Flute-wiping auger cleaner // Патент США № 7614463, 10.11.2009.
5. Max's patented auger cleaner // Max's Enterprises URL: https://maxsenterprises.com/videos (дата обращения: 21.09.2019).
6. Шнекоочистители // ООО Уральский Завод Сваебойного Оборудования "Копровик" URL: https://koprovik.ru/products/burovoe-oborudovanie/shnekoochistiteli/ (дата обращения: 21.09.2019).

7. Enteco Auger Cleaner // YouTube URL: https://www.youtube.com/watch?v=sORvcmsXWR8 (дата обращения: 21.09.2019).
8. The new Soilmec auger cleaner, a revolution in CFA field // Soilmec S.p.A. URL: https://www.soilmec.com/en/news/the_new_soilmec_auger_cleaner_a_revolution_in_cfa_field (дата обращения: 21.09.2019).

УДК 621.879.3

ПРИМЕНЕНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ ПРОТИВОНАЛИПАЮЩИХ ЛИСТОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСКАВАТОРОВ

***Зеньков С.А.*[1]**

1. ФГБОУ ВО Братский государственный университет, г. Братск

В статье выполнен анализ применения полимерных противоналипающих листов в качестве средства для снижения адгезии влажного связного грунта к рабочим органам одноковшовых экскаваторов при работе в условиях отрицательных температур. Проведен эксперимент с использованием полимерных покрытий ППЛ-ЭИ и ППЛ-УИ. На основе математической обработки результатов экспериментальных данных были получены уравнения регрессии, анализ которых использован в техническом решении ковша экскаватора, реализованном при эксплуатации одноковшового экскаватора.

Ключевые слова: противоналипающие листы, адгезия, грунт, математическая модель, профилактическое воздействие.

APPLICATION OF POLYMER ANTI-STICKING SHEETS TO INCREASE THE EFFICIENCY OF EXCAVATORS

***Zenkov S.A.*[1]**

1. Bratsk State University, Bratsk

The article analyzes the use of polymer anti-stick sheets as a means to reduce the adhesion of moist cohesive soil to the working bodies of single-bucket excavators when operating at low temperatures. An experiment was carried out using polymer coatings PPL-EI and PPL-UI. Based on the mathematical processing of the experimental data, regression equations were obtained, the analysis of which was used in the technical solution of the excavator bucket, implemented during the operation of a single-bucket excavator.

Keywords: anti-stick sheets, adhesion, soil, mathematical model, preventive effect.

Введение. При разработке влажных связных грунтов происходит

интенсивное налипание грунта к поверхностям рабочих органов землеройных машин [1-19]. Применяемые на практике методы борьбы с налипанием и намерзанием (адгезией) трудоёмки и малоэффективны, отрицательно сказываются на работоспособности рабочего оборудования землеройных машин [3-19]. Одним из методов борьбы с адгезией является создание промежуточного слоя на границе контакта грунта и рабочего органа (профилактическое воздействие) [9,11] с использованием футеровочных покрытий из полимерных материалов.

Футеровочные покрытия изготавливаются на основе сверхвысокомолекулярных полимеров. Опыт эксплуатации различного технологического оборудования в отраслях промышленности, занятых добычей и переработкой полезных ископаемых, доказывает, что наиболее эффективным средством борьбы с налипанием и намерзанием влажных горных масс, минерального сырья на контактирующие с ними узлы рабочего оборудования, является их защита (футеровка) полимерными покрытиями, обладающими гидрофобными, антиадгезионными свойствами [11]. Это полимерные противоналипающие футеровочные пластины (ППФП) ООО «Ас-Тик КП» и полимерные противоналипающие листы (ППЛ), рекомендуемые группой компаний «Технотекс».

Разработанный НИИОГРом полимерный материал графитопласт успешно внедряется на предприятиях Минэнерго РФ в качестве профилактического средства, однако внедрение этого материала ограничено из-за недостаточной стойкости к ударным нагрузкам и отсутствием профилактического эффекта при отрицательных температурах. В результате проведенных исследований установлено, что наиболее полно техническим требованиям отвечают модифицированный полиуретан, фторопласт марки Ф-3М [11].

В зависимости от режима работы, наиболее эффективными полимерными антиадгезионными листами являются футеровочные листы ППЛ различных видов. Марки полимерных противоналипающих листов (ППЛ): ППЛ-ЭИ: износостойкость - 400 ед.; ударопрочность - 9 ед.; эксплуатационный интервал температур -45+90°С; применение: для контакта с сырьем с коэффициентом f до 5 ед. [11]; ППЛ-УИ (ВМ): износостойкость - 200 ед.; ударопрочность - 25 ед.; эксплуатационный интервал температур -80+100°С; применение: для контакта с сырьем с коэффициентом f до 8 ед. Эффективность от использования сверхвысокомолекулярных полимеров достигается за счет следующих свойств: низкий износ, хорошие свойства скольжения, высокая ударная вязкость, химическая стойкость к кислотам, щелочам, солям и другим агрессивным средам, большой эксплуатационный интервал темпе-

ратур от -50°С до +90°С, высокая прочность при указанных температурах, шумопоглащение, трещиностойкость, водоотталкивающие свойства (гидрофобность), не позволяющие влагосодержащим материалам налипать или намерзать на поверхности полимерного покрытия.

Методы исследования. С целью проверки достоверности приведенных данных был проведен эксперимент на специальном стенде сдвигового типа [14].

Для поставленных задач экспериментальных исследований были использованы методы многофакторного планирования, что позволяет получить максимально полезную информацию об исследуемых процессах при минимальном количестве опытов. Эффект оценивался по величине отношения условно-мгновенного удельного коэффициента смерзания (УМУКС), за который принимают напряжение сдвига, соответствующее началу перемещения образца грунта относительно рабочей поверхности, определяемое по формуле:

$$\tau = \frac{P_c}{S},$$

где Рс - нагрузка, необходимая для сдвига различных поверхностей относительно образца грунта, Н; S - площадь рабочей части промороженного образца грунта, $м^2$.

Для проведения активного эксперимента с целью получения математической модели, в соответствии с рекомендациями [19] и особенностями данных экспериментальных исследований выбираем ротатабельный центральный композиционный план (РЦКП).

Для определения необходимого числа повторных опытов в проводимом исследовании была специально поставлена серия пробных экспериментов, в которую были включены эксперименты по сдвигу всех применяемых в экспериментальном исследовании типов грунтов. Эксперименты проводились с профилактическим воздействием и без воздействия при температуре внешней среды Т = -15 °С, продолжительности контакта грунта с поверхностью tк = 20,5 мин., весовой влажности грунта W = 17,5 %, нормальном давлении на грунт Р = 20 кПа.

Эксперименты проводились на сдвиговом стенде (рис.1), используя два полимерных противоналипающих листа с различными характеристиками. Полимерные противоналипающие листы (ППЛ) зажимаются струбцинами, что делает их неподвижными относительно каретки. Использовались два вида ППЛ наиболее рациональные по параметрам, рекомендуемые группой компаний «Технотекс»: ППЛ-УИ (10мм) и ППЛ-ЭИ (6мм).

В результате обработки экспериментальных данных получены следующие уравнения регрессии, определяющие количественный и

качественный характер изменения функции отклика от исследуемых факторов при реализации матрицы эксперимента.

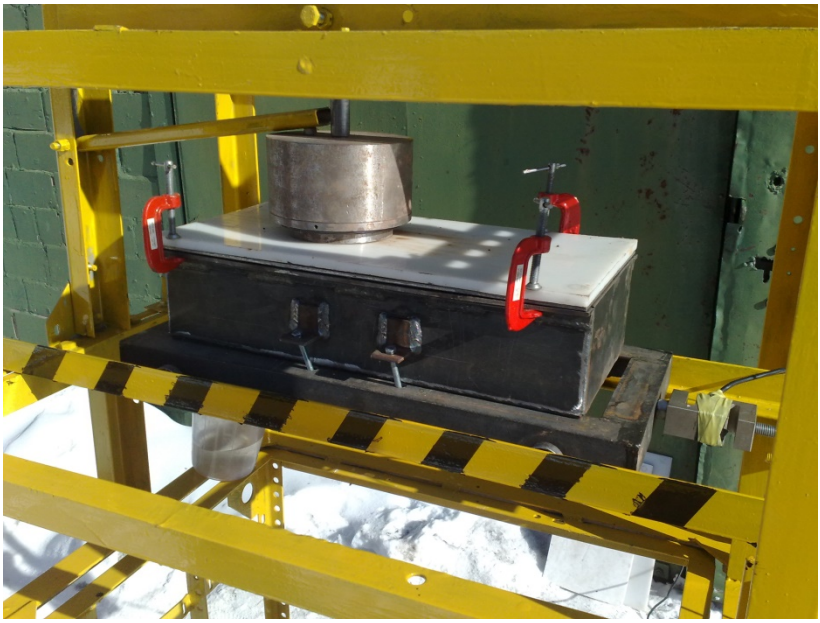


Рис. 1. Сдвиговой стенд

Напряжение сдвига грунта без применения противоналипающих листов:

$$R_{б.в.} = 20.28 + 0.74x_1 + 1.69x_2 - 1.91x_3 - 1.24x_4 - 1.01x_5 - 0.88x_1^2 - 1.49x_2^2 - 0.31x_3^2 - 0.163x_4^2 - 0.51x_5^2 + 1.42x_1x_2 - 0.283x_1x_3 - 0.046x_1x_4 - 1.058x_1x_5 - 0.092x_2x_3 + 1.47x_2x_4 - 4.167x_2x_5 + 0.02x_3x_4 + 2.183x_3x_5 - 3.254x_4x_5$$

Напряжение сдвига грунта по ППЛ-ЭИ:

$$R_{ЭИ} = 2.596 + 0.06x_1 + 0.225x_2 - 0.627x_3 - 0.152x_4 + 0.007x_5 - 0.158x_1^2 + 0.203x_2^2 + 0.053x_3^2 - 0.171x_4^2 - 0.103x_5^2 + 0.025x_1x_2 - 0.679x_1x_3 + 0.058x_1x_4 - 0.225x_1x_5 - 0.236x_2x_3 - 0.09x_2x_4 - 0.333x_2x_5 - 0.679x_3x_4 + 0.08x_3x_5 - 0.225x_4x_5$$

Напряжение сдвига грунта по ППЛ-УИ:

$$R_{УИ} = 3.028 + 0.506x_1 + 0.127x_2 - 0.247x_3 - 0.522x_4 + 0.289x_5 -$$
$$0.103x_1^2 + 0.308x_2^2 + 0.058x_3^2 - 0.203x_4^2 - 0.241x_5^2 + 0.334x_1x_2 -$$
$$0.203x_1x_3 + 0.178x_1x_4 - 0.290x_1x_5 - 0.159x_2x_3 - 0.090x_2x_4 -$$
$$0.771x_2x_5 - 0.128x_3x_4 + 0.359x_3x_5 - 0.334x_4x_5$$

По данным уравнениям регрессии были построены квазиоднофакторные зависимости напряжения сдвига от внешних факторов, при фиксации остальных переменных факторов.

Результаты исследования и их обсуждение. Анализ полученных результатов показывает, что исследуемые поверхности имеют различные значения напряжений. Характер изменения напряжения сдвига по ППЛ-ЭИ и по стали 3 аналогичны друг другу, но отличающиеся усилием в среднем на 17 КПа и наибольшее напряжение возникает при 17.5% влажности.

Для всех покрытий с уменьшением температуры увеличивается напряжение сдвига. При понижении температуры на 10 градусов напряжение сдвига в среднем увеличивается на 1 КПа, для всех поверхностей. Разница в напряжении сдвига по полимерным покрытиям и по стали в среднем составляет 18 КПа. Различие между ППЛ - ЭИ и ППЛ - УИ незначительно, и составляет в среднем 0.5 КПа. Для поверхности ППЛ - ЭИ при температуре -25 градусов напряжение сдвига перестает увеличиваться и остается практически неизменным.

Зависимость напряжение сдвига от времени контакта для всех поверхностей различна. Для стали напряжение сдвига возрастает при увеличении времени контакта до 20.5 минут, а при дальнейшем увеличении времени практически неизменно. Для полимерных покрытий напряжение сдвига на протяжении всего интервала времени изменяется незначительно.

Выводы и заключение. Полимерные противоналипающие пластины различны по химическому составу, с различной структурой, эффективность каждого проверена экспериментально. Из двух полимерных покрытий наиболее подходящим для сдвига грунта по своим характеристикам является ППЛ-ЭИ. Анализ полученных результатов показывает, что разница в напряжении сдвига по полимерным противоналипающим пластинам и по стали очевидна, и составляет в среднем 17-18 КПа, что было доказано экспериментально.

В качестве практического применения результатов исследования, противоналипающие листы (ППЛ-ЭИ) были установлены на ковш экскаватора ЕК-18 на муниципальном предприятии «Дирекция городской

инфраструктуры» г. Братска (рис.2,3). Применение полимерных противоналипающих листов ППЛ-ЭИ к ковшу экскаватора ЕК-18 в течение двух лет эксплуатации позволило сократить время цикла при разработке влажных связных грунтов при отрицательных температурах за счет снижения налипания и намерзания грунта на рабочий орган экскаватора на 17%; снизить энергоемкость в процессе работы за счет лучшей очистки ковша от грунта.



Рис. 2. Ковш экскаватора ЕК-18 с ППЛ- ЭИ до эксплуатации



Рис. 3. Ковш экскаватора ЕК-18 с ППЛ- ЭИ после эксплуатации

Список литературы

1.Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Высшая школа, 1981. - 335 с.

2. Заднепровский Р.П. Теория трения скольжения. Волгоград: Офсет, 2005. 51с.
3. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Jour-nal of Terramechanics 1999, no. 36, pp. 39-49.
4. Wang X L., Ito N., Kito K. Study on reducing soil adhesion to machines by vibration. In: Proceedings of the 12th International Conference of ISTVS, 7-10 October, 1996 (Yu Q; Qiu L, eds), pp 539-545. China Machine Press, Beijing, China.
5. Azadegan B., Massah J. Effect of temperature on adgesion of clay soil to steel. // Cercetări Agronomice în Moldova Vol. XLV , No. 2 (150) / 2012. P. 21-27.
6. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Кутимский Г.М. Использование электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI веку. 2014. № 13. С. 156-160.
7. Chen B., Liu D., Ning S., Cong Q. Research on the reducing adhesion and scouring of soil of lugs by using unsmoothed surface electro-osmosis method. // Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, №11(3), 1995. P. 29-33.
8. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение производительности экскаваторов при снижении адгезии грунтов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2010. № 2 (17). С. 191-195.
9. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Влияние жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI веку. 2014. № 13. С. 152-156.
10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение параметров вибрационного оборудования к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2009. № 4-2(89). С. 90-94.
11. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Применение полимерных противоналипающих листов для снижения адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI веку. 2010. № 9. С.112-114.
12. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Определение рациональных параметров оборудования теплового действия к рабочим органам землеройных машин для разработки связных грунтов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. Т. 2. № 2 (71). С. 124-129.
13. Зеньков С.А., Батуро А.А., Булаев К.В. Теоретические предпосылки повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Механики XXI веку. 2006. № 5. С. 79-81.
14. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуро А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI веку. 2005. № 4. С. 44-49.
15. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Елохин А.В., Дэлэг Д. Перспективы применения гибких нагревательных ленточных элементов для снижения адгезии грунта к рабочим органам ковшового типа // Механики XXI веку. 2009. № 8. С. 164-167.

16. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С., Банщиков М.С. Исследование влияния теплового воздействия на адгезию грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI веку. 2013. № 12. С. 228-232.
17. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.
18. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С. Применение пьезокерамических трансдьюсеров для снижения адгезии при разработке связных грунтов // Вестник Таджикского технического университета. 2013. № 4 (24). С. 17-22.
19. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С. Планирование эксперимента по применению пьезокерамических излучателей для борьбы с адгезией грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI веку. 2012. № 11. С. 399-402.

УДК 621.8+06

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ И АГРЕГАТОВ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Зиновьев В.Е.[1], Харламов П.В.[1], Зиновьев Н.В.[1]
1. ФГБОУ ВО Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону

Существуют различные способы сборки и фиксации разъемных деталей. Не все из применяемых в настоящее время способов фиксации надежны, что приводит к отказам, повреждениям, трудовым и ресурсным потерям. Применение анаэробных полимерных материалов является наиболее простым, экономичным и надежным способом фиксации и уплотнения при сборке разъемных сопряжений.

Ключевые слова: технология, сборка, резьба, уплотнение, соединение, качество.

RESOURCE-SAVING TECHNOLOGY OF ASSEMBLY OF CONNECTIVE CONNECTIONS OF PARTS AND UNITS OF ROAD CONSTRUCTION MACHINES

Zinovjev V.E.[1], Kharlamov P.V.[1], Zinovjev N.V.[1]
1. Rostov State Transport University (RSTU), Rostov-on-Don

There are various ways of assembling and fixing detachable parts. Not all of the fixing methods currently used are reliable, which leads to failures, damage, labor and resource losses. The use of anaerobic polymeric materials is the most simple, economical and reliable way to fix and seal when assembling detachable mates.

Key words: technology, assembly, thread, seal, connection, quality.

На сегодняшний день резьбовые соединения получили широкое применение в технике для крепления деталей и сборочных единиц дорожной и строительной техники. В каждом виде машин свыше 60 % деталей имеют резьбу, а трудоемкость их сборки составляет 25…35 % всей трудоемкости ремонтно-сборочных работ.

Большинство резьбовых соединений собирается с предварительной затяжкой, которая обеспечивает требуемую плотность соединяемых деталей и является одним из основных факторов надежной их работы как после изготовления, так и после ремонта машин. При ослаблении затяжки изменяется характер действия сил на резьбовое соединение. Его детали, рассчитанные для работы на растяжение, подвергаются действию изгибающих и срезающих нагрузок. В результате увеличиваются зазоры, соединение подвергается ударным нагрузкам, вибрациям, что вызывает шум, подтекание масла, шум, нередко и разрушение резьбовых соединений.

Не все из применяемых в настоящее время способов фиксации надежны, что вызывает необходимость периодической подтяжки резьбовых соединений в процессе эксплуатации и требует значительных трудовых затрат. В случае ослабления посадки, износа резьбы в отверстиях их чаще всего восстанавливают установкой в отверстиях корпусов деталей с ремонтной резьбой, ввертышей, резьбовых вставок либо наплавкой различными способами наружной резьбы с последующей механической обработкой, на что затрачивается значительное количество металла и времени.

Наряду с усталостными разрушениями резьбовых элементов (винтов, шпилек, гаек), вызванными технологическими погрешностями и эксплуатационными факторами, нередко происходит разрушение корпусных деталей, начинающееся от резьбовых отверстий. В условиях ремонта машин какие-либо конструктивные усовершенствования, направленные на уменьшение напряжений в зоне их концентрации, у резьбовых элементов корпусных деталей не приемлемы. Решение этой задачи упрощается при внедрении ресурсосберегающей технологии сборки резьбовых соединений с применением полимерных материалов, обеспечивающих равномерное распределение нагрузки по всем виткам. Анаэробные полимерные материалы позволяют компенсировать геометрические неточности резьбовых деталей.

Применение анаэробных материалов является наиболее простым, экономичным и надежным способом фиксации и восстановления деталей резьбовых соединений. В отличие от механических способов фиксации и восстановления резьбовых соединений (рис. 32), анаэробные

материалы характеризуются тем, что они полностью заполняют пространство между витками резьбы, благодаря чему резко возрастает сопротивление трению, предотвращаются наволакивание металла, повышается крутящий момент при отвертывании по отношению к моменту при затяжке, увеличивается устойчивость соединения к действию вибраций, тряски, ударных нагрузок.

Отвердевшая пленка из полимерного состава создает значительный момент сопротивления, в результате чего резьбовые соединения становятся стойкими к вибрации и ударным нагрузкам.

Проведенные испытания некоторых физико-механических и технологических свойств анаэробных материалов при стопорении резьбовых соединений показали следующие результаты [1]:

резьбовые соединения с анаэробными материалами (при 20 °С) набирают прочность через 0,5 ч на 35…40 %, через 1 ч – на 80 %, а через 4…5 ч практически полностью заканчивается полный набор прочности;

прочность анаэробных материалов зависит от температуры. Так, если принять прочность (момент страгивания) при 20 °С за 100 %, то для материала АН-6К с увеличением температуры получено при 50 °С – 100 %, при 100 °С – 94 %, при 150 °С – 58,6 %, при 200 °С – 52 %, при 250 °С – 34,5 %;

результаты испытаний показали, что скорость набора прочности (отверждения) при пониженной температуре (до 20 °С) соизмерима со скоростью набора прочности при нормальной температуре, снижение составляет не более 10 %.

Технологический процесс восстановления и фиксации деталей, имеющих наружную и внутреннюю резьбы, характеризуется определенными особенностями.

Очистка и мойка таких деталей производится традиционными способами. Для удаления следов коррозии, нагара из отверстий корпусных деталей мойку и очистку их целесообразно производить в ваннах в расплаве солей и щелочей.

После проведения стандартной процедуры дефектовки предельных отклонений размеров изношенных поверхностей сопрягаемых деталей (наружных резьб, резьб в отверстиях) с помощью резьбовых калибров, производится подбор марки анаэробного полимерного состава.

Перед нанесением анаэробных материалов поверхности подлежащих сборке деталей тщательно очищаются и обезжириваются растворителями с помощью кисти, тампонами или окунанием.

Анаэробный состав наносят на подготовленную резьбовую поверхность (на несколько витков резьбы, шпильки, болта) через капельницу – флакон. В собранном резьбовом сопряжении для равномерного распределения анаэробного материала медленно в течение 30…50 с проворачивают одну деталь относительно другой, после чего производят окончательную затяжку и очищают поверхность от излишков состава. Расход анаэробных герметиков составляет 1…5 г на 100 болтов в зависимости от диаметра и высоты резьбы. Необходимое количество анаэробного материала (*G, г*) можно ориентировочно определить по формуле:

$$G = 0,06d \ ,$$

где *d* – диаметр резьбы, мм.

При сборке деталей с глухими резьбовыми отверстиями материал наносят на стенки отверстия (а не на болт или шпильку) на всю длину резьб в количестве, достаточном для выдавливания его на поверхность при завинчивании до упора.

Анаэробные материалы, кроме того, позволяют компенсировать геометрические неточности резьбовых поверхностей и их эксплуатационный износ (до 0,3 мм) и тем самым перераспределять нагрузку между витками, добиваться существенного уменьшения концентрации напряжений во впадинах резьбы, а также защищать стык резьбовых поверхностей от неблагоприятного воздействия внешней среды.

Применение анаэробных материалов при сборке резьбовых соединений позволяет в ряде случаев совмещать процессы их стопорения и восстановления. Как отмечает В.В. Юшков, наиболее неблагоприятные условия эксплуатации в целом для полимерных материалов создаются при резкой смене температур. Вследствие плохой теплопроводности в материале или прослойке возникают внутренние напряжения, которые, суммируясь с внешними нагрузками, могут привести к разрушению полимера. Прочностные характеристики определялись при резких сменах температур: от –50 до +150 °С (по 2 ч 10 циклов). Испытания показали, что действие резких смен температур не ухудшает прочностные свойства анаэробного материала АН-6К. При этом наблюдалось повышение момента откручивания до 30…35 %.

Большинство деталей и узлов дорожно-строительной техники работают в среде смазки и нередко при повышенных температурах. Оценку маслостойкости анаэробных материалов проводили на шатунных болтах. Шатуны, собранные с использованием анаэробных материалов, помещали в масло М-8$Г_1$ при температуре 80 °С и выдерживали в течение 10 ч. Шатунные болты перед испытаниями были собраны с регламентированным крутящим моментом завинчивания 70 Н·м. По-

сле выдержки в горячем масле момент отвинчивания составил 98…100 Нм, причем эти данные оказались одинаковыми для шатунов, только что извлеченных из горячей ванны, и шатунов, выдержанных до комнатной температуры.

Таким образом, еще раз подтверждается повышение прочности резьбовых соединений, собранных с применением анаэробных материалов, а также их хорошая маслостойкость в отвержденном состоянии. Кроме того, установлено, что масла оказывают определенное воздействие на анаэробный материал, находящийся в неотвержденном состоянии, снижая прочность соединения на 30…40 %. Поэтому следует избегать попадания масел на соединения, собранные с применением анаэробных материалов в течение 30…40 мин с момента начала их сборки (отверждения материала).

При выборе марки анаэробного материала необходимо учитывать материал резьбового элемента. Нами подобрана следующая примерная номенклатура ремонтируемых резьбовых соединений деталей тракторов, дорожной и строительной техники, насосов с применением анаэробных материалов:

для тракторов – крепление передних опор двигателя, маховика, пускового двигателя, гайки промежуточного и вторичного валов коробки передач и т.п.;

для автомобилей – крепление картера сцепления, коробки передач, фланцев карданного вала, гайки стремянки передней и задней рессор и т.п.;

для насосов – болты крепления крышек к корпусу, гайки крепления рабочего колеса, шестерни и полумуфты.

Требования надежной и безотказной работы агрегатов дорожно-строительных машин связаны с обеспечением высокой степени их герметичности**.** Наиболее высокие требования по герметичности предъявляются к тормозным системам транспортных средств, где величина давления достигает 30 МПА и даже незначительный зазор в штуцерном, фланцевом или ниппельном соединениях, пористость литья приводят к разгерметизации системы.

Причиной потери герметичности соединений и деталей является, как правило, низкое качество их восстановления либо сборки из-за монтажных погрешностей. В процессе ремонта дорожно-строительной техники, вспомогательных машин и оборудования в результате низкого качества выполняемых сборочных и ремонтных работ (сварки, пайки) обнаруживается разгерметизация систем.

При эксплуатации и ремонте двигателей и других агрегатов машин разгерметизация систем смазки нередко вызвана низким каче-

ством прокладок, применением в качестве уплотняющего материала краски, неточностью сборки сопрягаемых поверхностей деталей. Так, например, при замене гильзы в блоке цилиндров и западания ее торца за плоскость разъема блока более, чем на 0,5 мм степень обжатия прокладки головки оказывается недостаточной, чтобы герметизировать стык этих двух деталей. Нередко недостаточное уплотнение фланцевых систем охлаждения и смазки агрегатов твердыми прокладками вызвано нежелательным перераспределением давления сжатия в зоне «фланец-прокладка» и низким качеством поверхности сопрягаемых деталей.

Во всех этих случаях потери герметичности соединений, появления таких дефектов, как поры, трещины, эффективным способом их устранения является использование анаэробных материалов без каких-либо дополнительных воздействий либо в комбинации с другими методами, например сваркой, пайкой.

Процесс устранения негерметичности соединений с применением анаэробных материалов имеет свои технологические особенности. Например, скобы дисковых тормозов чисто промывают растворителем и просушивают, затем погружают в ванну с анаэробным материалом АН-1 вязкостью 10…20 мПа·с (выдержка 30…40 мин). Детали с порами более 0,07 мм погружают в ванну с материалом (ДН-1) вязкостью 100…150 мПа·с (выдержка 30…40 мин). После этого их обсушивают и испытывают под давлением 35…40 МПа при температуре 50 °С в течение 8 ч.

По требованиям обеспечения надежности проводят циклические испытания в камере соляного тумана при температурах от -50 до +80°С в течение 2 ч (15 циклов), затем 2 суток с воздействием вибрационных и ударных нагрузок.

Такой способ герметизации можно осуществить для устранения дефектов и пор в других агрегатах, имеющих литые детали (двигателях, насосах, картерах и т. д.). Если величина дефекта выше 0,07 мм, то допускается производить трех- и четырехступенчатую пропитку деталей в анаэробных материалах АН-5 и АН-4 вязкостью до 500 мПа·с, затем ДН-2 вязкостью 1000…3000 мПа·с.

При герметизации паянных соединений (например, радиаторов) анаэробные герметики наносят кистью на неостывшие места пайки, в результате чего ускоряется проникновение герметика в тончайшие поры и его отверждение. По сравнению с бакализацией пропитка анаэробными герметиками – антипорами позволяет сократить цикл герметизации соединения в 5 раз (с 13 до 2,5 ч).

Анаэробные герметики технологично использовать также для уплотнения, герметизации привалочных плоскостей, крышек корпусных деталей, редукторов и других агрегатов с резервуарами смазки, фланцевых и других соединений вместо твердых прокладок либо в сочетании с ними. В этом случае целесообразно применять «эластичные» герметики марок АН-6К, АН-8К. Они более устойчивы к действию температурных и вибрационных нагрузок.

При эксплуатации и ремонте автомобильных и тракторных двигателей нередко прокладки не обеспечивают герметичности соединения. Известно, что качество уплотнения твердой прокладкой зависит от давления сжатия в зоне фланец – прокладка и состояния поверхности сопрягаемых деталей. Свойство анаэробного материала затекать во все впадины соединяемых поверхностей при формировании прокладки и в процессе сборки позволяет устранить такие дефекты, как царапины, риски, вмятины, которые не могут быть заполнены традиционными твердыми прокладками.

В этом случае рекомендуется следующая технология герметизации с использованием даже обжатой, бывшей в употреблении прокладки головки блока. Прокладка по периметрам просеченных отверстий смачивается анаэробным материалом, например АН-6. Эти места припудриваются электролитическим мелкодисперсным медным порошком. Сопрягаемые поверхности блока и головки по периметрам герметизируемых отверстий также смачиваются анаэробным материалом. После сборки и соответствующей затяжки зазор между торцом гильзы и плоскостью разъема блока компенсируется полностью анаэробным материалом, вытесненным с поверхности прокладки при ее обжатии [2].

Список литературы

1. Зиновьев В.Е Применение металлополимерных составов в ресурсосберегающих технологиях машиностроения / Монография / Ростов-на-Дону, Ростовский государственный университет путей сообщения. 2011. 174 с.
2. Зиновьев В.Е., Харламов П.В., Зиновьев Н.В. Разработка технологии восстановления резьбовых соединений деталей транспортных средств / Современное развитие науки и техники / Сборник научных трудов Всероссийской национальной научно-практической конференции. 2017. С. 24-28.

УДК 629

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА СОЗДАНИЯ ПОЛИМЕРНОГО ПОКРЫТИЯ ДЛЯ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ДОРОЖНЫХ МАШИН

Карташова В.В.[1], Баурова Н.И.[1]

1. ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», г. Москва

На сегодняшний день существуют различные типы покрытий для рабочего оборудования дорожных машин. Но в условиях смены климатических условий эксплуатации, обрабатываемых грунтов, агрессивных сред и различных нагрузок возникает необходимость в использовании специализированного покрытия, адаптированного под те или иные условия с заданными свойствами. В статье приведены рекомендации по созданию и нанесению на внутренние поверхности рабочего оборудования дорожных машин полимерного композиционного материала с заданными свойствами.

Ключевые слова: полимерные материалы, покрытие, агрессивные среды, технологический процесс, наполнитель.

DEVELOPMENT OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF CREATING POLYMER COATINGS TO INTERNAL SURFACES OF OPERATING EQUIPMENT ROAD MACHINES

Kartashova V. V[1]., Baurova N. I[1].

1. Moscow state automobile and road technical University (MADI), Moscow

Today there are different types of coatings for working equipment of road machines. But in the conditions of change of climatic conditions of operation, treated soils, aggressive environments and various loads, there is a need to use a specialized coating adapted to certain conditions with specified properties. The article provides recommendations for the creation and application on the inner surface of the working equipment of road machines polymer composite material with desired properties.

Keywords: polymeric materials, coating, aggressive environments, technological process, filler.

Для защиты внутренних поверхностей рабочего оборудования дорожных машин (ДМ) традиционно используют полимерные покрытия, которые, как правило, представляют собой кремнийорганическую основу с различными наполнителями, обеспечивающими сочетание заданных свойств [1-2]. Качество защитных полимерных покрытий во многом зависит от соблюдения технологии их нанесения.

Цель данной работы заключалась в разработке технологического процесса нанесения наполненных кремнийорганических покрытий на внутренние поверхности рабочего оборудования ДМ.

Основные этапы технологического процесса создания полимерного покрытия для внутренних поверхностей рабочего оборудования дорожных машин представлены на рисунке 1.

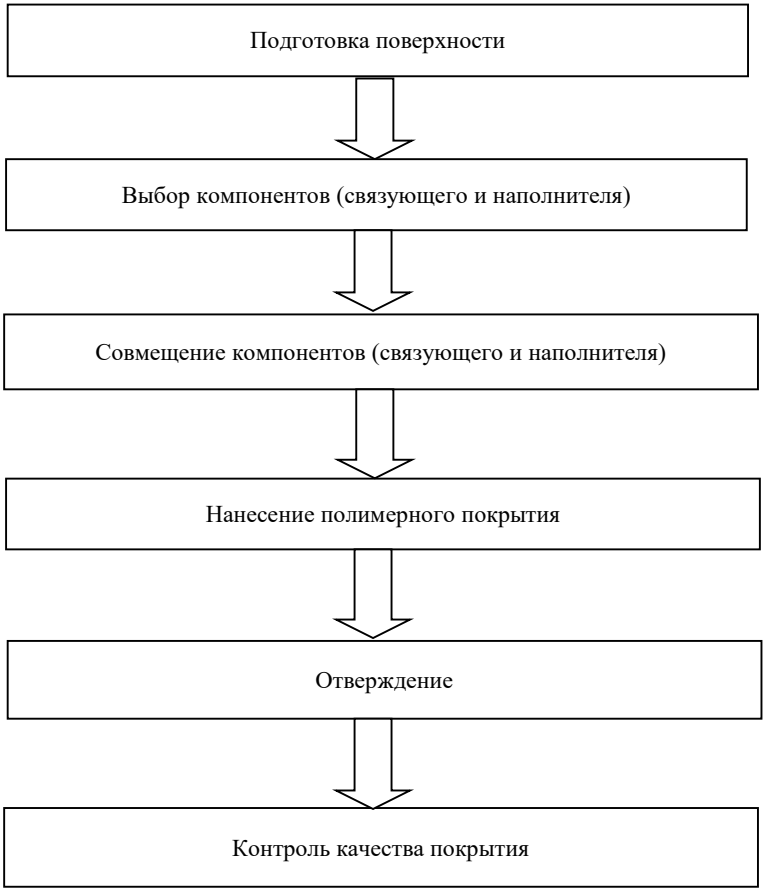


Рис. 1. Основные этапы технологического процесса создания полимерного покрытия

Перед нанесением полимерного покрытия, требуется провести подготовку поверхности, которая включает в себя механическую обработку, очистку потоком воды, просушивание и обезжиривание. В случае присутствия на поверхности загрязнений существенно снижается

адгезия полимерного покрытия с подложкой. Механическая обработка производится по всей площади элемента, на которую требуется наносить покрытие. Очистка поверхности от следов коррозии и остатков старого покрытия осуществляется до металлического блеска. Очистка поверхности водой необходима для смывания продуктов механической обработки и пыли. Смывание производится проточной водой средней температуры. Просушивание вымытой поверхности осуществляется на воздухе. После очистки и помывки поверхность обезжиривается (с использованием этилового или изопропилового спирта) для лучшего сцепления с полимером и просушивается на воздухе.

В качестве связующего для создания полимерных покрытий на внутренних поверхностях рабочего оборудования ДМ, как правило, используются кремнийорганические материалы. Наиболее важным этапом технологического процесса является выбор наполнителя. Именно от типа и концентрации используемого наполнителя зависят основные эксплуатационные свойства данных покрытий. Для выбора наполнителя предлагается использовать алгоритм, приведенный на рисунке 2, который позволяет учитывать основные эксплуатационные свойства: стойкость к воздействию отрицательных температур (T), стойкость к воздействию влажных сред (RH), антиадгезионные свойства к обрабатываемым грунтам (σ), стоимость сырья (C).

При выборе наполнителя особенно важно учитывать не только технологические требования, но и эксплуатационные. Данные покрытия должны иметь хорошую адгезию к материалу рабочего оборудования, обладать стабильными антиадгезионными свойствами к обрабатываемым рабочим средам (различные виды грунтов) и иметь хорошую стойкость к воздействию климатических факторов [3]. Экономические требования, как например, стоимость, для полимерного покрытия относится к числу второстепенных, так как стоимость исходных компонентов (кремнийорганических связующих и рассматриваемых наполнителей) является относительно низкой. На основании комплекса проведенных исследований [4-6], в качестве наполнителей, способных обеспечить покрытиям комплекс эксплуатационных свойств были выбраны следующие материалы: тальк, слюда, графит, волластонит и кварцевая мука. В качестве основы (связующего) полимерного покрытия использовался нейтральный силиконовый герметик марки «Силагерм 1041» (аналогичные материалы традиционно применяются для обработки рабочего оборудования ДМ).

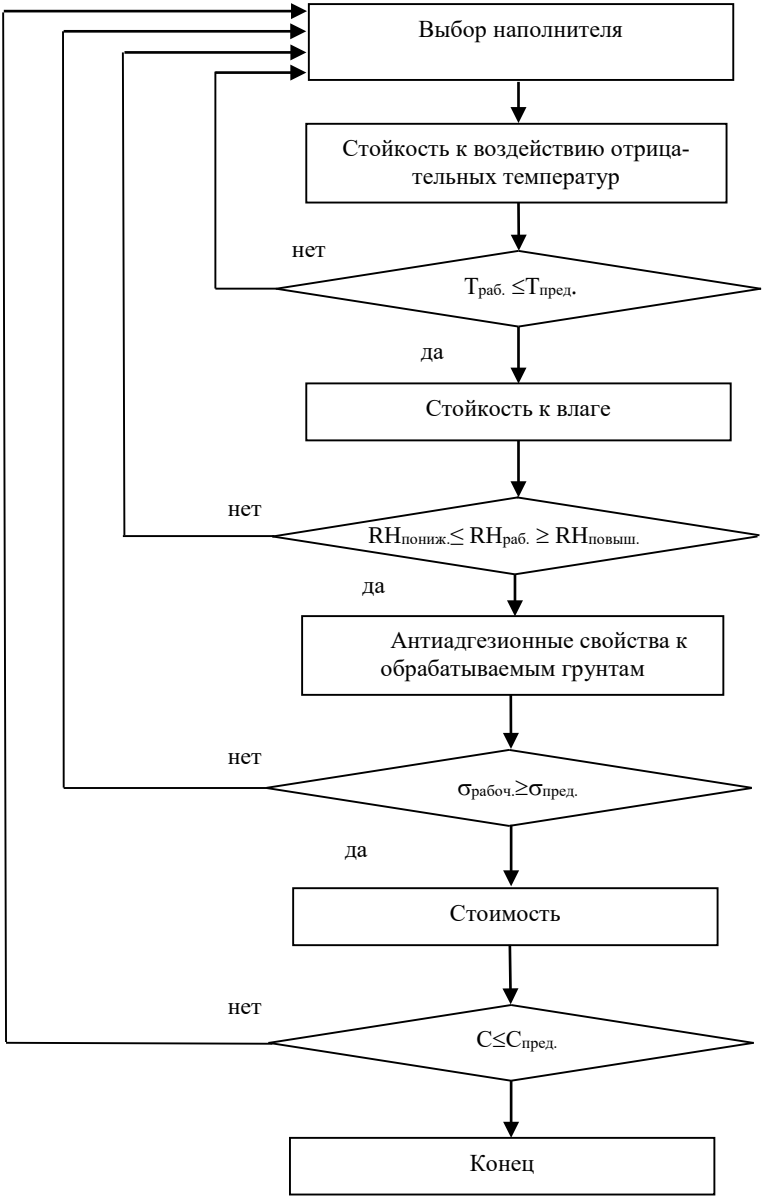


Рис. 2. Алгоритм выбора наполнителя для полимерного покрытия

При приготовлении состава, первоначально осуществляется перемешивание связующего, которое производится в общей таре перед смешиванием с наполнителем. В зависимости от типа связующего, общая масса может выпадать в осадок, который требуется перемешать медленными круговыми движениями, в одном направлении, чтобы избежать возникновения пузырьков воздуха и вспенивания герметика. В сущности, перемешивание связующего – немаловажный этап создания полимерного покрытия, так как при плохом перемешивании в массе могут остаться воздушные пузыри и продукты вспенивания, что в дальнейшем может привести к некачественному нанесению покрытия на поверхность, неполному отверждению и отслаиванию от подложки.

Соединение связующего и наполнителя производится в чистой, стеклянной таре. В первую очередь в тару вливается необходимое количество связующего, а после мелкими порциями (желательно с предварительным просеиванием) вводится наполнитель, в соответствии с выбранной концентрацией. После засыпания каждой порции наполнителя, состав необходимо тщательно перемешивать, избегая резких движений или смены их направления. Требуется смешивать компоненты до обеспечения равномерного распределения частиц наполнителя в связующем, избегая комкообразования [6].

Нанесение полимерного покрытия на подготовленную поверхность осуществляется следующим образом: необходимую порцию состава требуется вылить на подготовленную поверхность и протянуть шпателем по всей площади. В зависимости от толщины требуемого слоя покрытия, варьируется количество состава, первоначально нанесенное на поверхность. Толщина покрытия зависит от геометрических особенностей рабочего оборудования, требуемых свойств, условий эксплуатации и типа обрабатываемых грунтов. Поэтому под каждый вид рабочего оборудования, технологу требуется рассчитывать толщину покрытия, учитывая вышеуказанные требования.

Отверждение нанесенного состава происходит на воздухе при комнатной температуре. Требуется избегать сквозняков при просушивании поверхности, чтобы предотвратить образования волнистостей и неровностей отвержденного покрытия. Среднее время полного отверждения полимерного композиционного материала составляет 24 часа. Этот показатель может варьироваться в зависимости от типа связующего и толщины нанесенного слоя. В некоторых случаях после отверждения покрытия требуется протереть поверхность пропитанной изопропиловым или этиловым спиртом с помощью мягкой ветоши, чтобы избавиться от липкого слоя, образовавшегося на поверхности отвержденного герметика [2].

Заключительным этапом технологического процесса является контроль качества. Контроль качества покрытия осуществляется визуальным осмотром на наличие усадки, неровностей, сколов, отслоений или полостей на поверхности.

При нарушении технологического процесса изготовления и нанесения полимерного покрытия или применении некачественных материалов могут возникнуть технологические дефекты: плохая адгезия с подложкой, пористость покрытия, расслаивание, трещины и несоответствие заданным параметрам. Контроль качества полимерных покрытий в Российской Федерации производится по аналогии с лакокрасочными покрытиями по ГОСТ 31149-2014. При выборе полимерного материала для создания покрытий внутренних поверхностей рабочего оборудования дорожных машин требуется контролировать соответствующие показатели назначения, к которым согласно ГОСТ 31149-2014 относятся толщина слоя и шероховатость покрытия. Эти показатели позволяют сделать вывод о возможности применения полимерного покрытия для достижения требуемых свойств. Так же необходимо предусмотреть некоторый запас по эксплуатационным и прочностным показателям. При подборе полимерного материала, выступающего основой полимерного композиционного покрытия вышеуказанный запас составляет 20%, следовательно, значение показателей полимерного покрытия должны быть выше значения ранее наносимых составов как минимум на 20% [2]. В случае, когда хотя бы один из показателей не соответствует заданным требованиям, необходимо изменить технологию нанесения полимерного покрытия, выбрать другой тип связующего, изменить концентрацию наполнителя или изменить сам наполнитель.

При создании и нанесении полимерного композиционного покрытия требуется контролировать качество на всех этапах технологического процесса. При обнаружении несоответствий в процессе межоперационного контроля, есть возможность коррекции процесса и избежание дальнейших финансовых и трудовых затрат на устранение дефекта. В таблице 1 приведены основные этапы технологического процесса создания и нанесения полимерного композиционного материала на основе кремнийорганического связующего и дисперсного наполнителя, указаны возможные технологические дефекты и контролируемые параметры.

Таблица 1

Сводная таблица этапов создания полимерного покрытия, основных контролируемых параметров и возможных дефектов

Основные этапы технологического процесса	Контролируемые параметры	Возможные дефекты
Подготовка поверхности	Чистота поверхности, отсутствие грязи, следов масла, технических жидкостей и легко отслаивающихся частиц	Снижение адгезии покрытия с подложкой, отслаивание покрытия
Выбор компонентов (связующего и наполнителя)	Контроль качества сырья, соответствие связующего и наполнителя заданным требованиям (дисперсность, влажность и др.)	Неравномерное распределение наполнителя в связующем, вспенивание состава, комкообразование
	Совместимость наполнителя и связующего	Пористость и вспенивание покрытия
Совмещение компонентов (связующего и наполнителя)	Точность дозировки компонентов	Избыток или, наоборот, недостаток наполнителя приведет к снижению эксплуатационных свойств покрытия
	Качество перемешивание связующего и наполнителя, равномерность распределения наполнителя в связующем, отсутствие вспенивания, осадка и комкообразования	Неравномерный слой покрытия, приводящий к снижению адгезии покрытия к подложке и затрудненному удалению с покрытия обрабатываемых грунтов (налипанию грунта)
Нанесение полимерного покрытия	Соблюдение технологического режима нанесения покрытия (толщина, равномерность и др.)	Образование разрыва покрытия; плохая адгезия с подложкой, пористость, неравномерность слоя
Отверждение покрытия	Время и условия (влажность, температура и др.) отверждения	Неполное отвержение покрытия, приводящее к его повреждению и налипанию на него инородных тел
Контроль качества покрытия	Однородность и твердость покрытия, отсутствие усадки и внешних дефектов	Отслоение покрытия от подложки, преждевременное изнашивание покрытия

Представленный технологический процесс создания и нанесения полимерного покрытия с последующим проявлением требуемых свойств показывает, что применение полимерных композиционных материалов более технологично и внедрение данных материалов на производственные и ремонтные предприятия позволит увеличить безопасность эксплуатации рабочего оборудования дорожных машин,

обеспечив необходимые свойства и долговечность защитных покрытий.

Список литературы

1. Рудской А.И., Попович А.А., Григорьев А.В. Композиционные материалы и покрытия: учеб. пособие. – СПб., 2017. 223 с.
2. Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений / Под ред. А.Г. Суслова. М.: Машиностроение. 2006. 448 с.
3. Гузева, Т.А. Методы оценки эксплуатационных свойств полимерных композиционных материалов // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. № 3. С. 17-19.
4. Карташова В.В., Баурова Н.И. Методы обеспечения антиадгезионных свойств внутренних поверхностей рабочих органов дорожных машин // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2018. №9. С. 17-19.
5. Лапина Н.В., Баурова Н.И. Определение адгезионной прочности термопластичных полимерных материалов, используемых для ремонта дорожно-строительных машин // Механизация строительства. 2017. Т. 78. №8. С. 50-54.
6. Карташова В.В., Баурова Н.И. Изучение эксплуатационных свойств покрытий, используемых для обработки внутренних поверхностей рабочих органов дорожных машин // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2019. № 5. С.23-28.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРУЖИННОГО ГРОХОТА

Корзун И.М.[1], Сиваченко Л.А.[2]

УО «Барановичский государственный университет», г. Барановичи, Беларусь

МОУ ВО «Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь

Экспериментально установлена эффективность грохочения пружинного грохота, из чего следует, что эффективность грохочения зависит от таких параметров, как угол наклона просеивающей поверхности, зазор рабочего органа, амплитуды колебаний, влажности материала.

Ключевые слова: эффективность, производительность, пружинный грохот, грохочение, рабочий орган, просеивающая поверхность.

EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF THE WORKING PROCESS AND THE PERFORMANCE OF THE SPRING SCREEN

Korzun I.M.[1], Sivachenko L.A.[2]

1.Baranovichi State University, Baranovichi, Brest Region, Belarus

2.Belarusian-Russian University, Mogilev, Belarus

It was established experimentally the effectiveness of screening spring thunder, which implies that the grating efficiency depends on parameters such as the angle of inclination of the screening surface, the clearance of the working body, vibration amplitude, material moisture.

Keywords: efficiency, productivity, spring screen, screening, working body, sifting surface.

Для создания грохота повышенной эффективности нами предложено использовать пружинный рабочий орган в качестве просеивающей поверхности [1]. Принцип действия рабочего органа основан на подаче исходного продукта внутрь полости вибрирующей пружины, выполняющей функции сита с круговинтовыми щелевыми отверстиями (см. рисунок 1).

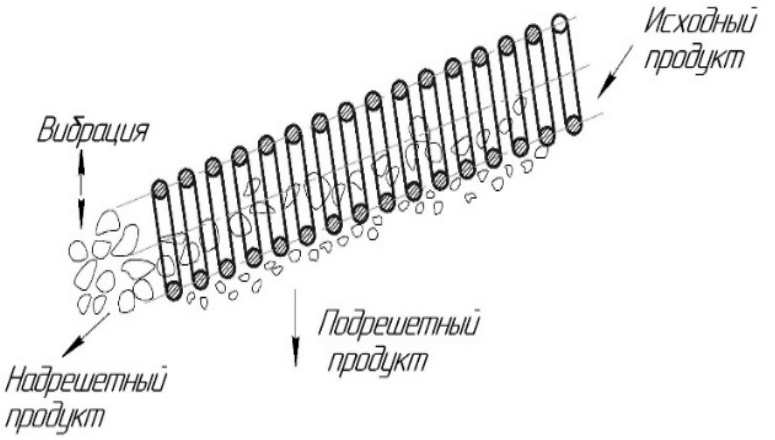


Рис. 1. Механизм рабочего процесса пружинного грохота

В качестве конкретного оборудования для проведения экспериментальных исследований использовали конструкцию грохота, схема и общий вид которых представлен на рисунке 2. Пружинный грохот имеет следующие технические характеристики:

- число рабочих органов — 3;
- размеры просеивающей поверхности (пружины): наружный диаметр пружин D=61 мм, диаметр сечения витков пружин d=5 мм, длинна пружин L= 400 мм**;**
- мощность приводного электродвигателя — N=0,43 кВт;
- общая масса — 43 кг.

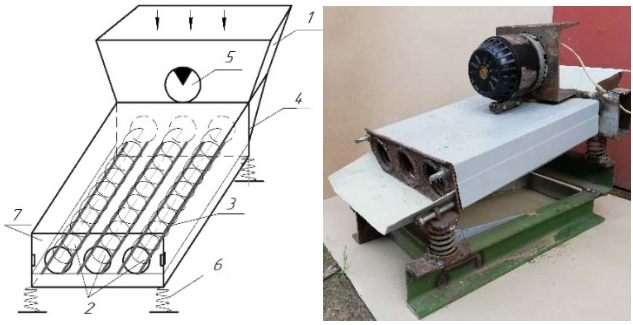


Рис. 2. Схема и общий вид пружинного грохота для просеивания зернистого материала

Грохот для просеивания зернистого материала содержит устройство для загрузки материала 1, просеивающую поверхность 2, выполненную, по меньшей мере из одного ряда параллельных между собой винтовых цилиндрических пружин, свободно установленных на поддерживающих стержнях 3, с помощью поддерживающих втулок на коробе 4, связанного с приводом колебательных движений 5 и установлен по средствам пружинных амортизаторов 6. Нижние концы винтовых цилиндрических пружин закреплены на подвижной торцевой стенке 7. Для регулирования зазора между витками пружинного рабочего органа имеется устройство, выполненное в виде подвижной торцевой стенки 7, которая снабжена механизмом перемещения относительно их центральных.

Для качественной оценки процесса грохочения используются такие показатели, как эффективность и производительность грохочения.

Они служили главными критериями проведенных экспериментальных исследований.

В результате анализа полученных экспериментальных данных в качестве факторов влияния были выбраны: межвитковый зазор, угол наклона, амплитуда колебаний просеивающей поверхности и влажность материала. В ходе предварительных экспериментальных исследований было выявлено, что оптимальным углом наклона просеивающей поверхности с максимальной эффективностью и производительностью являются угол $\alpha = 10°$ [2], Зазор между витками пружины просеивающей поверхности изменялся в процессе эксперимента от 1,0 мм до 3,0 мм. Амплитуда колебаний просеивающей поверхности изменялась путем варьирования массы эксцентрика на приводном валу двигателя и составляла 2,5…3,5 мм.

Характер зависимостей представленных на графиках (см. рисунок 3) показывает, что самая высокая эффективность грохочения (87,7 %) обеспечивается при амплитуде колебаний A=3,5 мм при зазоре просеивающей поверхности в 3 мм.

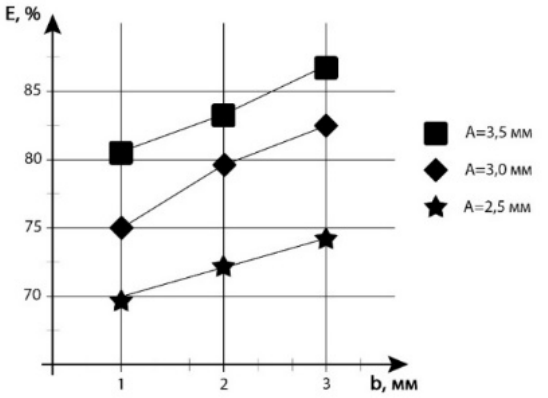


Рис. 3. Зависимость эффективности E грохочения от зазора b просеивающей поверхности и амплитуды колебаний A

На рисунке 4 представлена зависимость эффективности разделения сыпучего материала от зазора просеивающей поверхности и влажности сыпучего материала.

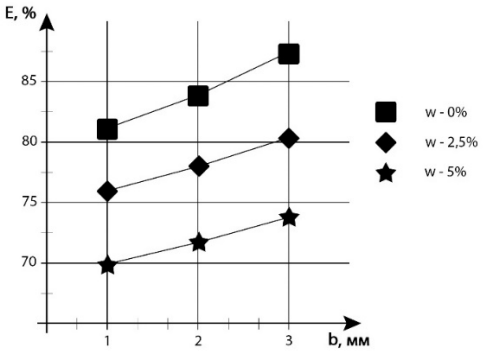


Рис. 4. Зависимость эффективности E грохочения от зазора b просеивающей поверхности и влажности материала W

Влажность $W, \%$ сыпучего материала изменялась от 0% до 5%. Амплитуда в ходе эксперимента оставалась постоянной $A = 3{,}5$ мм. Характер зависимостей представленных на графиках (рисунок 4) пока-

зывает, что самая высокая эффективность грохочения (87,7 %) обеспечивается при амплитуде колебаний A=3,5 мм при зазоре просеивающей поверхности в 3 мм с влажностью $W = 0\%$, а с увеличением влажности до $W = 5\%$ при том же зазоре эффективность грохочения снижается до 73,8 %.

В ходе экспериментальных исследований для определения производительности по подрешетному продукту при сохранении качества получаемого сыпучего материала рассматривалось прохождение частиц через зазоры пружинного рабочего органа за определенные промежутки времени. Определен объем части материала, который обеспечит производительность пружинного грохота по подрешетному продукту для одного рабочего органа.

Производительность по подрешетному продукту $П$, кг/ч с рабочим оборудованием, выполненным в виде набора пружин может быть определена по формуле:

$$П = 3600 \times F \times \nu \times \rho \times k_{\text{р}} \times k_{\text{усл}} \times k_{\text{пр}};$$

где F — площадь живого сечения просеивающей поверхности;

ν — скорость прохождения материала через просеивающую поверхность;

ρ — плотность материала, $\rho = 1525$ кг/м^3;

$k_{\text{р}}$ — коэффициент разрыхления материала, $k_{\text{р}} = 0{,}2 - 0{,}3$;

$k_{\text{усл}}$ — коэффициент, учитывающий условия работы, $k_{\text{усл}} = 0{,}6 - 0{,}7$;

$k_{\text{пр}}$ — коэффициент, учитывающий тип привода грохота, $k_{\text{ПР}} = 0{,}85$;

Результаты экспериментов показали, что производительность по подрешетному продукту находится в диапазоне 442,85…885,71 кг/ч. При этом установлено, что оптимальное значение производительности достигается путем изменения амплитуды колебаний просеивающей поверхности. Расчетное значение производительности по подрешетному продукту составило 885,71 кг/ч с эффективностью процесса грохочения 87,7 % с амплитудой колебаний A=3,5 мм (см. таблица 1).

Таблица 1

Зависимость производительности $П$ грохочения от амплитуды колебаний A просеивающей поверхности

	Амплитуда		
	2,5	3,0	3,5
Производительность	442,85	593,42	885,71

Полученные выше результаты исследований показывают четкую зависимость эффективности и производительности рабочего процесса пружинного грохота от угла наклона, границы разделения (зазора) и амплитуды колебаний просеивающей поверхности.

В результате экспериментальных исследований было выявлено, что рациональными параметрами грохочения с максимальной эффективностью и производительностью являются угол наклона — $\alpha = 5 - 10^{o}$, границы разделения материала — $b = 1 - 1{,}5$ мм и амплитуда колебаний — $A = 3{,}5$ мм.

Анализ исследований показал, что с увеличением угла наклона просеивающей поверхности эффективность грохочения уменьшается и производительность по подрешетному продукту уменьшается.

Список литературы

1. Сиваченко Л.А., Корзун И.М. Обоснование основных подходов вибрационных грохотов. Вестник БарГУ. — 2018. — № 6: Технические науки. — С. 75—80.
2. Корзун И.М., Сиваченко Л.А. Экспериментальные исследования рабочего процесса пружинного грохота. Научно-технический журнал «Горная механика и машиностроение». — 2019. — № 2. — С. 34–41.

УДК 621.929

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ МЕХАНОАКТИВАЦИИ ВОДОЦЕМЕНТНОЙ СУСПЕНЗИИ

Кожевников С.О.[1], Малов М.С.[1]

1. ФГБОУ ВО Ивановский государственный политехнический университет, г. Иваново

В статье приведены результаты исследования активации водоцементной суспензии при помощи устройства для механоактивации коллоидных и дисперсных сред. Показано что, обработка водоцементной суспензии устройством для механоактивации позволяет повысить активность цемента за счет уменьшения частиц цемента.

Ключевые слова: устройство для механоактивации, активация суспензии, водоцементная суспензия.

INVESTIGATION OF THE DEVICE FOR MECHANICAL ACTIVATION OF WATER-CEMENT SUSPENSION

Kozhevnikov S.O.[1], Malov M. S.[1]

1. Ivanovo state Polytechnic University, Ivanovo

The article presents the results of a study of the activation of water-

cement suspension using a device for mechanical activation of colloidal and dispersed media. It is shown that the treatment of water-cement suspension device for mechanical activation can increase the activity of cement by reducing cement particles. Keywords: device for mechanical activation, the activation of the slurry, the water-cement suspension.

Активность, сроки схватывания и другие характеристики являются основными свойствами портландцемента. Эти свойства помимо химического и минералогического состава клинкера, зависят от формы и размера частиц порошка, тонкости помола и гранулометрического состава.

На практике для улучшения свойств вяжущих веществ используют различные способы подготовки сырья: помол, рассев, воздушная классификация и др. [1-3].

Авторами разработано принципиально новое устройство для механоактивации коллоидных дисперсных систем, представляющее собой роторное устройство, оснащенное рабочими органами в виде усеченных призм [4]. Общий вид устройства для механоактивации коллоидных дисперсных систем приведено на рис. 1.

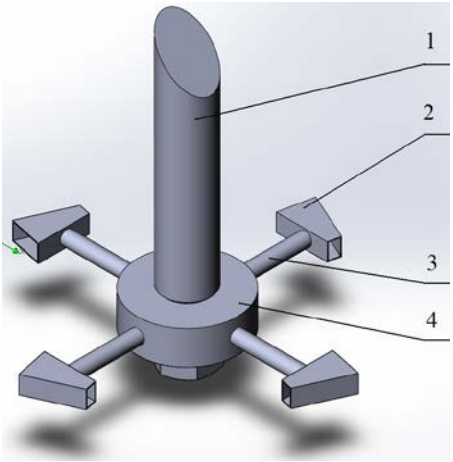


Рис. 1. Устройство для механоактивации коллоидных дисперсных систем:
1 – вал; 2 – призма; 3 – спица; 4 – ступица

Отличительной особенностью предложенного устройства является наличие рабочих органов в виде усеченных призм, позволяющие в процессе работы снизить потребляемую мощность и повысить эффективность перемешивания [2,3].

В данной работе проводилась активация водоцементной суспензии с использованием конфузорного смесителя с целью получения сверхтонких частиц портландцемента и активации водоцементной суспензии. Данный процесс направлен на увеличение интенсивности и глубины гидратации цементных минералов, определение условий наиболее эффективного их использования в ранние сроки твердения бетона, сокращение сроков набора марочной прочности изделий. Наиболее простым способом решения этих задач является обработка воды затворения до момента гидратации цемента [2].

Устройство для механоактивации представляет собой аппарат непрерывного действия, оснащенный ротором с трубками переменного сечения. Подача исходных материалов и выход получаемой суспензии осуществляется непрерывно [3].

Активация водоцементной суспензии производится с целью получения портландцемента со специальными свойствами, что позволит сократить время твердения готовых изделий; снизить энергоёмкость помольного оборудования, используемого при активации; обеспечить возможность отказа от использования помольного оборудования, при производстве активированного вяжущего; снизить себестоимость производства бетонной смеси благодаря использованию цемента с обычными свойствами.

В качестве исходного материала был использован портландцемент марки М500. Гранулометрический состав исходного материала показан на рис. 2.

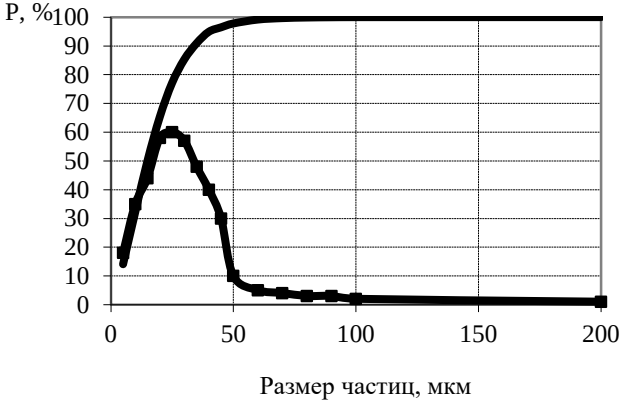


Рис. 2. Гистограмма и интегральная кривая исходного цемента

Исходный цемент представляет собой тонкодисперсный порошок с преобладающим размером частиц в диапазоне от 5 до 50 мкм. При-

чем, 90% частиц цемента имеют размер менее 35 мкм, и 14% – менее 5 мкм.

Гранулометрический состав материала после обработки в конфузорном смесителе приведен на рис. 3.

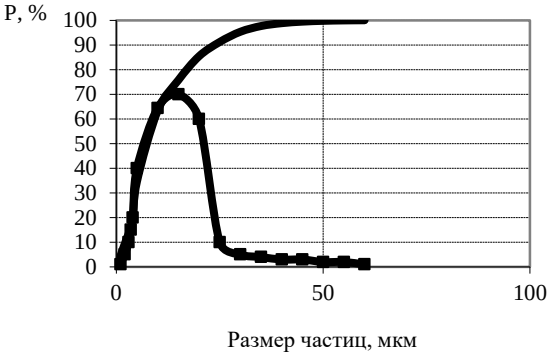


Рис. 3. Гистограмма и интегральная кривая обработанного цемента

После активации в пробе водоцементной суспензии, частицы цемента имеют размер менее 50 мкм, причем 20% частиц менее 5 мкм; 50% частиц менее 10 мкм и менее 25 мкм - 91%.

В результате проведенных исследований по определению влияния обработки водоцементной суспензии на гранулометрический состав частиц цемента в устройстве для механоактивации можно сделать следующие выводы:

- исходный портландцемент представлен частицами различного размера от 5 до 100 мкм;

- активация исходного цемента с помощью устройства преобразовал его гранулометрический состав в активный диапазон размеров частиц цементного порошка. Частицы цемента после активации имеют размер менее 40 мкм, что должно привести к полному растворению цементных зерен и их гидратации.

Таким образом, применение устройства для механоактивации с целью получения водоцементной суспензии позволит преобразовать первоначальный гранулометрический состав портландцемента в активный диапазон размеров частиц. Это в свою очередь повысит связующую способность частиц новообразований и приведет к увеличению прочности цементного камня.

Список литературы

1. Пащенко А.А., Мясникова Е.А. и др. Теория цемента. / Под ред. Пащенко

А.А. – Киев: Будівельник, 1991, - 168 с.
2. Расцветова Е. А. Повышение механических свойств бетонных изделий путем механической активации цементных суспензий: Автореф. дис. канд. техн. наук. — Иваново, 2011. —18 с.
3. Кожевников, С.О. Разработка смесителя для перемешивания жидких и гетерогенных сред [Текст]: дис. канд. тех. наук: 05.02.13: защищена 07.07.05: утв. 21.06.14 / Кожевников Сергей Олегович. - Иваново, 2005. - 138 с.
4. Устройство для механоактивации коллоидных дисперсных систем. Патент на полезную модель РФ №184449. / Кожевников С.О., Кузнецов В.Б., Калинин Е.Н. Опубл. 25.10.2018.

УДК 621.791.01

АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АНТРОПОМОРФНОГО РОБОТА KUKA В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ СВАРКИ КОВША СКРЕПЕРА

Любимый Н.С.[1], Костоев З.М.[1], Першин А.С.[1].

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Введение. На сегодняшний день скреперы являются неотъемлемой-базовой машиной для послойной разработки грунта. Рабочим оборудованием скрепера является ковш. Сварка ковша скрепера — это очень трудоемкий и достаточно сложный процесс.

Материалы и методы. Целью статьи является расчет стоимости технологической операции процесса сварки ковша скрепера с помощью антропоморфного робота и ручного метода сварки ковша скрепера.

Результаты. Результатом является построение графика, с помощью которого можно наглядно убедиться в эффективности того или иного вида производства и применении соответствующего способа сварки.

Обсуждение и заключение. Аналитическим методом была получена зависимость цены технологической операции процесса сварки от серийности производства.

Ключевые слова: ковш скрепера, антропоморфный робот, серийность производства, kuka slim pro, полуавтоматическая сварка, автоматизация, стоимость операции сварки.

ANALYSIS OF THE ECONOMIC EFFICIENCY OF THE UTILIZATION OF THE KUKA ANTHROPOMORPHIC ROBOT IN THE TECHNOLOGICAL OPERATION OF BUCKET BUCKETS SCREPER

Lyubimyi N.S.[1], Kostoev Z.M..[1], Pershin A.S..[1]

1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

AIntroduction. Today, scrapers are an integral base machine for layer-by-layer excavation. The scraper's working equipment is a bucket. Welding a scraper bucket is a very laborious and rather complicated process.

Materials and methods. The purpose of the article is to calculate the cost of the technological operation of the process of welding the scraper bucket using an anthropomorphic robot and the manual method of welding the scraper bucket.

Results. The result is the construction of a graph, with which you can visually verify the effectiveness of a particular type of production and the application of the appropriate method of welding.

Discussion and conclusion. The analytical method was used to determine the dependence of the price of the technological operation of the welding process on the serial production.

Keywords: scraper bucket, anthropomorphic robot, serial production, kuka slim pro, semi-automatic welding, automation, cost of welding operation.

Скреперы используют для разработки грунтов I и II групп. Более плотные и твердые грунты требуют предварительного рыхления. При этом глубина рыхления должна быть несколько больше глубины резания ножа скрепера [19]. Мелкое рыхление грунта в процессе земляных работ способствует образованию призмы волочения перед ковшом скрепера, что замедляет и ухудшает наполнение ковша, значительно снижая производительность скрепера.

Скреперы не могут быть использованы на заболоченных участках; переувлажненных несвязных грунтах; на связных грунтах при влажности более 25 %; на сыпучих песках. Перед проведении земляных работ участок должен быть очищен от леса, кустарника, пней, корней, камней и т. д.; предусмотрено освещение на участках разработки и укладки грунта, а также и по трассе временных землевозных дорог при производстве работ в ночное время [18]. До начала работ выполняют разбивочные работы, обозначают границы разработки выемок и резервов, границы насыпей, отвалов, а также выносят и закрепляют оси возводимых сооружений, устанавливают на местах отсыпки насыпей разбивочные знаки. Рабочим оборудованием скрепера является ковш.

Производство ковшей для скреперов – достаточно сложный и очень трудоемкий процесс. На сегодняшний день представлено огромное количество ковшей, изготовленных с использованием различных

методик [9]. Конструкция ковшей разнообразна, в зависимости от предназначения. Производство ковшей для скреперов технологичный процесс – и предполагает под собой применение различных видов стали. В зависимости от метода изготовления выделяют литые и сварные [5]. Изготовление ковшей сварного типа: из четырех отливок, сваренных встык, собирается корпус, причем передняя стенка, подвергающаяся максимальному износу, производится из более прочной стали, при изготовлении задней стенки применяется цельное литье, затем задняя приваривается встык к боковым стенкам.

Бурное развитие промышленного производства и уменьшение сроков ввода в эксплуатацию новых жилых сооружений, фабрик, железных и автомобильных дорог, трубопроводов требуют быстрого выполнения больших объемов работ, значительную долю которых выполняют самоходные и прицепные скреперы [12]. Не мало важное значение придается использования этих машин в сельскохозяйственном строительстве.

Отраслью строительного и дорожного машиностроения производится работа по усовершенствованию конструкций скреперов, улучшению технико-экономических показателей, повышению единичной мощности, гидрофицированию управления, увеличению надежности ресурса в эксплуатационных условиях, облегчению технического обслуживания и ремонта, улучшению условий труда машиниста и эргономических показателей.

Ковш – один из главных элементов скрепера. Его основная задача – это извлечение, рыхление и перемещение грунта. Для одной и той же модели скрепера выпускают ковши различной емкости, конфигурации и конструкции. Не смотря на разнообразие их видов, все они изготавливаются по единой технологии [7, 8]. На рынке представлено огромное количество фирм, производящих ковши скреперам. Каждая применяет свои технологические ноу-хау при изготовлении. Так же можно встретить подделки, когда кустарные фирмы при производстве ковшей не соблюдают технологические нормы.

Был произведен анализ рынка ковшей для скреперов и их производства, на основание чего сделан вывод, что при производстве ковшей применяется ручная сварка, которая требует определенного разряда, а также стажа работы сварщика, это достаточно трудоемкий процесс. Сварщику необходимо перемещаться по всему периметру ковша, т.к. ковш скрепера в высоту достигает до трех метров, [3] это достаточно непросто, следует помнить, что так же необходимо перемещать и сварочный аппарат весом около 32 кг. Процесс ручной сварки представлен на (рис. 1.).



Рис. 1. Технологический процесс сварки ковша скрепера с помощью ручного способа сварки

Учитывая, что ковш сравнительно небольшого размера, видно, как не просто полностью проварить места соединения с необходимой точностью и качеством сварного шва, требуется дополнительное оборудование: стремянки и различные приспособления [2].

В связи с этим была разработана методика автоматизации производства с применением антропоморфного робота Kuka [1]. По соответствующим размерам была построена 3D модель ковша скрепера в программе FreeCAD. Далее применялось программное обеспечение для антропоморфного робота Kuka Slim Pro. Разработан и сгенерирован процесс сварки ковша скрепера, который состоит из сварки одной стороны. (рис. 2.).

После того как робот проваривает одну сторону ковша, рабочее оборудование робота, а именно сварочное оборудование возвращается в исходное положение. Следующим этапом процесса является поворот ковша на 90 градусов с помощью специализированного верстака который вращается на 360 градусов. Далее следуют операция сварки. (рис. 3.).

Таким образом происходит сварка более высокого качества, за короткий промежуток времени. Для серийного производства необходимо

[13], чтобы за процессом сварки и управлением робота следил оператор ЭВМ.

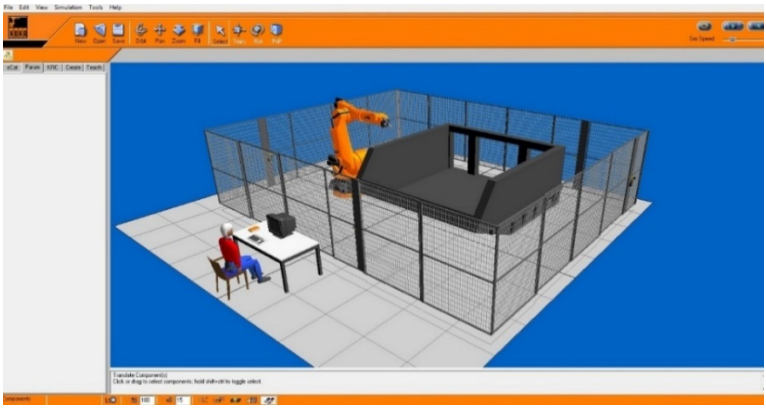


Рис. 2. Технологический процесс сварки ковша скрепера с помощью антропоморфного робота Kuka

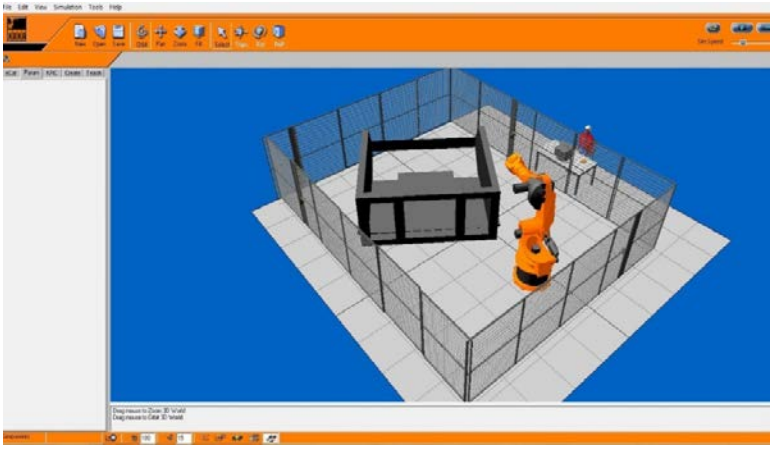


Рис. 3. Поворот платформы верстака на 90°

С помощью программы Kuka Slim Pro был получен действующий код процесса сварки ковша скрепера соответствующего размера, формата .src. Код возможно загрузить в действующий антропоморфный робот, проставить базы и начало координат. Затем по действующему коду будет смоделирован процесс сварки, соответствующий всем нор-

мам сварочного шва [3], уже заложена скорость сварки и подача на сварочное оборудование материала для сварки.

Были произведены экономические расчеты по общей принятой формуле стоимость изготовления одной детали:

$$\mathrm{C} = t_{\text{раб}} \cdot \mathrm{CT} \cdot n + (\mathrm{З}_{\text{мат}} + \mathrm{A}_{\text{о}}). \quad (1)$$

- Рассчитываем стоимость технологической операции процесса сварки по формуле (1) для ручного способа сварки [7]:

где $t_{\text{раб}}$ - время, затраченное на работу, ч., рассчитываем по формуле:

$$t_{\text{раб}} = \frac{P}{v_{\text{св}}} + t_{\text{п-з}}, \quad (2)$$

где P-периметр сварного шва ковша скрепера по всем ребрам, $P = 36$ м.;

$v_{\text{св}}$-скорость процесса сварки принята по ГОСТ 8213-75 «Автоматы для дуговой сварки плавящимся электродом», $v_{\text{св}} = 12$ м/ч.;

$t_{\text{п-з}}$ – время подготовительных и заключительных работ (на настройку сварочного аппарата и перенес лестницы и оборудования и т.д.), принимаем $t_{\text{п-з}} = 2$ ч., тогда

$$t_{\text{раб}} = \frac{36}{12} + 2 = 5 \text{ ч.};$$

СТ-часовая ставка работника, ч/руб., рассчитываем по формуле [11]:

$$\mathrm{CT} = \mathrm{ЗП}/t, \quad (3)$$

где ЗП-заработная плата сварщика IV разряда, $\mathrm{ЗП} = 45000$ руб.

t-количество рабочих часов в месяце с учетом пятиднвной рабочей недели по 8 ч. [16], $t = 160$ ч., тогда

$$\mathrm{CT} = \frac{45000}{160} = 281{,}25 \text{ ч/руб.};$$

n-количество деталей, шт. принимаем $n = 1$ шт.;

$\mathrm{З}_{\text{мат}}$-затраты на расходные материалы, руб. рассчитываем по формуле:

$$\mathrm{З}_{\text{мат}} = \mathrm{З}_{\text{св.пр.}} + \mathrm{З}_{\text{спец.одежда}}, \quad (4)$$

где $\mathrm{З}_{\text{св.пр.}}$-затраты на сварочную проволоку требуемую для сварки одного ковша, руб.;

Площадь нормального сечения сварного шва $S = 20{,}9421$ мм^2, определена САПР AutoCAD 2019.

Для сварки используем сварочную проволоку диаметром 3 мм. S - Площадь нормального сечения сварного шва $20{,}9421$ мм^2.

V - Объём наплавляемого металла проволокой сварочной СВ08Г2С ГОСТ 2246-70 диаметром 3 мм составляет - $2120{,}5750$ мм^3

Соответственно длина сварного шва L мм выполненного сварочной проволокой 300 мм составляет:

$$L = \frac{V}{S} = \frac{2010{,}575}{20{,}942} = 101.259 \text{ мм}. \quad (5)$$

С учётом погрешностей, допускаемых при ручной сварке, длина сварного шва, заполняемого 300 мм диаметром 3 мм составляет – 100 мм. Однако такие параметры могут быть обеспечены только сварщиком самой высокой квалификации. Среднерыночная стоимость одного килограмма сварочной проволоки СВ08Г2С ГОСТ 2246-70 составляет 120 руб.

Таким образом затраты на электроды составят:

$$З_{\text{св.пр.}} = \frac{P}{L} \cdot 120 = \left(\frac{35000}{100}\right) \cdot 120 = 42000 \text{ руб.} \quad (6)$$

$З_{\text{спец.одежда}}$-затраты на спец одежду и маску для сварки в среднем составляют 8000 руб., тогда

$$З_{\text{мат}} = 42000 + 8000 = 50000 \text{ руб.}$$

$А_{\text{о}}$-амортизация оборудования, рассчитывается по следующей формуле:

$$А_{\text{о}} = \frac{С_{\text{об}}}{t_{\text{сл}}}, \quad (7)$$

где $С_{\text{об}}$-стоимость оборудования, ровна стоимости сварочного аппарата Triton ALUMIG 250P Dpulse Synergic и составляет в среднем 140000 руб.

$t_{\text{сл}}$-срок службы 60 мес., тогда

$$А_{\text{о}} = \frac{140000}{60} = 2383{,}33.$$

$$С = 5 \cdot 281{,}25 \cdot 1 + (50000 + 2383{,}33) = 53789{,}58 \text{ руб.}.$$

- Рассчитываем стоимость технологической операции процесса сварки по формуле (1) для автоматизированного процесса сварки с помощью антропоморфного робота Kuka [15]:

где $t_{\text{раб}}$ - время, затраченное на работу, ч., рассчитываем по формуле:

$$t_{\text{раб}} = P/v_{\text{св}}, \quad (8)$$

где P-периметр сварного шва ковша скрепера по всем ребрам, $P = 36$ м.;

$v_{\text{св}}$-скорость процесса сварки принята по ГОСТ 8213-75 «Автоматы для дуговой сварки плавящимся электродом», $v_{\text{св}} = 12$ м/ч. , тогда

$$t_{\text{раб}} = \frac{36}{12} = 3 \text{ ч.};$$

СТ-часовая ставка работника, ч/руб., рассчитываем по формуле:

$$СТ = ЗП/t, \quad (9)$$

где ЗП-заработная плата оператора ЭВМ II разряда, ЗП=25000 руб.

t-количество рабочих часов в месяце с учетом пятиднвной рабочей недели по 8 часов, $t = 160$ ч., тогда

$$\text{СТ} = \frac{25000}{160} = 156{,}25 \text{ ч/руб.};$$

n-количество деталей, шт. принимаем $n = 1$ шт.;

$З_{мат}$-затраты на расходные материалы, руб. в этом случае будут равны затратам на сварочную проволоку, требуемые для сварки одного ковша и составляют:

$$З_{мат} = З_{св.пр.} = 42000 \text{ руб.}$$

$А_о$-амортизация оборудования, рассчитывается по следующей формуле [5]:

$$А_о = \frac{C_{об}}{t_{сл}}, \quad (10)$$

где $C_{об}$-стоимость оборудования, ровна стоимости антропоморфного робота 2000000 руб.

$t_{сл}$-срок службы 120 мес., тогда

$$А_о = \frac{2000000}{120} = 16666{,}67,$$

$$С = 3 \cdot 156{,}25 \cdot 1 + (42000 + 16666{,}67) = 59135{,}42 \text{ руб.}$$

В результате расчетов (рис. 4.) с учетом амортизация цена сварки ковша скрепера составила:

- Ручная сварка - цена изготовления одной детали составила 53789,58 руб.
- Сварка с помощью антропоморфного робота – соответственно 59135,42 руб.

Результатами статьи является полученная зависимость, отраженная в графике. Из расчётов и графика следует, что применение антропоморфного робота, с целью автоматизации производства, следует применять от мелкосерийного производства заканчивая массовым, что существенно позволить снизить не только затраты на изготовление, но также улучшить условия труда и повысить безопасность производства. При единичном изготовлении эффективен ручной труд с экономической точки зрения.

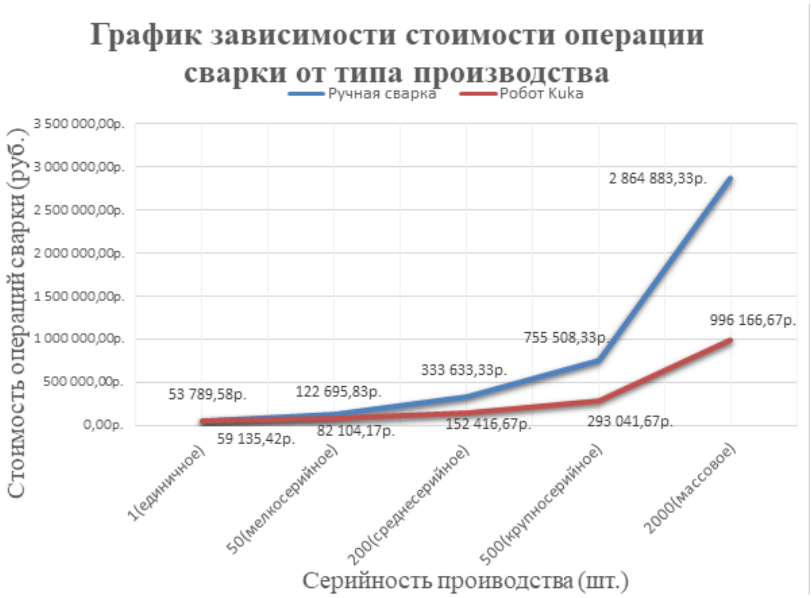


Рис. 4. График зависимости стоимости операции сварки от типа производства

Результаты вычислений сведены в таблицу, для наглядного представления выбора типа производства (табл. 1)

Таблица 1

Стоимость количества технологической операции сварки в зависимости от типа производства

Метод сварки	Серийность				
	1 шт. единичное	50 шт. мелкосерийное	200 шт. среднесерийное	500 шт. крупносерийное	2000 шт. Массовое
Ручная	53789,58 р.	122695,83 р.	333633,33 р.	755508,33 р.	2864883,33 р.
Автом.	59135,42 р.	82104,17 р.	152416,67 р.	293041,67 р.	996166,67 р.

Список литературы

1. Руководство по эксплуатации промышленных роботов [Электронный ресурс]. URL: http://rus-robot.com/zapasnye_chasti/dokumentaciya/ (09.04.2019).
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. М.: Изд-во Машиностроение 2001. 29 с.

3. Кононыхин, Б.Д. Лазерные системы управления машинами дорожного строительства. М.: Изд-во Машиностроение, 1990. 304 с.
4. Кириллов Г.В., Марков П.И., Раннев П.В. Машины для земляных работ. М.: Изд-во Стройиздат, 1994. 288 с.
5. Ряузов М. П., Малевич И.П., Полосин М.Д. Погрузочно-разгрузочные работы: Справочник сроителя. М.: Изд-во Стройиздат, 1988. 442 с.
6. Раннев А.В. Самоходные скреперы. М.: Изд-во Высш. шк., 1988. 143 с.
7. Раннев А.В., Полосин М.Д. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин. М.: Изд-во центр «Академия», 2000. 488 с.
8. Ронинсон Э.Г. Скреперы. М.: Изд-во Высш. шк., 1986. 223 с.
9. Соколов В.А., Новиков В. А. Самоходные и полуприцепные дорожные скреперы. М.: Изд-во Высш. шк., 1991. 240 с.
10. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Киев: Изд-во Высш. Школа, 1978. 14 с.
11. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 25 с.
12. Гаврилов К.Л. Дорожно-строительные машины иностранного и отечественного производства: устройство, диагностика и ремонт. М.: Издатель А.И. Осипенко, 2006. 480 с.
13. Касьяненко Т. Г. Оценка стоимости машин и оборудования. М.: Изд-во Юрайт, 2014. 49 с.
14. Белотуров А.С., Брусов В. И., Колпаков В.П. Средства механизации строительного комплекса Москвы. М.: Изд-во Стройиздат, 1998. 42 с.
15. Трейдер А.К. Строительное производство: Энциклопедия. М.: Изд-во Стройиздат, 1995. 64 с.
16. Чепчуров М.С. Четвериков Б.С. Автоматизация производственных процессов. М.: Изд-во: ООО Научно-издательский центр ИНФРА-М. 2019. 16 с.
17. Чепчуров М.С., Жуков Е.М., Схиртладзе А.Г. Оборудование с ЧПУ машиностроительного производства. М.: Изд-во: ООО Тонкие наукоемкие технологии. 2018. 38 с.
18. Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. №3. С. 69-71.
19. Romanovich, A.A., Glagolev, S.N., Babaevsky, A.N. New technology and energy-saving equipment for production of composite materials. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Т. 327. №5. №ст. 052013.

УДК 629.114

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ СНЕГОБОЛОТОХОДА

***Маслов Н.А.*[1,2]**

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

2. ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск

Для определения проходимости гусеничного снегоболотохода по снегу проведен анализ конструктивных параметров машины и их влияния на силы сопротивления движителю, силу тяги и силы взаимодействия снега с гусеницей. Построены графики зависимостей параметров гусеничного движителя машины от высоты снежного покрова, позволяющие обоснованно выбирать комплектующие гидропередачи привода ходового оборудования модернизируемой машины.

Ключевые слова: тяговый расчет, гусеничный движитель, снегоболотоход.

TRACTION CALCULATION AND DIMENSIONING CATERPILLAR DRIVE OFF-ROAD VEHICLES

***Maslov N.A.*[1,2]**

1. Siberian Transport University, Novosibirsk
2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

To determine the cross-terrain vehicle on a snow crawler analyzes the design parameters of the machine and their influence on the resistance forces mover, snow traction and interaction strength with a caterpillar. Plotted parameters caterpillar drive cars from the snow depth, can reasonably choose the components hydraulic transmission drive spindle equipment modernized machines.

Keywords: traction calculation, caterpillar mover, all terrain vehicle.

Тяговый расчет является одним из важнейших на проектной стадии создания колесной или гусеничной машины, когда машина отсутствует в виде серийных и опытных образцов, для выявления некоторых показателей машины, а также на стадии поверочного расчета, когда для существующей в виде серийных или опытных образцов машины необходимо уточнить некоторые тяговые, динамические или топливно-экономические данные [1].

Зимой проходимость гусеничного снегоболотохода (далее по тексту – машины) в основном ограничивается толщиной снежного покрова и его плотностью. Для эффективного передвижения по снегу важна геометрическая проходимость машины, а летом - необходимый коэффициент сцепления с дорогой (достигается установкой требуемых типов гусениц).

Машины такого типа используется в северных и восточных частях нашей страны. Зимний период в этих регионах занимает большую часть года, и величина снега оказывает наиболее большие сопротивле-

ния движению машины, по сравнению с грязью (при движении по болоту).

Для определения проходимости машины по снегу, проведен анализ конструктивных параметров машины и их влияния на силы сопротивления движителю, силу тяги и силы взаимодействия снега с гусеницей.

Цель расчета: определение сопротивлений, передающихся на ведущую звездочку гусеничного движителя машины, и требуемого вращающего момента на ведущей звездочке.

Условие расчета: машина передвигается в наиболее тяжелых дорожных условиях (зимой по снежной целине).

Исходные данные: мощность и вращающий момент на валу первичного двигателя $P_д$ = 30 кВт и $T_д$ = 400 Нм; диаметр ведущей звездочки гусеничного движителя $d_з$ = 0,6 м; вес машины G_M = 30000 Н; ширина гусеницы b_1 = 0,4 м, b_2 = 0,5 м, b_3 = 0,6 м; коэффициент начальной жесткости снега $\gamma = 50 \cdot 10^3$ Па/м; давление гусеницы на грунт $p = 50 \cdot 10^3$ Па; высота снега H = 0,2…1 м; плотность снега ρ = 0,25 кг/м^3; параметры, характеризующие трение корпуса о снег c = 2500 Па и $tg\phi$ = 0,33; площадь днища $S_{дн}$ = 2,5 м^2.

Результаты тягового расчета при заданных значениях ширины гусеницы b и высоте снега приведены в таблицах 1-4. В таблицах 1-4 обозначено: W_f - сила сопротивления движению машины, Н; W_{fc} - сопротивление движению машины из-за вертикальной деформации снега гусеницей, Н; $W_{fдн}$ - сопротивление движению машины из-за деформации снега днищем машины, Н; $W_{fдн.тр}$ - сопротивление движению машины из-за трения днища о снег, Н; $W_{дв}$ - сопротивление движению машины от её веса, Н; d - эмпирический коэффициент; n_y - коэффициент уплотненности снега; h_{max} - коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению, м; h - дорожный просвет машины, м; $h_{дн}$ - глубина погружения днища машины в снег, м; $q_{дн}$ – давление днища машины на снег, Па.

Таблица 1

Результаты расчетов при b_1 = 0,4 м и H = 0,2…1 м

H, м	0,2	0,4	0,6	0,8	1
W_f, Н	21895,34	28791,03	39430,59	54967,43	77518,36
$W_{дв}$, Н	12000,00	12000,00	12000,00	12000,00	12000,00
W_{fc}, Н	1413,86	3359,87	5062,55	6492,52	7691,74
$W_{дн}$, Н	4,35	107,05	810,16	3345,36	9802,98
$W_{дн.тр}$, Н	8477,13	13324,11	21557,87	33129,54	48023,65
d	2,567	7,261	13,339	20,536	28,700
n_y	0,545	0,545	0,545	0,545	0,545
h_{max}, м	0,188	0,391	0,592	0,793	0,994

Окончание табл. 1

h, м	0,158	0,281	0,372	0,442	0,498
$h_{дн}$, м	0,042	0,119	0,228	0,358	0,502
$q_{дн}$, Па	2699,554	8574,677	18554,999	32581,265	50634,725

Таблица 2

Результаты расчетов при b_2 = 0,5 м и H = 0,2…1 м

H, м	0,2	0,4	0,6	0,8	1
W_f , Н	22354,35	29726,25	40801,99	56717,61	79598,35
$W_{дв}$, Н	12000,00	12000,00	12000,00	12000,00	12000,00
W_{fc}, Н	1736,12	4174,48	6309,62	8101,85	9604,15
$W_{дн}$, Н	4,99	110,65	820,31	3366,20	9839,33
$W_{дн.тр}$, Н	8613,24	13441,11	21672,06	33249,56	48154,88
d	2,567	7,261	13,339	20,536	28,700
n_y	0,545	0,545	0,545	0,545	0,545
h_{max}, м	0,185	0,388	0,590	0,791	0,992
h, м	0,156	0,280	0,371	0,442	0,498
$h_{дн}$, м	0,044	0,120	0,229	0,358	0,502
$q_{дн}$, Па	2864,531	8716,501	18693,412	32726,735	50793,789

Таблица 3

Результаты расчетов при b_3 = 0,6 м и H = 0,2…1 м

H, м	0,2	0,4	0,6	0,8	1
W_f , Н	22800,59	30651,49	42166,14	58462,43	81674,30
$W_{дв}$, Н	12000,00	12000,00	12000,00	12000,00	12000,00
W_{fc}, Н	2048,31	4979,68	7549,54	9705,79	11512,42
$W_{дн}$, Н	5,66	114,26	830,45	3387,02	9875,65
$W_{дн.тр}$, Н	8746,61	13557,55	21786,15	33369,62	48286,23
d	2,567	7,261	13,339	20,536	28,700
n_y	0,545	0,545	0,545	0,545	0,545
h_{max}, м	0,183	0,386	0,588	0,790	0,991
h, м	0,155	0,279	0,370	0,441	0,498
$h_{дн}$, м	0,045	0,121	0,230	0,359	0,502
$q_{дн}$, Па	3026,200	8857,641	18831,700	32872,268	50953,007

Одним из наиболее важных параметров машины является ширина гусеницы. Положительное влияние увеличения ширины гусеницы заключается в снижении удельного давления на снег, а, следовательно, и в уменьшении деформаций снежного покрова. Отрицательное влияние заключается в том, что с увеличением ширины гусениц происходит увеличение объёма снега, находящегося под движителем, увеличение сопротивления передвижению, а также увеличение массы движителя, что влияет на силу тяги.

По результатам расчета построены графики (рисунки 1-4), иллюстрирующие зависимость сопротивления движению машины от ширины гусеницы *b* и высоты снега *H*. Сделан вывод, о том, что при увеличении ширины гусеницы, сила сопротивления движению машины меняется незначительно (рисунок 1). Когда глубина снега увеличивается, важную роль играет касание машины днищем о снежный покров и, как следствие геометрическая проходимость машины. При увеличении ширины гусениц, погружение в снег уменьшается, а значит возможно движение машины без взаимодействия днища со снегом, следовательно, сопротивление движению машины уменьшается. Так при глубине снега *H*=0,6 м и ширине гусениц *b*=0,4 м (линия графика *b*=0,4 м) погружение машины в снег составляет 0,36 м. Увеличивая ширину гусениц до 0,6 м (линия графика *b*=0,6м) погружение в снег составляет 0,32 м. График зависимости погружения машины от высоты снега показан на рисунке 2.

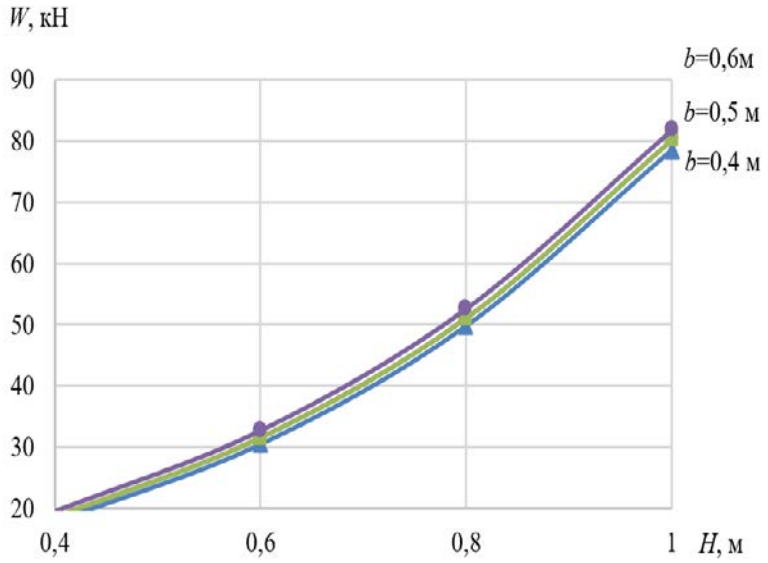


Рис. 1 - График зависимости сопротивления движению машины от высоты снега *W=f(H)*

При движении по глубокому снегу, большое влияние на проходимость машины имеет ширина гусеницы *b*, которую необходимо увеличивать. При движении по неглубокому снегу, с увеличением ширины гусениц, сила тяги и вращающий момент на ведущей звездочке, увеличиваются незначительно (в пределах 10-15%). Это объясняется тем,

что в данном случае решающее влияние оказывает не сила трения о снег, а сила трения, возникающая в катках движителя. Однако, когда машина погружается глубже в снег до точки касания с днищем, возникает существенное трение корпуса о снег, и сила тяги машины резко снижается. В этом случае при увеличении ширины гусениц вдвое, сила тяги увеличивается на 15-30%, то есть машина перестает двигаться по снегу с касанием днища и из-за уменьшения давления машины на грунт, сила тяги, соответственно, увеличивается. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что чем меньше давление гусениц на снег, тем эффективнее уширение гусениц.

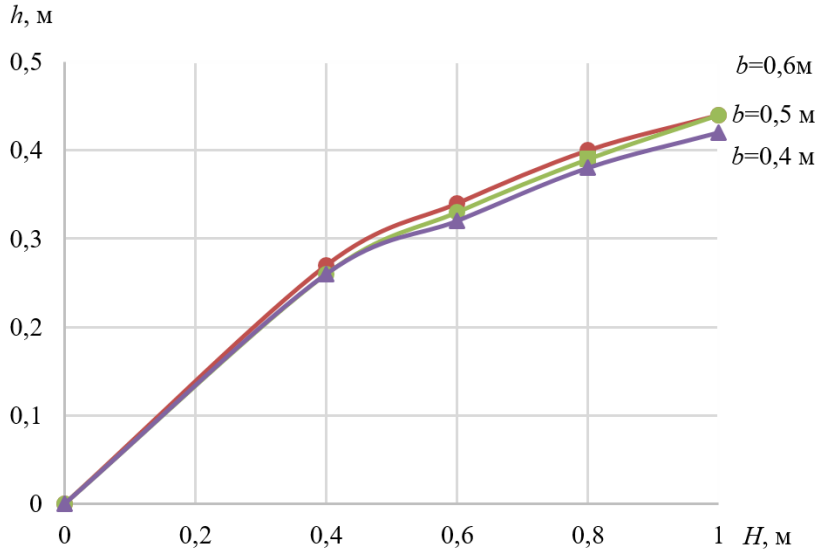


Рис. 2 - График зависимости погружения машины от высоты снега *h=f(H)*

Увеличение проходимости машины достигается не только регулированием ширины движителя (ограничена требуемой шириной машины). Обычно, для увеличения проходимости машины используют увеличение дорожного просвета. При прочих равных, дорожный просвет значительно влияет на проходимость, так как при его увеличении не происходит касания машины днищем о снежный покров, при этом сила трения не увеличивается резко и не снижается сила тяги, а значит увеличивается проходимость. Однако, дорожный просвет нельзя увеличивать бесконечно, так как возникают негативные последствия: уве-

личение центра тяжести машины (вероятность опрокидывания), значительное увеличение вертикальных габаритов машины.

Обычно выделяют три основных параметра, которые оказывают решающее влияние на проходимость машины: ширина гусениц, дорожный просвет и пиковое давление на снег [2]. По графикам, показанным на рисунке 3, сделан вывод о том, что значительное влияние на сопротивление движению машины оказывает сопротивление движению за счет трения днища о снег $W_{fдн.тр}$. Сопротивление движению из-за деформации снега днищем $W_{fдн.}$ и гусеницей W_{fc} оказывают примерно равные влияния на движение машины, но с увеличением высоты снега H сопротивление $W_{fдн.}$ увеличивается из-за большей площади сопротивления со снегом. Сопротивление движению от веса самой машины $W_{дв}$, не меняется, так как не зависит от внешних факторов (при движении машины по поверхности с постоянным уклоном).

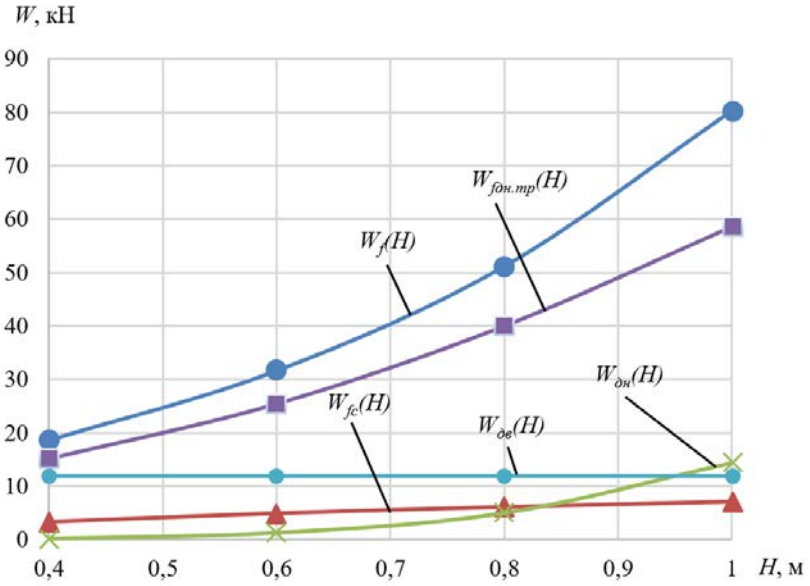


Рис. 3 – График зависимости составляющих сопротивлений движению машины от высоты снега $W_f=f(H)$, $W_{fc}=f(H)$, $W_{fдн}=f(H)$, $W_{fдн.тр}=f(H)$, $W_{дв}=f(H)$

Окончательные результаты расчета представлены в виде зависимости (рисунок 4) требуемого вращающего момента на ведущей звездочке $T_з$ гусеничного движителя машины от глубины снега H. С использованием полученной зависимости выбраны комплектующие гид-

ропередачи привода ходового оборудования машины (рисунок 5) и определены режимы движения машины по снегу (таблица 4).

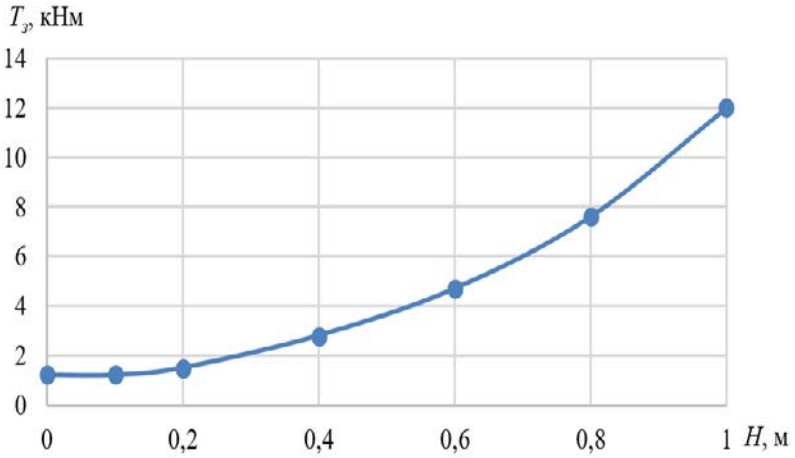


Рис. 4 – График зависимости вращающего момента на ведущей звездочке от глубины снега *T=f(H)*

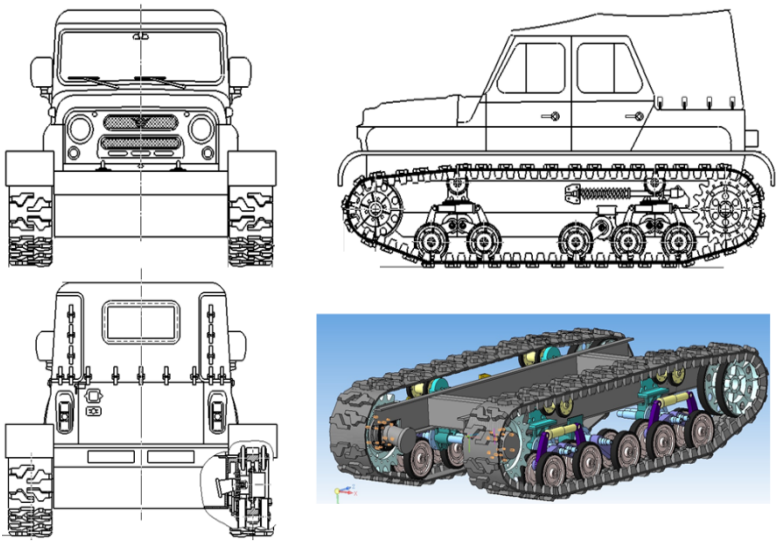


Рис. 5 - Общий вид модернизированного снегоболотохода (прототип ЗВМ 2410 «Ухтыш»)

Таблица 4

Режимы движения машины

	по глубокому снегу (H > 0,6м)					по не глубокому снегу (H < 0,6)				
$T_з$, кНм	12,5	9,4	5,6	5	4,6	4,2	3,5	3,3	3,1	2,8
$v_м$, км/ч*	3,96	5,3	8,8	9,9	11	12	14	15,2	16,2	18
$\Delta p_м$, МПа**	38,8	38,8	38,8	29,82	23,63	19,19	13,4	11,4	9,8	8,66

Примечания: *$v_м$ – скорость движения машины; **$\Delta p_м$ - перепад давления на гидромоторе привода гусеничного движителя.

Результаты работы приняты для использования в: ООО «Уралплатформа» при модернизации и создании снегоболотоходов, Сибирском государственном университете путей сообщения при подготовке специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам [3-5], а также при повышении квалификации кадров в учебном центре ИТТиПК СГУПС.

Список литературы

1. Сырямин, Ю. Н. Воронцов, Д. С. Особенности тягового расчета машины для мойки тоннеля метрополитена на базе дрезины ДМСу [Текст] / Ю. Н. Сырямин, Д. С. Воронцов // Научные проблемы реализации транспортных проектов в Сибири и на Дальнем Востоке IX Международная научно-техническая конференция «Политранспортные системы». Тезисы конференции. Новосибирск, 2016.-268 с., с.235-237.
2. Барахтанов Л.В., Ершов В.И., Куляшов А.П., Рукавишников С.В. Снегоходные машины // Горький: Волго-Вятское книжное изд-во, 1986. 192 с.
3. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки кадров для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Вестник СГУПС, 2018. - № 3, с.25-32.
4. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Подготовка инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Путь и путевое хозяйство, 2019. - № 3, с.17-20.
5. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2019. - № 5, с.29-34.

УДК 629.114

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ПРИВОДА ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ СЕДЕЛЬНОГО ТЯГАЧА АВТОПОЕЗДА

Маслов Н.А. [1,2]

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

2. ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск

Разработана методика определения максимального вращающего момента на колесах вспомогательного привода ходового оборудования автопоезда. Построены графики, показывающие степень влияния коэффициента сцепления на выходные параметры автопоезда и позволяющие обоснованно выбирать комплектующие гидропередачи вспомогательного привода ходового оборудования автопоезда.

Ключевые слова: тяговый расчет, вспомогательный привод, ходовое оборудование, седельный тягач, автопоезд.

TRACTION CALCULATION AND PARAMETERS DETERMINATION AUXILIARY DRIVE OF VEHICLE TRAIN SADDLE TRACTOR RUNNING EQUIPMENT

***Maslov N.A.*[1,2]**

1. Siberian Transport University, Novosibirsk

2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

A method for determining the maximum torque of the auxiliary drive wheels on the running trains of equipment. The graphs showing the extent of the influence of the friction coefficient on the output parameters of trains and can reasonably choose the components hydraulic transmission auxiliary drive trains navigating equipment.

Keywords: traction calculation, auxiliary drive, navigation equipment, tractor, trailer.

В настоящее время значительная часть логистических операций на пути движения материального потока осуществляется с помощью различных транспортных средств. Транспорт - связующее звено между элементами логистических систем.

Большую часть рынка перевозок груза приходится на большегрузный автомобильный транспорт, то есть автомобилями с повышенной грузоподъёмностью, способными перевозить большие объёмы грузов и общим весом от 3,5 тонн. В основном, для перевозок этого типа используют такие машины как автопоезда, то есть седельные тягачи с полуприцепами.

Большие перспективы имеет использование автопоездов со слаборазвитой сетью дорог, что особенно актуально для нашей страны. Однако известно, что седельная нагрузка негативно сказывается на проходимости. На участках подъема значительно снижается скорость тяжелых грузовых автомобилей (особенно автопоездов), что резко снижает среднюю скорость транспортного потока, уменьшает пропускную способность и повышает вероятность возникновения аварийных ситуаций.

Для повышения тягово-динамических свойств автопоездов известны различные конструктивные решения. Стремление к повыше-

нию проходимости автопоездов привело к созданию так называемых активных автопоездов. Их основное отличие заключается в распределении мощности двигателя не только на колеса тягача, но и на колеса прицепных звеньев. Активный привод колес прицепных звеньев предназначен для увеличения силы тяги автопоезда путем использования силы тяжести, приходящейся на ведущие колеса прицепных звеньев. Продольные уклоны автомобильных дорог значительно влияют на движение как одиночных транспортных средств, так и автомобильного потока в целом.

В климатических условиях РФ проблема недостаточного сцепления на загрязненных водой, грязью или снегом поверхностях, в частности при преодолении автопоездами подъемов или спусков, особенно актуальна. При движении транспорта в зимних условиях возникают проблемы при преодолении подъемов не только в холмистых местностях, но и при заезде на мосты и эстакады.

Таким образом, создание активного прицепного звена для автопоездов, предназначенных для движения по дорогам общего пользования, является актуальной задачей.

Тяговый расчет является одним из важнейших на проектной стадии создания колесной или гусеничной машины, когда машина отсутствует в виде серийных и опытных образцов, для выявления некоторых показателей машины, а также на стадии поверочного расчета, когда для существующей в виде серийных или опытных образцов машины необходимо уточнить некоторые тяговые, динамические или топливно-экономические данные [1].

Цель расчёта: определение максимального вращающего момента на колесах вспомогательного привода ходового оборудования (далее по тексту – ХО) автопоезда, для последующего выбора комплектующих гидропередачи вспомогательного привода ХО.

Условия расчёта: автопоезд движется с грузом массой 29 т., характеристики сцепления и сопротивления качению одинаковы для всех колес; ввиду малой скорости при преодолении максимальных подъемов пренебречь сопротивлением воздуха и силой инерции.

Исходные данные: технические характеристики автопоезда (таблица 1), состоящего из тягача КАМАЗ 5490 и полуприцепа Тонар-97461.

Таблица 1

Исходные данные к расчету (характеристики автопоезда)

Название, буквенное обозначение, единица измерения параметра	Величина параметра
Полная масса полуприцепа m_{sl} , т	25
1	2

Окончание табл. 1

1	2
Полная масса тягача m_{tr} , т	19
Полная масса тяговой тележки полприцепа m_{t1} , т	1
Коэффициент сцепления колес φ	0,4
Коэффициент сопротивления качению колес f	0,01
Высота седельно-сцепного устройства h_{sad}, м	1,15
Высота центра тяжести тягача h_{gtr}, м	1
Высота центра тяжести полуприцепа h_{gt1}, м	1,2
База тягача L_{tr}, м	3,78
База полуприцепа L_{t1}, м	10
Продольная координата центра тягача a_{tr}, м	1,15
Продольная координата центра полуприцепа a_{t1}, м	4,35
Радиус колес r_k, м	0,441…0,445
Передаточное число трансмиссии на первой передаче i_{mp1}, м/с	50,5
Максимальная скорость автопоезда на первой передаче v_1, м/с	7,5

Расчетная схема для тягового расчёта автопоезда показана на рисунке 1.

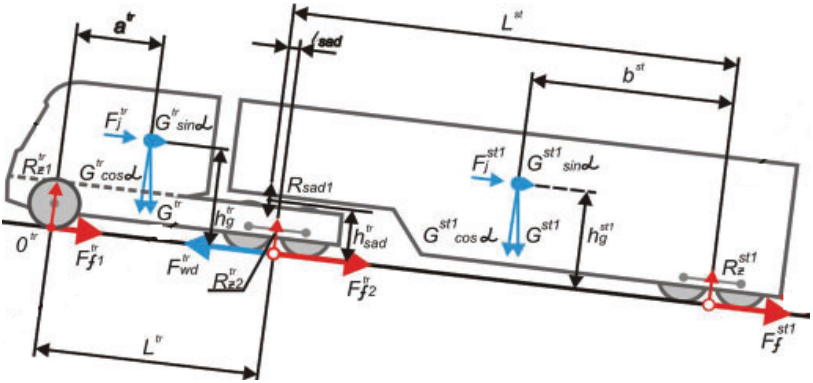


Рис. 1 - Расчётная схема для тягового расчёта автопоезда

Алгоритм тягового расчёта автопоезда показан на рисунке 2.

Определим максимальный угол преодолеваемого автопоездом подъема с учетом того, что значение этого угла ограничено сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью. Учитывая, что каждое

звено оснащено самостоятельной силовой установкой, целесообразно оценку преодолеваемого подъема вести для каждого звена отдельно.

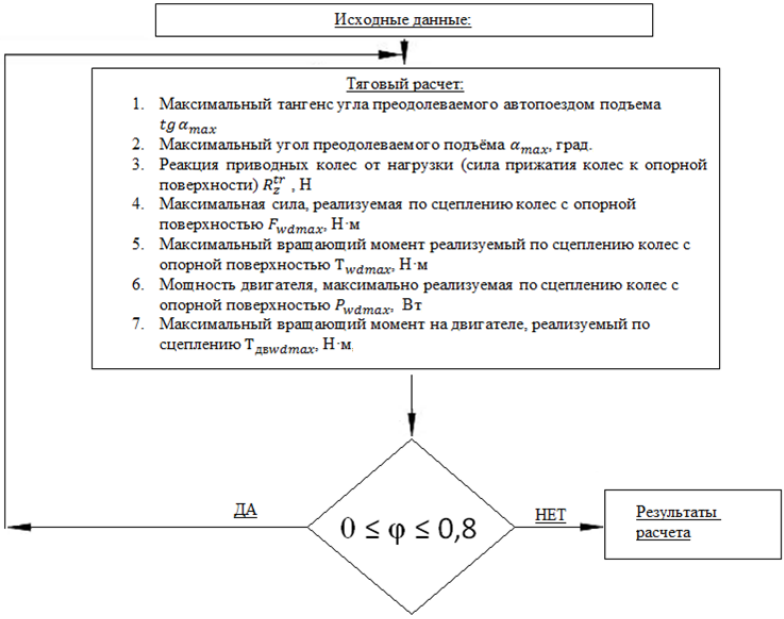


Рис. 2 - Блок-схема алгоритма тягового расчёта автопоезда

Сумма проекций на опорную поверхность всех сил, действующих на звено F_{wd}, Н:

$$F_{wd}=F_f+G_t \cdot sin\ \alpha + F_{sad},$$

где F_{wd} – тяговая сила ведущих колес тягового модуля, Н; F_f – сила сопротивления качению колес тягового модуля, Н; G_t – сила тяжести тягового модуля, Н; F_{sad} – сила на перемещение полуприцепа, Н; α – угол преодолеваемого подъема, град.

Сумма моментов относительно оси, проходящей через точки контакта передних колес тягача, индекс «tr» (полуприцепа, индекс «t1»), с опорной поверхностью:

$$R_z^{tr(t1)} \cdot L^{tr(t1)} = G_{tr(t1)} \cdot h_g^{tr(t1)} \cdot sin\alpha + G_{tr(t1)} \cdot a_{tr(t1)} \cdot cos\alpha + F_{sad} \cdot h_{sad}\ ,$$

где h_{sad} – высота ССУ, м; h_g – высота центра тяжести тягача, индекс «tr» (полуприцепа, индекс «t1»), м; L – база тягача, индекс «tr» (полуприцепа, индекс «t1»), м; a – продольная (от передней оси) координата центра тягача, индекс «tr» (полуприцепа, индекс «t1»), м.

Реакция приводных колес от нагрузки (сила прижатия колес к опорной поверхности) $R_z^{tr(t1)}$, Н:

$$R_z^{tr(t1)} = \frac{G_{tr(t1)} \cdot h_g^{tr(t1)} \cdot sin\alpha + G_{tr(t1)} \cdot a_{tr(t1)} \cdot cos\alpha + F_{sad} \cdot h_{sad}}{L^{tr(t1)}}.$$

Из первых двух уравнений получена зависимость для определения $tg\alpha_{max}$:

$$tg\alpha_{max} = \frac{\varphi \frac{a_{tr(t1)}}{L^{tr(t1)}} - f\left[1 + \frac{m_{st}}{m_{tr(t1)}}\left(1 - \varphi \frac{h_{sad}}{L^{tr(t1)}}\right)\right]}{\left(1 - \varphi \frac{h_{sad}}{L^{tr(t1)}}\right) + \frac{m_{st}}{m_{st(t1)}}\left(1 - \varphi \frac{h_{sad}}{L^{tr(t1)}}\right)},$$

где m_{st} – полная масса полуприцепа, т; $m_{tr(t1)}$ – полная масса тягача (тяговой тележки полуприцепа), т; φ – коэффициент сцепления колеса; f – коэффициент сопротивления качению колес.

Необходимо отметить, что под полной массой полуприцепа следует понимать ту ее часть, которая воспринимается его колесами; под полной массой тягового модуля полуприцепа-сумму его снаряженной массы.

Максимальный угол преодолеваемого подъема α_{max}, град.:

$$\alpha_{max} = arc\ tg\alpha_{max}$$

Максимальная сила реализуемая по сцеплению колес с опорной поверхностью F_{wdmax}, Н·м:

$$F_{wdmax} = R_z^{tr(t1)} \cdot \varphi\ ,$$

Максимальный вращающий момент реализуемый по сцеплению колес с опорной поверхностью T_{wdmax}, Н·м:

$$T_{wdmax} = F_{wdmax} \cdot r_k\ ,$$

где r_k - радиус колес, м.

Мощность двигателя максимально реализуемая по сцеплению колес с опорной поверхностью P_{wdmax}, Вт:

$$P_{wdmax} = F_{wdmax} \cdot \upsilon_1\ ,$$

где υ_1 – максимальная скорость автопоезда на первой передаче, м/с.

Максимальный вращающий момент на двигателе, реализуемый по сцеплению $T_{двwdmax}$, Н·м:

$$T_{двwdmax} = T_{двwdmax} / i_{mp1}\ ,$$

где i_{mp1} - передаточное число трансмиссии на первой передаче.

Максимальная мощность на привод гидравлического вспомогательного ХО P_{XOmax}, кВт:

$$P_{XOmax} = P_{двmax} - P_{wdmax}\ ,$$

где $P_{двmax}$ - максимальная мощность двигателя, кВт ($P_{двmax}$ =315 кВт);

P_{wdmax} - максимальная мощность двигателя, реализуемая по сцеплению, кВт.

Результаты расчёта, полученные по предложенной выше методике, приведены в таблице 2.

На рисунках 3-5 приведены графики, показывающие степень влияния коэффициента сцепления на выходные параметры автопоезда.

По результатам расчётов выявлено, что при использовании гидравлического вспомогательного оборудования в приводе ходового оборудования автопоезда, угол, преодолеваемого автопоездом подъёма, увеличивается в зависимости от коэффициента сцепления (от 0,1 до 0,8) на величину от 20 до 30 %. Максимальный вращающий момент, реализуемый по сцеплению, увеличивается в зависимости от коэффициента сцепления (от 0,1 до 0,8) на величину от 56 до 100 %. Максимальная мощность двигателя, реализуемая по сцеплению колес автопоезда с дорогой, увеличивается, в зависимости от коэффициента сцепления (от 0,1 до 0,8), на величину от 56 до 100 %.

Например, при максимальном коэффициенте сцепления φ=0,4 при работе вспомогательного привода ХО автопоезда, максимальная мощность двигателя по сцеплению (по графику $P_{двwdmax}= f(\varphi)$, рисунок 4), $P_{двwdmax}$ = 102 кВт, а максимальная мощность, которую можно затратить на привод гидравлического вспомогательного ХО, полученная расчетом, P_{XOmax} = 213 кВт.

Таблица 2

Результаты тягового расчета

Без приводной тележки							
φ	tg αmax	αmax,град	Rtr,кН	Fwdmax,кН	Twdmax,кН*м	Pwdmax,кВт	Tдвwdmax,Н*м
0,1	0,020306	1,16	68,0	6,8	3,4	17	67
0,2	0,050604	2,90	79,3	15,9	7,9	40	157
0,3	0,080895	4,63	90,6	27,2	13,6	68	269
0,4	0,111177	6,37	101,7	40,7	20,3	102	403
0,5	0,141449	8,10	112,7	56,3	28,2	141	558
0,6	0,171712	9,84	123,5	74,1	37,1	185	734
0,7	0,201962	11,57	134,1	93,9	46,9	235	930
0,8	0,2322	13,30	144,5	115,6	57,8	289	1145
Тягач+приводная тележка							
φ	tg αmax	αmax,град	Rt1,кН	Fwdmax,кН	Twdmax,кН*м	Pwdmax,кВт	Tдвwdmax,Н*м
0,1	0,027798	1,59	141,8	14,2	7,1	35	140
0,2	0,065593	3,76	154,5	30,9	15,5	77	306
0,3	0,103384	5,92	167,0	50,1	25,1	125	496
0,4	0,141171	8,09	179,3	71,7	35,9	179	710
0,5	0,178955	10,25	191,3	95,7	47,8	239	947
0,6	0,216733	12,42	203,1	121,9	60,9	305	1206
0,7	0,254507	14,58	214,5	150,2	75,1	375	1487
0,8	0,292275	16,75	225,6	180,5	90,3	451	1787

Например, при максимальном коэффициенте сцепления φ=0,4 при работе вспомогательного привода ХО автопоезда, максимальная мощность двигателя по сцеплению (по графику $P_{двwdmax}= f(\varphi)$, рисунок 4), $P_{двwdmax}$ = 102 кВт, а максимальная мощность, которую можно затратить на привод гидравлического вспомогательного ХО, полученная расчетом, P_{XOmax} = 213 кВт.

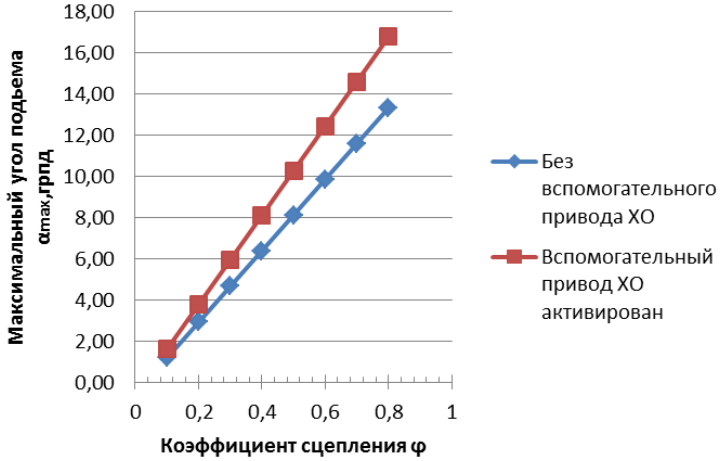


Рис. 3 - Графики зависимости максимального угла подъёма от коэффициента сцепления $a_{max}=f(\varphi)$

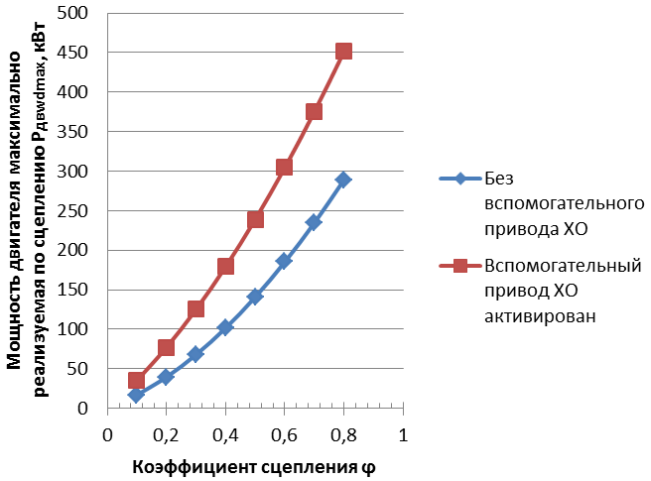


Рис. 4 - Графики зависимости максимальной мощности двигателя, реализуемой по сцеплению от коэффициента сцепления $P_{двwdmax}= f(\varphi)$

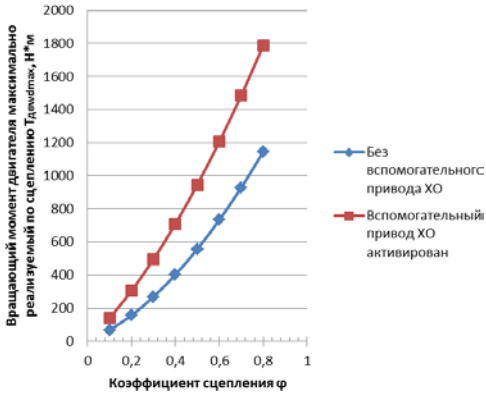


Рис. 5 - Графики зависимости максимального вращающего момента двигателя, реализуемого по сцеплению от коэффициента сцепления $T_{двwdmax} = f(\varphi)$

Предложенная в работе методика расчета позволяет обоснованно выбирать комплектующие гидропередачи вспомогательного привода ходового оборудования автопоезда. Результаты работы приняты для использования в: ПАО «Сургутнефтегаз» ПТФ «Сургутнефтетранссервис» при модернизации полуприцепов, Сибирском государственном университете путей сообщения при подготовке специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам, а также при повышении квалификации кадров в ИТТиПК СГУПС.

Список литературы

1. Сырямин, Ю. Н. Воронцов, Д. С. Особенности тягового расчета машины для мойки тоннеля метрополитена на базе дрезины ДМСу [Текст] / Ю. Н. Сырямин, Д. С. Воронцов // Научные проблемы реализации транспортных проектов в Сибири и на Дальнем Востоке IX Международная научно-техническая конференция «Политранспортные системы». Тезисы конференции. Новосибирск, 2016.-268 с., с.235-237.

УДК 629.114

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ СМАЗКИ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Маслов Н.А. [1,2]

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

2. ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск

Для модернизации автоматизированной системы смазки экскаватора CAT6015B определенs требуемый объем смазки на весь меж-

ремонтный период, режим работы смазочного насоса, объем дозирования для каждого узла смазки, оптимизированы параметры питающих распределителей. Построены диаграммы распределителей для трех смазочных коллекторов разрабатываемой и существующей систем смазки, позволяющие обоснованно выбирать комплектующие системы смазки.

Ключевые слова: питающий распределитель, система смазки, гидравлический экскаватор.

OPTIMIZATION OF SINGLE-BUCKET HYDRAULIC EXCAVATOR LUBRICATION SYSTEM PARAMETERS

***Maslov N.A.*[1,2]**

1. Siberian Transport University, Novosibirsk
2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

In order to modernize the automated lubrication system of the excavator, the required lubrication volume for the whole repair period, the mode of operation of the lubrication pump, the dosing volume for each lubrication unit are CAT6015B, and the parameters of the supply distributors are optimized. Distribution diagrams have been constructed for three lubrication headers of the developed and existing lubrication system, allowing reasonable selection of lubrication system components.

Keywords: supply distributor, lubrication system, hydraulic excavator.

Для предотвращения преждевременного отказа узлов трения и механизмов, работающих под нагрузкой, их требуется регулярно смазывать. Нужно знать режим работы машины и ее узлов, что позволит определить объем смазочных материалов и периодичность смазки. Это особенно важно на современных промышленных предприятиях, где время играет ключевую роль. В настоящее время большинство строительно-дорожных машин оборудованы автоматическими системами смазки для сокращения трудозатрат и простоев оборудования. По сравнению с ручным способом, автоматизированные системы смазки позволяют экономить от 5% до 20% рабочего времени. Система смазки экскаватора CAT6015B не предусматривает смазку в автоматическом режиме элементов соединения «ковш-рукоять». Эта операция проводится оператором экскаватора согласно регламенту. При ручном способе смазки человеческий фактор влияет на процесс, что не исключает недостаточное смазывание или вовсе невыполнение этой операции. В результате нередки: преждевременные выходы из строя машин, их простои в работе, большие траты и неудобства владельца техники. Так

как соединение «ковш-рукоять» является одним из самых нагруженных, то смазка его вручную приводит к дополнительным рискам при эксплуатации машины. Учитывая эти недостатки, а также общую тенденцию к автоматизации систем смазки в технике, была модернизирована существующая автоматизированная система смазки экскаватора CAT6015B, рассчитаны требуемый объем смазки на весь межремонтный период, определен режим работы насоса, а также объем дозирования для каждого узла смазки, принято решение об уменьшении общего количества питающих распределителей (без ущерба для качества смазывания элементов). Дополнительными отличиями предлагаемой системы смазки от существующей является отсутствие смазочного пистолета ручной смазки и установка питающего распределителя для смазки основного соединения «ковш-рукоять» (рисунок 1). На рисунке 1 обозначено: Д - двигатель внутреннего сгорания Д; Н2 - нерегулируемый гидравлический насос; Ф1 - фильтр очистки; Р1, Р2 - распределители; КР1 - редукционный клапан; МН1 - манометр; Д1 - дроссель; М1 - гидромотор; Б2 - гидробак; Н1 - нерегулируемый смазочный насос; Б1 - бак со смазкой; БР1 - быстроразъемное соединение (для соединения с баком со смазкой); ДД1-ДД4 - датчики давления (для контроля давления в системе); КЛ1-КЛ3 - коллекторы смазки (для подключения к системе смазки питающих распределителей); РП1-РП9 - подающие распределители (для дозирования смазки). В качестве возможного варианта конструктивного исполнения может быть взята конструкция системы смазки соединения «ковш-рукоять» на экскаваторе CAT6050. Поскольку этот экскаватор также является представителем «семейства» CAT, а также, по результатам анализа конструкций систем смазки экскаваторов и других образцов строительно-дорожной техники, сделан вывод о том, что такая система смазки может быть в кратчайшие сроки применена на экскаваторе CAT6015B.

Задачи работы:

- рассчитать полный объем смазывания, а также минимальный объем дозирования смазки для каждого узла трения;

- сравнить параметры выбранных подающих распределителей с характеристиками подающих распределителей существующей системы смазки на машине и определить оптимальное количество подающих распределителей.

Объем дозирования смазки распределителями для каждого узла трения выбран по условию смазывания соответствующих элементов.

Полный объем смазки требуемый для смазывания узла трения за весь межремонтный период V_i, м^3:

$$V_i = A_i \cdot h_i ,$$

где A_i - площадь смазываемой поверхности элемента, м^2 (таблицы 1-3); h_i - толщина слоя смазочного материала на поверхности элемента, м.

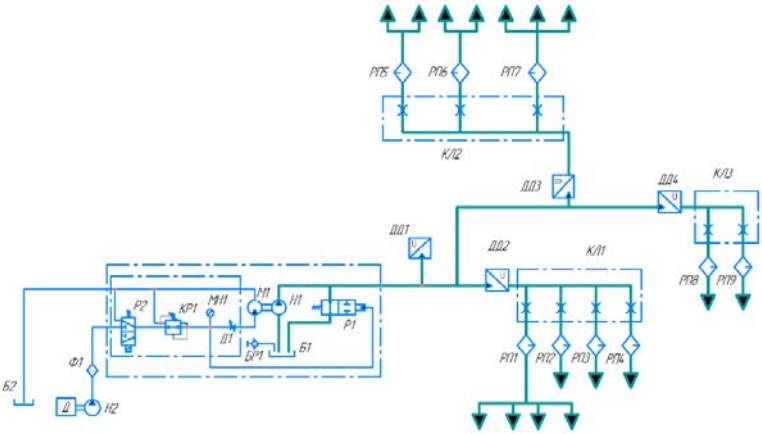


Рис. 1 – Комбинированная объединенная схема доработанной автоматизированной системы смазки экскаватора CAT 6015B

Минимальный объем дозирования смазки в узел трения $V_i^{доз}$, м^3:

$$V_i^{доз} = \frac{V_i}{n_ц \cdot T_ц \cdot n_{НО}},$$

где $n_ц$ – число циклов между техническим обслуживанием, шт. ($n_ц$=500); $T_ц$ – продолжительность цикла смазывания, мин ($T_ц$=120 с);

$\eta_{НО}$ – объемный КПД насоса ($\eta_{но}$ = 0,99).

Количество распределителей и установленный объем дозирования смазки по коллекторам (КЛ1 – КЛ3) представлены в таблицах 1 - 3.

Таблица 1

Объемы дозирования смазки в коллекторе КЛ1

i	Название элемента	n, шт	A_i, м^2	V_i, м^3	$V_i^{доз}$, м^3	Распределитель	
						Кол-во, шт.	Рабочий объем, м^3
12	Подшипник опорно-поворотного круга машины	1	$552\cdot10^{-3}$	$166\cdot10^{-4}$	$3{,}18\cdot10^{-7}$	3	$1{,}31\cdot10^{-7}$
10	Палец соединения “базовая машина - стрела”	2	$148\cdot10^{-3}$	$445\cdot10^{-6}$	$8\cdot10^{-9}$	1	$1{,}31\cdot10^{-7}$
3	Палец гидроцилиндра стрелы в проушине корпуса	2	$100\cdot10^{-2}$	$501\cdot10^{-5}$	$9\cdot10^{-8}$		

Таблица 2

Объем дозирования смазки в коллекторе КЛ2

i	Название элемента	n, шт	A_i, м^2	V_i, м^3	$V_i^{доз}$, м^3	Распределитель	
						Кол-во, шт.	Рабочий объем, м^3
4	Палец гидроцилиндра стрелы в проушине штока	1	$165\cdot10^{-2}$	$823\cdot10^{-5}$	$1{,}6\cdot10^{-7}$	1	$1{,}31\cdot10^{-7}$
1	Палец гидроцилиндра рукояти в проушине корпуса	1	$699\cdot10^{-3}$	$350\cdot10^{-5}$	$6{,}8\cdot10^{-8}$	1	$1{,}31\cdot10^{-7}$

Таблица 3

Объем дозирования распределителей в коллекторе КЛ3

i	Название элемента	n, шт	A_i, м^2	V_i, м^3	$V_i^{доз}$, м^3	Распределитель	
						Кол-во, шт.	Рабочий объем, м^3
11	Палец соединения “стрела-рукоять”	1	$281\cdot10^{-3}$	$842\cdot10^{-6}$	$1{,}6\cdot10^{-8}$	1	$1{,}5\cdot10^{-7}$
2	Палец гидроцилиндра рукояти в проушине штока	1	$693\cdot10^{-3}$	$347\cdot10^{-5}$	$6{,}7\cdot10^{-8}$		
i	Название элемента	n, шт	A_i, м^2	V_i, м^3	$V_i^{доз}$, м^3	Распределитель	
						Кол-во, шт.	Рабочий объем, м^3
5	Палец гидроцилиндра ковша в проушине корпуса	1	$693\cdot10^{-3}$	$347\cdot10^{-5}$	$6{,}7\cdot10^{-8}$		
8	Палец соединения шарнирного четырехзвенника с рукоятью	1	$193\cdot10^{-3}$	$578\cdot10^{-6}$	$1{,}1\cdot10^{-8}$	1	$1{,}31\cdot10^{-7}$
6	Палец гидроцилиндра ковша в проушине штока	1	$112\cdot10^{-2}$	$560\cdot10^{-5}$	$1{,}1\cdot10^{-7}$		
9	Палец соединения ковша с шарнирным четырехзвенником	1	$268\cdot10^{-3}$	$805\cdot10^{-6}$	$1{,}5\cdot10^{-8}$	1	$1{,}31\cdot10^{-7}$
7	Палец соединения ковша с гидроцилиндром	1	$114\cdot10^{-2}$	$571\cdot10^{-5}$	$1{,}1\cdot10^{-7}$		
11	Палец соединения “стрела-рукоять”	1	$281\cdot10^{-3}$	$842\cdot10^{-6}$	$1{,}6\cdot10^{-8}$	1	$1{,}5\cdot10^{-7}$

Подающие распределители могут в равных объемах осуществлять дозирование смазочного вещества в несколько узлов трения при

условии их нахождения на равном расстоянии от подающего распределителя.

Параметры подающего распределителя существующей системы смазки приведены в таблице 4.

Таблица 4

Характеристики подающего распределителя смазки SL-V

Название, единица измерения параметра	Значение параметра
Амплитуда дозирования*, м^3	$2{,}5\cdot10^{-7}$ - $1{,}31\cdot10^{-6}$
Максимальное рабочее давление, МПа	41,3
Максимальная рабочая температура, ºС	+80

Примечание: *Амплитуда дозирования – это объем смазки, проходящий через распределитель за один оборот вала насоса

Результаты сравнения количества подающих смазку распределителей и объемы дозирования смазки разрабатываемой и существующей системы смазки представлены на рисунках 2 - 4.

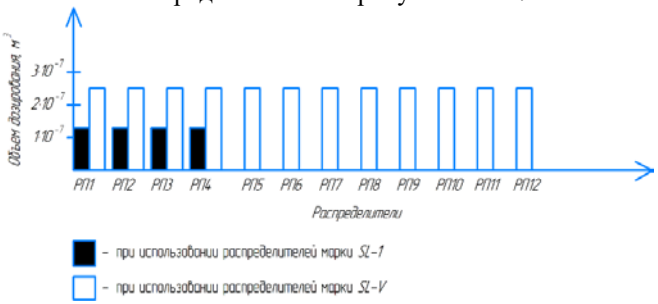


Рис. 2 – Диаграммы распределителей в коллекторе КЛ1 в разрабатываемой и существующей системе смазки

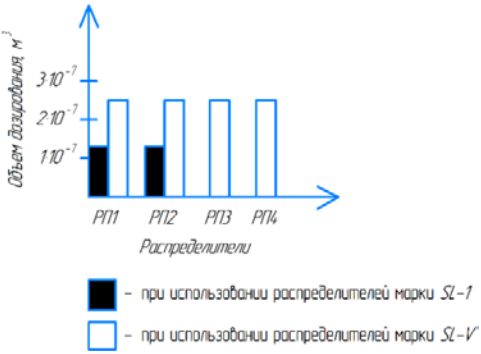


Рис. 3 – Диаграммы распределителей в коллекторе КЛ2 в разрабатываемой и существующей системе смазки

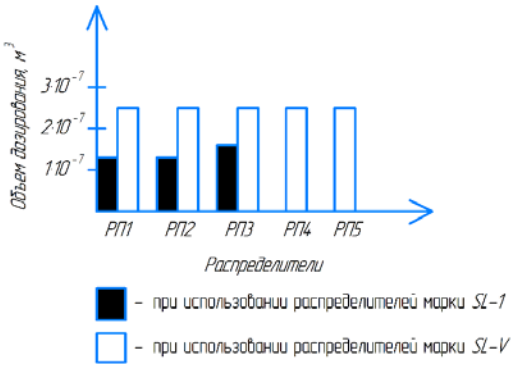


Рис. 4 – Диаграммы распределителей в коллекторе КЛ3 в разрабатываемой и существующей системе смазки

Распределители РП1-РП4 (рисунок 2) в коллекторе КЛ1 дозируют смазку в подшипник опорно-поворотного круга и в пальцы стрелы и гидроцилиндра подъема. В предложенной системе для смазки подшипника опорно-поворотного круга установлено три распределителя вместо шести, а для смазки пальцев достаточно одного распределителя вместо шести в существующей системе.

Распределители РП1 и РП2 (рисунок 3) в коллекторе КЛ2 дозируют смазку в пальцы гидроцилиндра подъема, а также палец гидроцилиндра рукояти. В предложенной системе для каждого пальца используется по одному питающему распределителю, вместо двух для каждого пальца в существующей системе.

Распределители РП1-РП3 (рисунок 4) в коллекторе КЛ3 дозируют смазку в палец гидроцилиндра рукояти, соединения стрелы с рукоятью, а также пальцы гидроцилиндра ковша и шарнирного четырехзвенника. Общее количество распределителей уменьшено по сравнению с существующей системой с пяти до трех, но при этом предусмотрено смазывание шарнирного четырехзвенника в автоматическом режиме.

Вывод: производительности выбранного насоса (Q_H = 9,05·10^{-7} м^3/с) и количества распределителей, установленных в коллекторах КЛ1-КЛ3, достаточно для смазывания узлов трения. Общее количество распределителей уменьшено с 21 до девяти (т.е. в 2,3 раза) без ущерба для качества смазывания узлов трения.

Практическая реализация полученных результатов работы позволит упростить обслуживание и ремонт системы смазки экскаватора CAT6015B, предотвратить преждевременный выход из строя важного

соединения элементов рабочего оборудования и непредвиденные затраты на его ремонт.

Общий вид автоматизированной системы смазки CAT 6015B показан на рисунке 5. При модернизации автоматизированной системы смазки (рисунок 5) экскаватора CAT 6015B применены комплектующие фирмы Lincoln: смазочный насос 1, коллекторы 2-4 и подающие распределители 5.

В результате проведенной работы по модернизации автоматизированной системы смазки изменился технологический процесс работы машиниста экскаватора. Соединение “ковш-рукоять” смазывается в автоматическом режиме системой смазки без участия машиниста экскаватора во время работы (до модернизации системы соединение смазывалось машинистом вручную с помощью смазочного пистолета). Техническое обслуживание и плановый ремонт вновь установленных агрегатов и механизмов регламентируется инструкциями завода изготовителя и технологическими инструкциями предприятия, эксплуатирующего экскаватор.

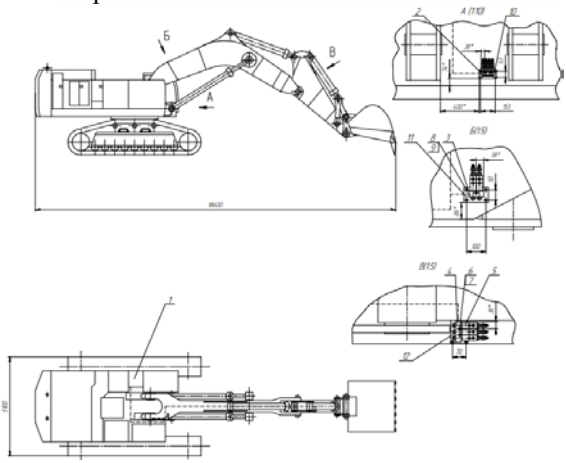


Рис. 5 - Общий вид модернизированной автоматизированной системы смазки экскаватора CAT 6015B

Результаты работы приняты для использования в: компании «Восточная Техника» (дилер компании «Caterpillar») при модернизации и эксплуатации гидравлических экскаваторов, Сибирском государственном университете путей сообщения при подготовке специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам, а также при повышении квалификации кадров компании «Восточная Техника» в учебном центре ИТТиПК СГУПС.

Список литературы
1. Сырямин, Ю. Н. Воронцов, Д. С. Особенности тягового расчета машины для мойки тоннеля метрополитена на базе дрезины ДМСу [Текст] / Ю. Н. Сырямин, Д. С. Воронцов // Научные проблемы реализации транспортных проектов в Сибири и на Дальнем Востоке IX Международная научно-техническая конференция «Политранспортные системы». Тезисы конференции. Новосибирск, 2016.-268 с., с.235-237.

УДК 629.114

РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АВАРИЙНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ГОРНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ДОСТАВОЧНОЙ МАШИНЫ

***Маслов Н.А.*[1,2]**

1. ФГБОУ ВО Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

2. ФГБУН Институт горного дела им. Н.А. Чинакала, г. Новосибирск

В работе выполнен анализ существующих схем энергоснабжения подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, предложены схема и методика применения и методика проектирования аварийного энергоснабжения горной погрузочно-доставочной машины. Выполнен пример расчета и оптимизации параметров аварийной насосной станции современной горной погрузочно-доставочной машины.

Ключевые слова: аварийное энергоснабжение, насосная станция, горная погрузочно-доставочная машина.

EMERGENCY POWER SUPPLY PARAMETERS CALCULATION AND OPTIMIZATION OF LOAD-HAUL-DUMP UNIT

***Maslov N.A.*[1,2]**

1. Siberian Transport University, Novosibirsk

2. Mining Institute named after N.A. Chinakal, Novosibirsk

The paper analyzes the existing power supply systems for heavy building and truck machines, proposes a scheme and application methodology and a methodology for the design of emergency power supply of a load-haul-dump unit. An example of calculating and optimizing the parameters of an emergency hydraulic power unit of a modern a load- haul-dump unit has been performed.

Keywords: emergency power supply, hydraulic power unit, load- haul-dump unit.

В настоящие время на предприятиях горнодобывающей промышленности, при проведении подземных горных работ, для обеспечения перемещения горной массы и её выгрузки, широко используются самоходные погрузочно-доставочные машины (далее по тексту - ПДМ).

Техническое обслуживание и ремонт данных машин производится на специально отведенных подземных участках по ремонту самоходного дизельного оборудования (далее по тексту - ПУРСО). Однако в процессе производства работ возникают различные неисправности ПДМ, которые приводят к их непредвиденной остановке в местах, затрудняющих проезд других машин, местах непосредственного проведения подземных работ, а также на участках повышенной опасности, где ремонт ПДМ может быть опасен для жизни и здоровья человека. В таких ситуациях необходимо отбуксировать ПДМ на территорию ПУРСО, либо в безопасное место, не затрудняющее движение других машин. Буксирование ПДМ должно производиться в транспортном положении рабочего оборудования при помощи жесткой сцепки, которая при воздействии на прицепное устройство растормаживает и обеспечивает свободный поворот ПДМ. Из-за тяжелых условий в горных выработках механизмы растормаживания и поворота часто оказываются в нерабочем состоянии, что создает трудности при буксировании ПДМ, требует дополнительного времени и привлечения нескольких единиц техники.

Применение аварийной насосной станции является одним из вариантов решения существующей проблемы, успешно реализуемом в современной технике [1].

В работе предложена методика проектирования аварийного энергоснабжения горной ПДМ [2-6]). Выполнен пример расчета и оптимизации параметров аварийной насосной станции.

Аварийные насосные станции бывают стационарными (установленные на машине) и переносными (на мобильной раме). Рассмотрены схемы подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин (автомобильный кран, фронтальный погрузчик), укомплектованных аварийными насосными станциями для перевода рабочего оборудования из рабочего положения в транспортное. Например, автомобильный кран снабжен ручным аварийным насосом, с помощью которого осуществляются аварийное опускание груза при отказе двигателя или насоса. В гидросистеме крана на железнодорожном ходу аварийные насосы с приводом от аварийного двигателя внутреннего сгорания (далее по тексту - ДВС) отвечают за аварийное приведение грузоподъемного оборудования в транспортное положение. Современные самоходные машины, например, погрузчики и самосвалы имеют системы

рулевого управления, выполненные по LS-схеме и снабжённые аварийными нерегулируемыми или регулируемыми LS-насосами с приводами от электродвигателей, имеющих аккумуляторное питание. Созданы и серийно производятся промышленностью переносные аварийные гидравлические станции, например, марки АГС с приводом от ДВС [1].

По результатам сравнения схем и конструкций существующих аварийных насосных станций дана рекомендация по применению аварийной насосной станции, принципиально и конструктивно выполненной в виде переносной установки «двигатель внутреннего сгорания-насос» для аварийного энергоснабжения горной ПДМ.

С учетом требований (1. Обеспечение требуемого расхода и давления масла в гидропередачах: подъема-опускания стрелы и ковша; поворота шарнирно – сочлененной рамы; растормаживания стояночного тормоза. 2. Наличие: быстроразъемных соединений для сопряжения с гидравлической системой машины; предохранительного клапана, ограничивающего максимальное давление аварийного насоса; рамы, удобной для переноски силами экипажа машины (1-4 чел.). 3. Наличие: приборов визуального контроля основных параметров функционирования аварийной насосной станции.) разработаны комбинированные объединенные схемы и методика использования аварийной насосной станции на машине ПДМ при выполнении операций: подъема – опускания стрелы и ковша, поворота шарнирно – сочлененной рамы и растормаживания стояночного тормоза.

Предложена и апробирована методика расчета, определены параметры аварийной насосной станции и выполнена оценка применимости серийно выпускаемых промышленностью аварийных насосных станций для приведения рабочего оборудования из рабочего в транспортное положение, поворота рамы и растормаживания стояночного тормоза. Расчет выполнен при соблюдении условий обеспечения гидропередачей приемлемых выходных параметров рабочего оборудования (скорость) и время для выполнения операций: подъема-опускания стрелы и ковша; поворота шарнирно – сочлененной рамы; растормаживания стояночного тормоза. Для обеспечения требуемых условий учтены: геометрические параметры гидроцилиндров (диаметры поршня и штока, ход штока); параметры функционирования рабочих органов и гидроцилиндров и их приводящих при работе в составе механизмов машины (скорость, сила, перемещение); параметры подводимого к гидроцилиндрам потока масла (расход и давление).

По результатам сравнения параметров существующих и проектируемой аварийных насосных станций марки АГС (рабочий объем и

производительность, давление в напорной линии насоса; масса и габариты аварийной насосной станции в сборе; время цикла работы) сделан вывод о том, что аварийная насосная станция АГС-10/16 легче по массе и меньше по габаритам, но выполнение операций (подъема-опускания ковша и стрелы, поворота рамы и растормаживания стояночного тормоза) происходит медленнее, чем АГС-40/16.

По результатам сравнения параметров проектируемой аварийной насосной станции с насосной установкой АГС-40/16 сделан вывод об обоснованности разработки новой аварийной насосной станции для машины ПДМ Caterpillar R1700G, так как проектируемая аварийная насосная станция имеет меньшую массу и габаритные размеры.

Выполнена оптимизация параметров аварийной насосной станции, определено то, как время цикла работы зависит от параметров насоса аварийной насосной станции (рабочий объем насоса, производительность насоса); определить, как время цикла влияет на массу, габаритные размеры насоса, массу и габаритные размеры первичного двигателя аварийной насосной станции и на массу и габаритные размеры аварийной насосной станции в сборе. Для оптимизации параметров аварийной насосной станции в качестве исходных данных приняты значения рабочих объемов, частот вращения валов и производительностей насосов серии НШ.

По результатам расчетов построены графики зависимостей параметров: массы и длины от рабочего объема насоса. В результате обоснован выбор насоса, обеспечивающий приемлемое время цикла с учетом времени на подготовительные работы. Также построен график зависимости массы первичного двигателя от рабочего объема насоса.

На основании оптимизации параметров аварийной насосной станции выполнен пример выбора комплектующих аварийной насосной установки.

Результаты работы приняты для использования в: ГМК «Норильский никель» при эксплуатации подземных погрузчиков, Сибирском государственном университете путей сообщения при подготовке специалистов по наземным транспортно-технологическим средствам [7-9], а также при повышении квалификации кадров ГМК «Норильский никель» в учебном центре ИТТиПК СГУПС.

Список литературы

1. Маслов, Н. А. Расчет и оптимизация параметров аварийного энергоснабжения выправочно-подбивочно-рихтовочной машины [Текст] / Н. А. Маслов // Политранспортные системы: материалы X Международной научно-технической конференции (15-16 ноября 2018 г.). – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2019. – 513 с., с.390-396.

2. Маслов, Н.А. Анализ конструкций погрузчиков для подземных работ [Текст] / Н. А. Маслов // Механики XXI веку. Научное периодическое издание по материалам XVII Всероссийской научно-технической конференции с международным участием, 2018 - № 17, с. 287-296.
3. Долматов, Е.Ю, Маслов, Н. А. Обоснование выбора типа привода погрузочно-доставочной машины [Текст] / Е.Ю. Долматов, Н. А. Маслов // Главный механик, 2018. - № 6, с.49-59.
4. Долматов, Е.Ю., Маслов, Н. А. Анализ и разработка схем гидропривода и управления ходовым оборудованием горной погрузочно-доставочной машины [Текст] / Е.Ю. Долматов, Н. А. Маслов // Энерго-ресурсосберегающие машины, оборудование и экологически чистые технологии в дорожной и строительной отраслях БГТУ им. В.Г. Шухова (Сборник докладов международной научно-практической конференции, Белгород, 20-21 сентября 2018 г.). - Белгород: Изд-во БГТУ, 2018. - 250 с., с.82-89.
5. Долматов, Е.Ю, Маслов, Н. А. Разработка схем привода и управления ходовым оборудованием горной погрузочно-доставочной машины [Текст] / Е.Ю. Долматов, Н. А. Маслов // Главный механик, 2019. - № 2, с.49-56.
6. Долматов, Е.Ю, Маслов, Н. А. Разработка и анализ схем и систем управления ходовым оборудованием горной погрузочно-доставочной машины [Текст] / Е.Ю. Долматов, Н. А. Маслов // Политранспортные системы: материалы X Международной научно-технической конференции (15-16 ноября 2018 г.). – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2019. – 513 с., с.369-374.
7. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки кадров для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Вестник СГУПС, 2018. - № 3, с.25-32.
8. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Подготовка инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Путь и путевое хозяйство, 2019. - № 3, с.17-20.
9. Абрамов, А.Д., Задорин, Г.П., Манаков, А.Л., Маслов, Н.А. Повышение эффективности подготовки инженеров-инноваторов для ОАО «РЖД» [Текст] / А.Д. Абрамов, Г.П. Задорин, А.Л. Манаков, Н.А. Маслов // Железнодорожный транспорт, 2019. - № 5, с.29-34.

УДК.621.01

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАТЯЖНОГО РОЛИКА ПРИ ТЕОРЕТИЧЕСКОМ ИЗУЧЕНИИ ДИНАМИКИ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ ЛЕНТ

Мирзахонов Ю.У.[1], Хурсанов Б.Ж.[1], Ахроров А.А.[1], Сулаймонов А.[1]
1.Ферганский политехнический институт, г.Фергана

В данной научной статье на основании результатов экспериментального определения параметров транспортирующей ленты рассмотрим вопрос об углах установки барабана транспортера, о качении натяжного ролика с лентой при различных режимах движения.

Ключевые слова: транспортирующие ленты. Натяжные ролики или устройствы. Динамика машин и транспортеров, плоскоременная передача, ленточные конвейеры, различных профилях натяжного ролика несимметричной конфигурациях.

APPLICATION OF TENSION ROLLER PARAMETERS FOR THEORETICAL STUDY OF THE DYNAMICS OF TRANSPORTING TAPES

Dusmatov A.D.[1], Khursanov B.J.[1], Akhrorov A.A.[1], Sulaymonov A.[1]
1. Fergana polytechnic institute, Fergana

In this scientific article, based on the results of an experimental determination of the parameters of the conveyor belt, we consider the question of the installation angles of the conveyor drum, and the rolling of the tension roller with the belt under various driving conditions.

Keywords: conveyor belts. Tension rollers or devices. Dynamics of machines and conveyors, flat belt transmission, belt conveyors, various profiles of a tension roller asymmetric configurations.

Качественному монтажу и нормальной работе узла машины препятствует отклонение от симметричности, появляющееся за счет регулирования узлов механизмов и машин. Недостатком плоскоременной передачи и ленточного конвейера, в которой установлен натяжной ролик с симметричным вогнутым профилем, применяемой в текстильных машинах, является возникновение сдвигающих сил, которые приводят к боковому сходу ремня со шкивов.

После экспериментального определения значений кинематических параметров и коэффициента упругости ленты появились возможности:

1. Определить зависимости величин действующих на лента с ролика, от скорости качения его при различных режимах его движения и различных углах наклона оси натяжного ролика с несимметричными профилями.

2. Рекомендовать величину оптимального соотношения между углами схода ленты и сила увода ленты с барабанов (после проведения экспериментальных испытаний).

3. Исследовать устойчивость движения транспортирующих лент в частности технологического процесса.

На основании результатов экспериментального определения параметров транспортирующей ленты рассмотрим вопрос об углах установки барабана транспортера, о качении натяжного ролика с лентой при различных режимах движения.

Согласно общей теории Келдыша М.В. об углах установки барабана (или натяжного ролика) транспортера, [1] плоскость которого образует с вертикалью угол x, лента испытывает боковую деформацию ε и закручен на угол **y** (рис.1) действует боковая сила F, момент M_q относительно вертикали и момент M_x относительно горизонтальной прямой, параллельной плоскости ленты. Величины F, M_q, M_x определяются выражениями:

$$F = a \cdot \varepsilon + G \cdot N \cdot x$$

$$M_q = b \cdot y$$

$$M_x = G \cdot N \cdot \varepsilon + p \cdot N \cdot x \qquad (1)$$

где: N – вертикальная сила, действующая на ролик при нагрузке.

a, b, G, p – коэффициенты упругости ленты, при различных несимметричных профилях натяжных роликов действовали на ленту во время движения, которые определяются экспериментально, а величины ε, y, x предполагаются малыми.

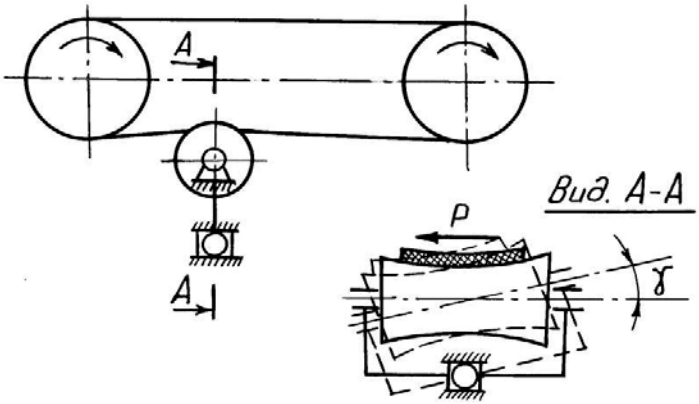


Рис. 1. Кинематическая схема плоскоременной передачи с центрирующим натяжным устройством

Уравнения кинематических связей, возникающих при углах наклона натяжного ролика без проскальзывания по плоскости ленты при малых величинах деформации имеют вид [2]:

$$x + \varepsilon + V \cdot y + V \cdot Q = 0$$

$$Q + V - z \cdot V \cdot \varepsilon + \beta \cdot V \cdot y + g \cdot V \cdot x = 0 \quad (2)$$

Здесь x – абсцисса средней плотности ролика;

Q – угол между осью ведомого барабана и следом средней плоскости ролика с лентой;

V – скорость изменения (качения) ролика z, в;

g – кинематические параметры ролика, определяемые экспериментально. Положительный угол Q соответствует повороту барабана влево, а положительный угол x – наклону барабана в право.

Рассмотрим изменение натяжного ролика с упругой лентой при постоянных углах схода $Q=Q_o$ и покоя $X=X_o$.

В этом случае из уравнения кинематических связей (2) получаем соотношения:

$$Q = -Y_0$$
$$Y_0 = H_1 \cdot \varepsilon_0 - H_2 \cdot X_0 \quad (3)$$

где H_1 – коэффициент увода ленты, связанный с натяжением ленты транспортера.

H_2 – коэффициент увода ленты, связанный с углом наклона барабана (ролика).

Коэффициенты H_1 и H_2 выражаются через z, b, g кинематических параметров транспортера при помощи соотношений

$$H_1 = \frac{\alpha}{\beta}$$
$$H_1 = \frac{\gamma}{\beta} \quad (4)$$

где α- угол отклонения натяжного ролика, β- угол поворота ведомого барабана, γ - угол профила натяжного ролика от криволинейной конфигурации.

Подставляя соотношения (4) и закон движения натяжного ролика $Q=Q_0$, $X=X_0$ в уравнения (2), приходим к формулам:

$$F = -K_q \cdot Q_0 + K_x \cdot X_0$$
$$M_Q = -b \cdot Q_0 = b \cdot (H_1 \cdot \xi_0 - H_2 \cdot X) \quad (5)$$

где K_q – коэффициент сопротивления натяжного ролика уводу ленты.

K_x – коэффициент сопротивления натяжного ролика наклону барабана и выражаются через параметры ролика при помощи соотношений.

$$K_q = \frac{a \cdot \beta}{\alpha}$$
$$K_x = \frac{a \cdot \gamma}{\alpha} + G \cdot N \quad (6)$$

Полученные соотношения (3) и (6) дают возможность найти оптимальное соотношение между углами схода ленты и силой увода транспортирующих лент. Действительно, углы схода и силы увода транспортера обычно выбирают так, чтобы получить минимальное значение касательных сил и моментов этих сил в плоскости контакта ленты с натяжным роликом.

Из формулы (5) следует, что при X_0=Q_0=0 боковая сила реакции F стабилизирующий момент M_q равны нулю, а сила сопротивления движению

$$P = P_f - F \cdot Q_0 = f \cdot N + K_q + Q_0^2 - K_x \cdot X_0 \cdot Q_0 \qquad (7)$$

где P_f - сила действующая при нормальной нагрузки между барабаном и натяжным роликом.

f – коэффициент сопротивления изменению.

Однако, несмотря на этот очевидный факт, у большинства транспортирующих лент барабаны устанавливаются с углом схода и уводом. При заданном угле схода в настоящее время определяется минимальным значением или боковой силы реакции, или силы сопротивления движению, или стабилизирующего момента [3].

Нетрудно видеть, что в каждом из этих случаев отношение угла схода к заданному углу увода оказывается различным. Так, из формулы (5) следует, что при условии отсутствии боковой силы реакции (F=0) это отношение равно:

$$\frac{Q_0}{X_0} = \frac{K_x}{K_q} \qquad (8)$$

Соотношение (8) для лент “Хабасит”(Швейцария) А, “Поли–Белт” (Япония) Б, “Текстильный прорезиненный” (Россия) В, при различных значениях сдвигающей силы Fсд составляет; Хабасит - 5, 82 ... 31, 63 н, Поли-Белт - 6, 3...34,4 н, Текстильный прорезиненный - 6,83...37.13 н, что величина отношения Q_0/X_0 с возрастанием N увеличивается, а угол критического схода ленты уменьшается от 1…4^O при различных профилях натяжного ролика несимметричной конфигурациях.

Список литературы

1. Тураев Х.Т., Фуфаев Н.А., Мусарский Р.А. Теория движения системы с качением. Ташкент, “ФАН”,1987, с.158.

2. Мирзаханов Ю.У. Разработка и обоснование параметров транспортера с центрирующим натяжным устройством разборщика бунтов хлопка-сырца. Кандидатская диссертация. Ташкент, ТИТЛП, 1999 г,

3. Патент N 4228 Руз. Кл. 6 F 16 H 7/12 РА N 1, 1997 г. Джураев А.Д., Давидбоев Б.Н., Мирзаханов Ю.У.

УДК.621.01

КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА ВНЕШНИХ НАГРУЗОК ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ АВТОГРЕЙДЕРА

***Михайловская В. А.*[1]**

1. Московский Государственный Технический Университет им. Н. Э. Баумана, г. Москва

Согласно информации от компаний, выпускающих строительно-дорожную технику, в том числе и автогрейдеры, не существует общепринятого подхода и метода расчета металлоконструкции на прочность, так же как и не существует рекомендуемых к рассмотрению расчетных положений автогрейдера, соответствующих реальным, помимо положений, рассматриваемых в РД 24.220.03-90. Поэтому необходимо разработать комплексный инструмент, который позволит инженерам проектировать более эффективные металлоконструкции автогрейдеров.

Ключевые слова: расчет автогрейдеров, учет внешних факторов при расчете, металлоконструкция автогрейдера, математическая модель расчета автогрейдера, определения внешних нагрузок на автогрейдер.

COMPLEX MATHEMATICAL MODEL FOR CALCULATING EXTERNAL LOADS ON A MOTOR GRADER DESIGN IN A STATIC CONDITION

***Mikhailovskaya V. A.*[1]**

Moscow State Technical University named after Bauman, Moscow

According to information from companies producing road construction equipment, including motor graders, there is no generally accepted approach and method for calculating the external loads on the design of motor graders. Also there are no recommended positions of grader design and its parts for proper calculations that are relevant to the real ones. The only one document regulates these positions is RD 24.220.03-90. Therefore, it is necessary to develop a comprehensive tool that will allow engineers to design more efficient designs for motor graders.

Keywords: calculus of graders design, consideration of external factors in the calculus, design of the grader, mathematical model for calculating a grader design, determining the external loads on the grader.

В настоящее время наблюдается активное строительство жилой и

коммерческой недвижимости, а также расширение транспортной инфраструктуры, о чем свидетельствует недавно принятый законопроект «Безопасные и качественные дороги», цель которого разработка автомобильных дорог с повышенным уровнем технического состояния. Для достижения поставленной цели были поставлены такие задачи, как повышение эффективности расходов на выполнение дорожных работ и повышение качества выполнения этих работ. Данные задачи могут быть решены путем внедрения более эффективной строительно-дорожной техники, а именно техники с повышенной прочностью и производительностью.

Одним из путей создания такой техники является совершенствование методов расчета металлоконструкций машин на прочность. Рассмотрим подробнее способ улучшения метода расчета на примере расчета металлоконструкции автогрейдера на прочность.

Известно, что некоторые существующие конструкции автогрейдеров обладают завышенной металлоемкостью, что приводит к большим экономическим затратам.

Отметим роль автогрейдеров в технологии строительства земляного полотна: около 50% работ, выполняемых автогрейдером – это планировочные работы, 40% занимают работы по разравниванию и распределению материалов и 5-10% времени отводится на отрывку канав и выполнение других конструктивных элементов дороги.

Для создания новой, более комплексной математической модели расчета металлоконструкции автогрейдера на прочность изучались исследования уже проведенные в этой области, особое внимание привлекли работы Савина Г. Е. и Зубкова В. Ш. В своей работе Зубков В. Ш. рассматривал влияние параметров установки отвала, конструктивных особенностей и условий работы автогрейдера на его производительность, Савин Г. Е. исследовал влияние расположения шарнира сочленения рамы автогрейдера на его маневренность и создал математическую модель, которая учитывает изменение положения центра масс при складывании рамы [1, 2].

В процессе анализа работ была сделана таблица, отражающая какие факторы, влияющие на металлоконструкцию автогрейдера при работе, учтены, а какие нет.

	Учет конструктивных особенностей				Динамическое нагружение					Расчетная схема						
	Шарнирное закрепление переднего моста	Балансирная тележка	Шарнирное сочленение основной рамы	Изменение положения центра масс	Уход колес при ударном нагружении	Колебания шины при движении	Изменение коэф. сцепления колес с грунтом при движении	Взаимное перемещение эл-в конструкции относительно друг друга	Резонирование эл-в конструкции в пределах зазоров шарниров	Учет продольного наклона местности	Учет поперечного наклона местности	Положение нагрузки на отвале при расчетных случаях	Расчетные положения, соответствующие реальным	Движение с наклоненными передними колесами	Экстремальное нагружение при ударе	Изменение призмы волочения при технологическом режиме
РД 24.220.03-90	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	+	-	-	+	-
Зубков В. Ш.	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	+	-	-
Савин Г. Е.	-	-	+	+	-	-	-	-	-	+	+	+	-	-	+	-

Рис.1 – Таблица учета факторов, влияющих на металлоконструкцию автогрейдера при его эксплуатации, в уже существующих расчетах.

Таким образом, задача настоящего исследования – разработать комплексную математическую модель, учитывающую все, представленные в таблице, факторы.

В настоящее время уже разработана математическая модель динамического нагружения автогрейдера при его эксплуатации, в которой замоделированы следующие объекты: грунт, трансмиссия, двигатель, «Водитель», конструкция машины, два режима работы автогрейдера: технологический и ударный. Далее будет более подробно описана математическая модель расчета внешних нагрузок при статическом нагружении.

Данный расчет является универсальным, т. к. учитывает особенности конструкции современных автогрейдеров, например шарнирное сочленение рамы. Также расчетная схема учитывает наличие продольного или поперечного уклона, перераспределение реакций на передних колесах при их наклоне или повороте.

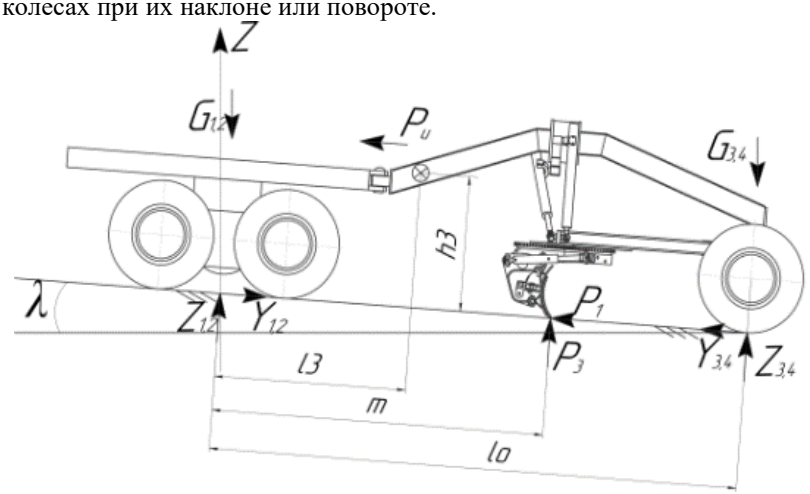


Рис. 2 – Расчетная схема приложения усилий к конструкции согласно уточненному расчету

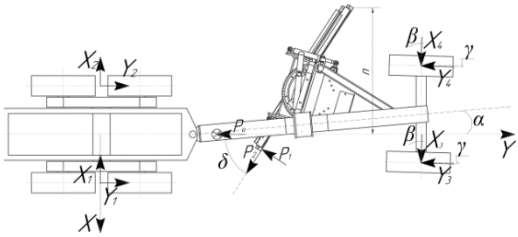


Рис. 3 – Расчетная схема приложения усилий к конструкции, вид сверху

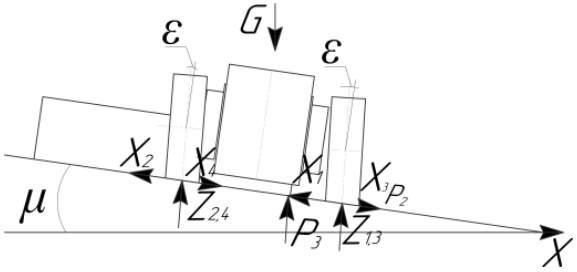


Рис. 4 – Расчетная схема приложения усилий к конструкции, вид сбоку

Данную расчетную схему можно использовать при любом расчетном положении, т. к. для данной схемы составлена программа и решается она методом Гаусса, поэтому при отсутствии какого-либо фактора для другого расчетного случая, его можно сделать равным нулю в матрице коэффициентов и он не будет учитываться при расчете.

Данный уточненный расчет позволяет получать нагрузки максимально приближенные к реальным, что, в свою очередь, демонстрирует на конечно-элементных моделях напряжения, соответствующие реальному нагружению металлоконструкции. Таким образом можно сократить отказы машины, т. к. распределение напряжений будет отражать более полное и реальное нагружение металлоконструкции в процессе эксплуатации, благодаря учету особенностей конструкции и дополнительных расчетных положений. Таким образом, вероятность того, что реальные усилия, возникающие в узлах или некоторые особенности эксплуатации останутся неучтенными снижается.

Список литературы

1. Зубков В.Ш., Исследование путей повышения эффективности автогрейдеров: дис. …канд. техн. наук: 05.05.04. М., 1982.
2. Савин Г.Е. Определение рациональных параметров шарнирно-сочлененных рам автогрейдеров: дисс. … канд. техн. наук: 05.05.04. М, 1985.
3. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные: Нормы расчета. – М.: НПО «ВНИИСтройдормаш», 1990. – 112с.

4. Савельев А. Г. Обоснование параметров структурных схем и стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... д-р техн. наук: 05.05.04. М., 2000.
5. Шестопалов К.К. Выбор и обоснование параметров автогрейдера: дисс. … канд. техн. наук: 05.05.04. М, 1979.
6. Таран М.В. Обоснование параметров и разработка конструкций ножей многоразового использования автогрейдера: дисс. … канд. техн. наук: 05.05.04. Алматы, 1999.
7. Матяш И.И. Повышение производительности автогрейдера при перемещении грунта: дисс. … канд. техн. наук: 05.05.04. Омск, 2001.
8. Волобоев В. Г. Методология оптимального выбора параметров элементов рабочего оборудования землеройных и землеройно-транспортных машин: дис. ... д-р. техн. наук: 05.05.04. – Омск, 2003. – 351 с.
9. Shevchenko V., Chaplygina O., Beztsennaya Zh., Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability//International Scientific Journal «Machines. Technologies. Materials», 2015. P. 78-83 (ISSN: 1313-0226) (in Eng).
10. Yongjun Pan, Alfonso Callejo, Identification, design and kinematic analysis of an earthmoving mechanism//Journal of Terramechanics/ELSEVIER, 2016. Vol. 66. P. 27-39 (in Eng).
11. Gregor Izrael, Ladislav Gulan, Juraj Bukoveczky, Verification of design of mobile working machines in operating conditions//Machine Design, 2018. Vol. 10. P. 81-84 (ISSN: 1821-1259) (in Eng).

УДК 691.328

ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫЙ ФИБРОБЕТОН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОТИВОТОЧНОГО ПНЕВМОСМЕСИТЕЛЯ

Окушко В. В[1]. Орехова Т.Н[1].

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В статье рассмотрено использование инновационных разработок в области смесительного оборудования и разработки новых качественных сухих строительных смесей, которые помогут в решении ряда производственных задач производства дисперсно-армированных материалов. Предложена конструкция пневмосмесителя с компоновкой технологической линии производства сухих строительных смесей на основе фиброволокна. Использование полипропиленовых волокон включенные в бетонные образцы с целью увеличения прочности бетона.

Ключевые слова: фибробетон, пневмосмеситель, фибра, сжатый воздух, прочность бетона.

HIGH-QUALITY FIBER-REINFORCED CONCRETE USING A COUNTER-FLOW PNEUMONOCYTES

Okushko V. B[1]. Orekhova T. N[1].

1. Belgorod state technological University. V. G. Shukhov, Belgorod

The article deals with the use of innovative developments in the field of mixing equipment and the development of new high-quality dry mixes that will help in solving a number of production problems of production of disperse-reinforced materials. The design of the air mixer with the layout of the production line of dry building mixtures based on fiber is proposed. The use of polypropylene fibers included in concrete samples in order to increase the strength of concrete.

Key words: fiber concrete, pneumatic mixer, fiber, compressed air, concrete strength.

Важнейшей составной частью любого процесса смешения является механизм смесеобразования, то есть изменение порядка и последовательности действий перераспределения исходных компонентов в рабочем объеме камеры и получения оптимальной поверхности реагирующих веществ.

Смесеобразование представляет собой процесс получения нового материала из двух или нескольких исходных компонентов. Целью данного процесса является:

- получение принципиально новых материалов;
- придание материалам новых физико-химических свойств;
- интенсификация или замедление тепло - и массообменных, химических и биохимических процессов.

Поскольку свойства сыпучих материалов разнообразны, то в настоящее время разработана большая номенклатура видов смесительного оборудования. В зависимости от конструкции в рабочей камере смесителя могут преобладать следующие механизмы смешения: циркуляционный, объемный, диффузионный. Основным элементом смесителя является камера гомогенизации, в которой расположены рабочие органы, перемещающие компоненты по пересекающимся траекториям [1 – 4].

На сегодняшний день большое количество исследователей указывают на перспективность разработки оборудования с использованием энергии сжатого воздуха для перемешивания материала.

При работе пневмосмесителя, импульсы сжатого воздуха поступают под разным углом через пневмоклапаны, установленные в корпусе. Пневмоимпульсы в непрерывном режиме поднимают материал вверх и к стенкам бункера до достижения требуемой гомогенности.

Основными процессами технологической цепочки производства сухих строительных смесей, оказывающих существенное влияние на

их эксплуатационные характеристики, является: подготовка сырьевых компонентов, распушение материала, их дозирование и смешивание, распределение химических добавок в основной массе продукта. Однородность материала, является основой требуемого качества современных строительных смесей (рис 1).

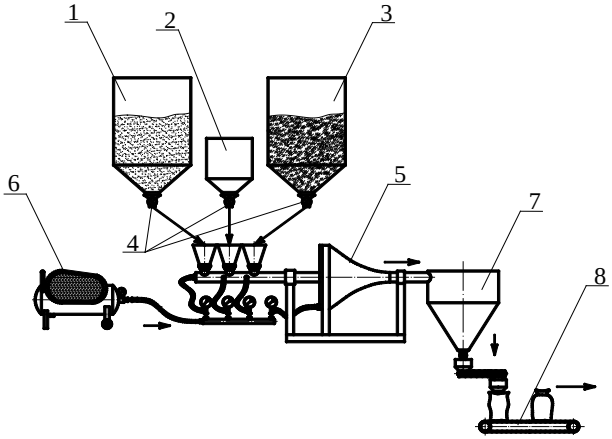


Рис. 1. Технологическая линия для производства ССС: 1, 3 - бункеров для сырьевых компонентов, 2 - бункер добавок, 4 - весовые дозаторы, 5 - пневмосмеситель, 6 - компрессор, 7 - фасовочная машина, 8 - транспортер

Основой для сухих строительных смесей являются разновидности цемента, песок и минеральные добавки, которые определяют свойства и область применения смесей.

Выбор смесительного оборудования, является важнейшим шагом на пути получения высококачественного продукта. В связи, с чем инновационными разработками в области смесительного оборудования являются пневмосмесители (рис. 2).

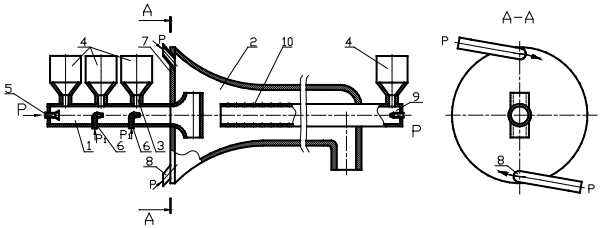


Рис. 2. Пневмосмеситель: 1 –труба подающая; 2 – закрытый тор; 3 – патрубок ввода; 4 – бункер; 5,6,7 – сопла дополнительные; 7 – торец; 9 – сопла; 10 – крышка; 11– патрубок подвода

Изобретение направлено на повышение качества дисперсно-армированной смеси на основе фиброволокна, что достигается за счет технического эффекта, заключающегося в повышении качества распушения и смешения компонентов смеси, получаемого путем использования противоточной подачи компонентов смеси и обеспечением разности давлений в различных зонах пневмосмесителя.

Производственная практика показала, что армирование цементной матрицы полипропиленовым волокном, обладает высокой химической устойчивостью к щелочной среде. Полипропиленовые волокна включаются в бетонные образцы с целью увеличения прочности бетона на сжатие от 10% до 60% и изгибе от 10% до 200% [7 – 10]. Для оценки качества применяемых заполнителей были изучены их основные физико-механические свойства (табл. 1).

Таблица 1

Физико-механические характеристики заполнителя

Наименование показателя	Отсев КВП	Таволжанский песок
Модуль крупности	3,50	1,38
Насыпная плотность кг/м^3	1415	1448
Истинная плотность, кг/м^3	2710	2630
Пустотность, %	47,8	44,9
Водопотребность, %	5,5	7

Высушенные песок, отсев дробления сланца, композиционное вяжущее и полипропиленовое волокно были смешаны до получения гомогенного состава с помощью пневмосмесителя. Затем добавлялась вода до получения однородной массы. После формования и уплотнения образцы в течение 24 часов находились при температуре не ниже 15 градусов. Затем были сняты формы и бетонные образцы перенесены в сухое место.

Испытание образцов для определения прочности на сжатие (кубики 100×100×100 мм) и на растяжение при изгибе (призмы 100×100×400 мм) проводились на универсальной испытательной машине по стандартной методике.

С целью выявления рациональных размеров полипропиленовой фибры для мелкозернистых бетонов было изучено влияние его на прочностные характеристики. Процент армирования выбран 4 кг/м^3. Результаты проведенных исследований представлены в табл. 2.

Анализ проведенных исследований показывает, что наибольший прирост прочностных характеристик наблюдается при армировании полипропиленовым волокном длиной 6 мм.

Таблица 2

Физико-механические характеристики мелкозернистого бетона в зависимости от длины полипропиленового волокна

№ п/п	Состав бетона	Ед. изм.	Без фибры	Полипропиленовое волокно, длиной 3 мм	Полипропиленовое волокно, длиной 6 мм	Полипропиленовое волокно, длиной 12 мм
1	ЦЕМ I 42,5 Н	кг	400	400	400	400
2	Песок	кг	520	520	520	520
3	Отсев КВП	кг	1240	1229	1229	1229
4	Вода	л	220	223	225	226
5	Полипропиленовое волокно	кг	–	4	4	4
6	Предел прочности при сжатии	кг	36,2	43,5	45,4	40,3
7	Предел прочности при изгибе		4,3	6,2	6,5	5,8

Таким образом установлено, что в современных технологиях для производства сухих строительных смесей перспективны пневмосмесители непрерывного действия. Необходимо изучение математических моделей процессов смешения вихревыми потоками для получения качественной продукции.

Список литературы

1. Пат. 102533 Российская Федерация, МПК B 01 F 5/00. Пневмосмеситель непрерывного действия для производства сухих строительных смесей / Орехова Т.Н., Уваров В.А., Качаев А.Е.; заявитель и патентообладатель БГТУ им. В.Г. Шухова. – № 2010140830/05; заявл. 05.10.2010; опубл. 10.03.11, Бюл. # 7 – 2 с.

2. Пат. 115682 Российская Федерация, МПК B 01 F 5/00. Пневмосмеситель многокомпонентных сухих строительных смесей/ Орехова Т.Н., Уваров В.А., Качаев А.Е.; заявитель и патентообладатель БГТУ им. В.Г. Шухова. – № 2011151913/05,; заявл. 19.12.2011; опубл. 10.05.2012, Бюл. # 13 – 2 с. 93

3. Орехова, Т.Н. Определение производительности пневмосмесителя сухих строительных смесей/ Т.Н. Орехова, В.А. Уваров// Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодёжь в начале нового столетия». Губкин, 7 – 8 апреля 2011. Сборник научных статей. Губкин: ИП Уваров В.М., 2011 – С. 170 – 174.

4. Орехова, Т.Н. Определение производительности сухих строительных смесей с учётом анализа устройств смесительных агрегатов/Т.Н. Орехова//Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2011. – # 3. – С. 80 – 86.
5. К вопросу применения техногенных песков для производства мелкозернистого фибробетона / А.В. Клюев, А.В. Нетребенко, А.В. Дураченко, Е.К. Пикалова // Сборник научных трудов Sworld. 2014. Т. 19. №1. С. 32 – 34.
6. Клюев А.В. Сталефибробетон для сборно-монолитного строительства // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2011. № 2. С. 60 – 63.
7. Клюев А.В., Лесовик Р.В. Сталефибробетон на композиционных вяжущих и техногенных песках КМА для изгибаемых конструкций // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2012. № 2. С. 14 – 16.
8. Клюев А.В. Экспериментальные исследования сталефибробетонных конструкций // Белгородская область: прошлое, настоящее и будущее: материалы научн.-практ. конф. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. Ч.3. С. 21 – 26.
9. Клюев А.В. Дисперсно-армированный мелкозернистый бетон на техногенном песке КМА для изгибаемых изделий: автореф. дис. … к.т.н. Белгород 2012. 24 с.
10. Клюев А.В. Стальные фибры и их применение для дисперсного армирования мелкозернистых бетонов // Инновационные материалы технологии; сб. докл. Междунар. науч.-практ. конф.: Белгород, 11-12 окт. 2011 г. / Белгор. гос. технол. ун-т, Белгород: Из-во БГТУ, 2011. Ч. 1. С. 229 – 232.

УДК 664.71

ПРИМЕНЕНИЕ РОТОРНО-ВИХРЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

Окушко В. В[1]. Орехова Т.Н[1].

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

Повышение технической вооруженности строительного производства, в том числе, совершенствование и развитие помольного оборудования, является одним из основных условий эффективности производства. Разработка и усовершенствование данного оборудования позволит получать более качественный материал, который в дальнейшем будет применяться в различных отраслях промышленности.

Ключевые слова: помольное оборудование, дробильно-вихревая мельница, самоизмельчение.

APPLICATION OF ROTARY-VORTEX MILLS

Okushko V.B[1]. Orekhova T.N[1].

1. *Belgorod state technological University. named after V. G. Shukhov, Belgorod*

Increasing the technical equipment of construction production, including the improvement and development of grinding equipment, is one of the

main conditions for production efficiency. Development and improvement of this equipment will allow to receive more qualitative material which will be applied further in various industries.

Keywords: grinding equipment, crushing and vortex mill, self-grinding.

На сегодняшний день существует большое количество помольного оборудования, широко применяемого в промышленности.

Область применения оборудования, обеспечивающего измельчение материалов:

– производство строительных материалов (кирпич, газобетоны, пенобетоны и другие);

– помол и активация низкомарочного цемента, производство высокомарочного цемента;

– производство тонкомолотых сухих строительных смесей и их компонентов;

– производство пигментов, лакокрасочных материалов;

– производство тонкомолотых продуктов для стекольной промышленности;

– производство шлифовальных порошков, узкофракционных абразивных материалов и другое [1-3].

Мельницы по принципу действия разделяют на:

1) барабанные, в которых материал измельчается во вращающемся или вибрирующем барабане при помощи загруженных в барабан мелющих тел, или без мелющих тел ударами и истиранием частиц материала один о другой и о футеровку барабана;

2) среднеходные, в которых материал измельчается раздавливанием и частичным истиранием между каким-либо основанием и рабочей поверхностью шара, валка, ролика;

3) ударные, в которых материал измельчается ударам шарнирных (шахтные мельницы), или жестко закрепленных (аэробильные мельницы) молотков. Продукт, достигший определенной тонины помола, выносится из зоны действия молотков воздушным потоком;

4) струйные, где материал измельчается в результате трения и соударения частиц материала одна о другую, а также о стенки камеры при движении частиц воздушным потоком большой скорости.

Перечисленные способы измельчения, несмотря на их значительное количество, относятся по принципу действия к методу механического измельчения при непосредственном воздействии рабочего органа на измельчаемый материал или частиц материала одна на другую.

Разрабатываются методы измельчения материалов, основанные на других физических явлениях, а именно: при помощи электрогидравлического эффекта (высоковольтный разряд в жидкости), ультразвуковых колебаний, быстроменяющихся высоких и низких температур, лучей лазера, энергии струй воды и др. [4-6].

Несмотря на многообразие типов и видов машин для измельчения материалов существуют общие требования, которым должны удовлетворять эти машины: простота конструкции, удобство и безопасность ее обслуживания; минимальное количество изнашивающихся деталей, конструкция которых и конструкция крепления обеспечивали бы их легкую замену; предохранительные устройства, которые при превышении допустимых нагрузок разрушались бы (распорные плиты, болты и т. д). или деформировались (пружины), защищая от поломок более сложные и дорогостоящие узлы; обеспечивать выполнение санитарно-гигиенических норм по шуму, вибрации и запыленности воздуха [7-10].

Проведя анализ современного помольного оборудования можно сказать, что наиболее эффективным является роторно-вихревая мельница, в которой основным принципом измельчения является самоизмельчение частиц.

Роторно-вихревые мельницы предназначены для тонкого и сверхтонкого измельчения материалов, и могут быть использованы в строительной, горнорудной, химической, пищевой и других отраслях промышленности.

Минимальный износ билов обеспечивается конструкцией камеры измельчения, ротора, а также соответствующей конфигурацией и размерами других элементов мельницы.

Рабочим телом, обеспечивающим движение частиц, является воздух, разгоняющийся вращающимся ротором. В камере измельчения формируется пылевое облако, в котором частицы движутся подобно молекулам газа, хаотически соударяясь, что и обеспечивает эффективное измельчение и смешивание порошкообразных материалов. Минимальный износ ротора обеспечивается особой конструкцией камеры измельчения, конструкцией ротора, а также соответствующей конфигурацией и размерами других элементов конструкции (формы классифицирующей части камеры, скорости оборотов ротора и т.п.) [11-13].

Выбор параметров мельницы зависит от свойств конкретного материала, необходимой степени измельчения, крупности исходного и готового продукта. Исходный продукт подаётся в камеру измельчения через бункер и шнековый питатель [14].

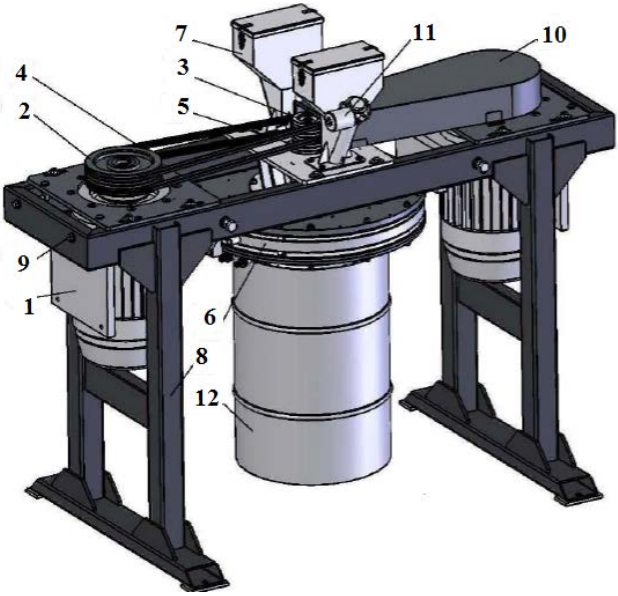


Рис. 1. Роторно-вихревая мельница РВМ-7. 1 – электродвигатель; 2 – ведущий шкив; 3 – ведомый шкив; 4 – ремни привода; 5 –подшипниковый узел; 6 – камера измельчения; 7 – бункеры-накопители;8 – рама; 9 – натяжные болты; 10 – кожух защитный; 11–ворошитель; 12–ёмкость

Роторно-вихревые мельницы используют для овализации материалов, имеющих игольчатую, пластинчатую и другие формы (например, металлической стружки), а также для смешивания специальных дисперсных композиций.

Таким образом, при использовании роторно-вихревых мельниц типа РВМ-7 можно достигать высокой конечной крупности измельчения D 90=5 мкм. На отдельных материалах в периодическом режиме можно получать крупность D 90 = 1 мкм.

Список литературы

1. Прокопенко В.С., Шарапов Ринат Р., Агарков А.М., Шарапов Р.Р. Оптимизация работы оборудования для получения тонкодисперсных порошков // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 1. С. 80-83.

2. Шарапов Р.Р. Энергетические параметры работы шаровых мельниц замкнутого цикла измельчения // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. 2007. № 3. С. 82-86.

3. Харламов Е.В., Шарапов Р.Р., Харламова В.В., Прокопенко В.С. Сепаратор кипящего слоя для разделения минерального сырья // Механизация строительства. 2015. № 8 (854). С. 37-39.

4. Харламов Е.В. Шарапов Р.Р., Степанов М.А. Методика расчета аппарата для разделения железосодержащего минерального сырья // Механизация строительства. 2014. № 6 (840). С. 28-32.
5. Романович А.А. Повышение долговечности рабочих органов пресс-валковых измельчителей // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 4. С. 83-87.
6. Романович А.А. Исследование процесса помола материалов предварительно измельченных в пресс-валковом измельчителе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 150-155.
7. Агарков А.М., Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Прокопенко В.С. Гидравлическое сопротивление концентратора // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 6. С. 160–163.
8. Шарапов Р.Р., Бойчук И.П., Агарков А.М., Прокопенко В.С. Уравнение движения взвешенной в потоке воздуха частицы в концентраторе // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2015. № 5. С. 175-178.
9. Романович А.А., Орехова Т.Н., Мещеряков С.А., Прокопенко В.С. Технология получения минеральных добавок // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2015. № 5. С. 188-192.
10. Уваров В.А., Клюев С.В., Орехова Т.Н., Клюев А.В., Дураченко А.В. Получение высококачественного фибробетона с использованием противоточного пневмосмесителя // Промышленное и гражданское строительство. 2014. № 8. С. 54-56.
11. Герасимов М.Д. Инновационные вибрационные технологии, машины и оборудование. Опыт НИОКР // Мир дорог. 2015. Июль. С. 50–51.
12. Герасимов М.Д. Сложение колебаний в вибровозбудителях // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2016. № 3.С. 116-120.
13. Шарапов Р.Р., Прокопенко В.С., Шарапов Ринат Р., Агарков А.М. Моделирование процесса разделения тонкодисперсных материалов в динамических сепараторах // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2015. № 2. С. 84-89.
14. Пат. №115682 Рос. Федерация, МПК B01F5/00 Пневмосмеситель непрерывного действия для производства сухих строительных смесей / Качаев А.Е., Гордиенко С.И., Уваров В.А., Орехова Т.Н.; патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова"; заявл. 19.12.2011; опубл. 10.05.2012.

УДК 621.926.8

АНАЛИЗ РЫНКА СОВРЕМЕННЫХ СТРУЙНЫХ МЕЛЬНИЦ

Окушко В. В[1]. Орехова Т.Н[1].

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

В настоящее время тонкое и сверхтонкое измельчение различных материалов в имеют важное значение для промышленности. Для этого широко применяется разнообразное оборудование для измельчения.

Различные свойства измельчаемого материала, дисперсность конечного продукта, отсутствие инородных включений при измельчении оправдывает большое количество и разнообразие измельчителей.

Ключевые слова: струйная мельница, тонкое измельчение, ультратонкое измельчение.

MARKET ANALYSIS OF MODERN JET MILLS

Okushko V. B[1]. Orekhova T. N[1].

1. Belgorod state technological University. named after V. G. Shukhov, Belgorod

Currently, fine and ultrafine grinding of various materials in are important for the industry. For this purpose the various equipment for crushing is widely applied. The different properties of the material being crushed, the dispersion of the final product, the absence of foreign inclusions during grinding justify the large number and variety of grinders.

Keywords: jet mill, fine grinding, ultra-fine grinding

Для тонкого и сверхтонкого измельчения используют шаровые, тарельчато-валковые, вибрационные, бисерные, центробежные, струйные и другие мельницы и дробилки. Однако практически все существующие на данный момент измельчители имеют недостатки. Одним из недостатков является неспособность обеспечивать необходимую степень измельчения при большой производительности. Также, в связи с износом мелющих тел происходит загрязнение конечного продукта, корпуса помольной камеры металлическими примесями [1].

Этот недостаток можно свести к минимуму, используя принцип самоизмельчения, который воплощён в конструкциях струйных мельниц.

Принцип струйных измельчителей основан на использовании энергии газа или пара, что обеспечивает тонкодисперсный помол материалов с широким диапазонам их физико-химических свойств

Струйные мельницы – группа измельчителей с широким диапазонам дисперсности готового продукта. Области применения струйных мельниц приведены в таблице 1.

Таблица 1

Области применения струйных мельниц

Отрасль промышленности	Измельчаемый материал
Атомная	Ториевые материалы
Лакокрасочная	Пигменты, красители

Окончание табл. 1

Химическая	Апатит, фосфорит, тальк, слюда, мел, силикагель, пластмассы, естественные и искусственные смолы, каучук
Металлургическая	Алюминий, чугун, свинец, окислы железа, железная руда
Строительная, текстильная, горно-рудная, бумажная, керамика и огнеупоры	Графит, известняк, мел, бетонит, торф, полевой шпат, магнезит, кизельгур, фосфаты, глина, барит, диатомит,
Пищевая	Злаки, крупы, сушеные овощи, орехи, горох, бобовые, кормовые добавки
Фармацевтическая	Лекарственные растения, пенициллин, стрептомицин, сульфодиазин

На современном рынке промышленного оборудования большим спросом пользуется оборудование для измельчения. Струйные мельницы являются наиболее распространенным видом данного оборудования. Современные струйные мельницы позволяют достигать тонкость помола в диапазоне 5 – 200 мкм [3].

Спирально-струйная мельница Aeroplex Spiral Jet Mill 400 AS. Спирально–струйные мельницы применяются для ультратонкого измельчения сухих биологически активных веществ. При этом достижима конечная тонкость помола в диапазоне 10 – 150 мкм. К преимуществам данной мельницы относятся простота конструкции и отсутствие движущихся деталей, что облегчает проведение техосмотра и очистку машины. Также, так как во время измельчения не выделяется тепловая энергия, спирально-струйная мельница AS прекрасно подходит для переработки даже термочувствительных материалов [3].

Благодаря потенциальному турбулентному вихрю возникает классификационное воздействие, в результате чего только тонкие частицы вместе с воздушным потоком выводятся из мельницы через погружной патрубок, расположенный в центре размольной камеры, а затем улавливаются фильтром. Более крупные частицы задерживаются в размольной камере и измельчаются до тех пор, пока не достигнут необходимой тонкости помола. Для настройки степени измельчения можно изменять расход воздуха/газа, необходимого для измельчения, давление воздуха и пропускную способность.

Встречно-струйная мельница Alpine 200 AFG. Встречно-струйная мельница AFG с псевдоожиженным слоем высокотехнологичное оборудование для производства порошков с крутой кривой гранулометрического состава и жёстким ограничением верхней границы, диапазон тонины помола в пределах 5 - 200 мкм.

По сравнению с давно испытанными спирально-струйными мельницами, предназначенными для производства очень тонкого конечного

продукта, встречно-струйные мельницы с псевдоожиженным слоем, имеющие особую геометрию корпуса и оснащенные встроенным классификатором, обладают существенным технологическим преимуществом. Данное преимущество заключается в использовании динамического классификатора, который при условии высокой четкости разделения обеспечивает получение абсолютно чистого конечного продукта, не содержащего проскоков крупных частиц. Изменение степени тонкости помола легко осуществляется при помощи частотно-регулируемого привода классификатора, при этом встречно-струйная мельница охватывает очень широкий диапазон тонины помола от 5 до 200 мкм. С использованием данных мельниц возможно даже измельчение материалов, склонных к налипанию [4].



Рис.1. Спирально-струйная мельница



Рис.2. Встречно-струйная мельница

Встречно-струйная мельница Aljet 200 TFG. Встречно-струйная мельница с псевдоожиженным слоем TFG представляет собой технологически более совершенный вариант мельницы AFG, с запатентованным колесом классификатора новой конструкции Turbo Twin. Мельница TFG адаптирована к особым требованиям производства тонеров, порошковых покрытий и прочих продуктов пигментной промышленности. Конструкция установки обеспечивает оптимальную доступность для очистки и возможность быстрой смены продукта.

Мельницы TFG также оснащены встроенным динамическим классификатором, который при условии высокой четкости разделения обеспечивает получение абсолютно чистого конечного продукта, не содержащего проскоков крупных частиц, что является технологическим преимуществом данного типа мельниц. При помощи частотно-регулируемого привода классификатора легко производится изменение степени тонкости помола [5].



Рис.3. Встречно-струйная мельница

Анализ показал, что на современном этапе существует большой выбор техники для струйного измельчения материала, что способствует применению данного оборудования как на крупных, так и на более мелких промышленных производствах. Поэтому разработка и модернизация данного оборудования позволит улучшить качества выходного продукта и позволит использовать порошки более лучшего качества.

Список литературы

1. Романович А.А. Техническая эксплуатация подъемнотранспортных, строительных и дорожных и коммунальных машин /А.А. Романович, Е. В. Харламов // - Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова, 2009. -127 с.
2. Акунов В.И. Струйные мельницы. - М: Машиностроение, 1967. - 263 с.
3. Борщев В. Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы: учебное пособие, Тамбов: издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. 75с.
4. .Смельчакова Ю.С., Тарасенко Е.А. Технология самоизмельчения материалов с использованием струйных мельниц Неделя науки СПбПУ : материалы научного форума с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта. Часть 1. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2015.с. 85-87.
5. Софронов В.Л. Расчет струйных аппаратов: Учебное пособие/ В.Л.Софронов, И.Ю. Русаков, Т.В. Ощепкова. - Северск: Изд-во СТИ НИЯУ МИФИ, 2011.-33с.

УДК 621.878.23

ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОТВАЛА БУЛЬДОЗЕРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ

Пахомов Е.Г.[1], Анненко Д.М.[1]

1. ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им В.Г. Шухова»

Аннотация: в данной работе рассмотрены основные параметры отвала бульдозера, их влияние на эффективность работы. Подобран интервал оптимальных рабочих значений, для дальнейшей работы по изучению и изменению геометрии отвала.

Ключевые слова: бульдозер, угол зарезанные, зуб отвала, параметры отвала.

THE MAIN PARAMETERS OF THE DOZER BLADE AND IMPACT ON RUNNING EFFICIENCY

Pahomov E. G.[1], Annenko D. M.[1]

1. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

Abstract: this paper describes the main parameters of the bulldozer blade, their impact on the efficiency of work. Selected interval the optimal operating values for further work to study and change the geometry of the blade.

Keywords: bulldozer, cut angle, blade tooth, blade parameters.

Одним из основных транспортных средств производства земляных работ с последующей транспортировкой грунта в отвал, находящих большое применение в строительстве являются бульдозеры. Бульдозеры благодаря своей универсальности широко распространены в строительстве. Потенциал работы бульдозеров используется далеко не на 100% в связи с невозможностью работ данных машин в различных природно-климатических и производственных условиях.

Для сохранения универсальности бульдозеров и расширения области их эффективного применения, совершенствование рабочего органа осуществляется путем установки на отвал зубьев с плоскими ножами. Такая конструкция позволяет увеличить удерживающую способность рабочего оборудования, уменьшить удельное сопротивление копанию за счет совместного резания грунта ножом любого отвала и разрушения грунтовой породы зубьями.

Объектом исследования является бульдозер, работающий с грунтами.

Предмет исследования: зубы отвала, используемые для работы бульдозера.

Рассмотрим основные параметры отвала бульдозера (рис. 1) с целью изучения их влияния на процесс врезания отвала в почву:

- ширина отвала B;
- высота отвала H;
- угол резания α, который находиться в пределах 40 - 75°;
- угол опрокидывания $\psi = 30 - 80°$;
- задний угол γ;
- угол наклона ε_0=70 - 90°;
- угол установки козырька β ;
- радиус кривизны отвальной поверхности R;
- высота отвала с козырьком B_k;
- длина прямой части отвальной поверхности a;

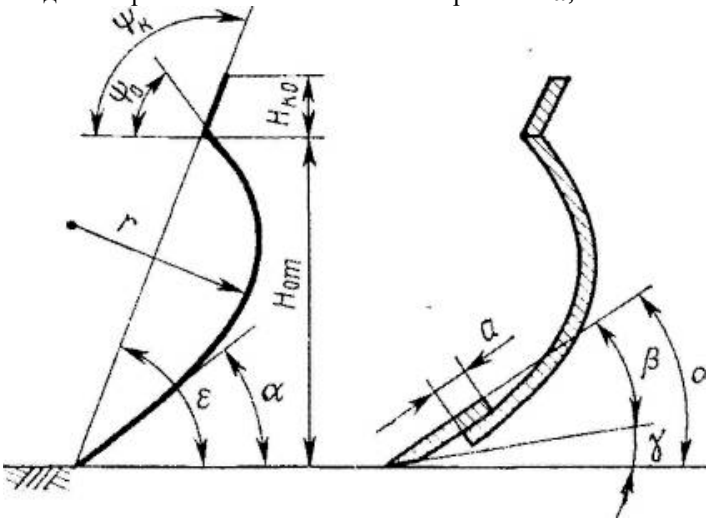


Рис. 1. Основные параметры отвала бульдозера

В процессе заглубления отвала при зарезании скорость его перемещения имеет важное значение. Ее следует выбирать такой, чтобы зарезание производилось только режущей кромкой. Так как при неправильно подобранной скорости произойдет чрезмерное заглубление режущей кромки отвала, что приведет к поломке оборудования.

При проектировании отвала необходимо определять также параметры профиля поверхности отвала (табл. 1) [1-4]:

Таблица 1

Основные параметры поперечного профиляотвала бульдозера

Параметр	Отвал	
	неповоротный	поворотный
Угол резания δ, в град	55	50-55
Угол наклона отвала ε, в град	75	75
Угол опрокидывания ψ, в град	70-75	60-75
Угол установки козырька ψ_1, в град	90-100	90-100
Задний угол α, в град	30-35	30-35
Радиус цилиндрической поверхности отвала R	$0{,}8 - 0{,}9\ H$	
Длина плоской части отвала a	Равна ширине ножей	

Ширина поворотного отвала больше на 30— 33% [5,6].

Для работы на легких грунтах и особенно на сыпучих длина отвала может увеличиваться за счет применения съемных уширителей, устанавливаемых под углом 15—30 к режущей кромки ножа.

Высота отвала определяется силой тяги T_H и грунтовыми условиями, для которых предназначается проектируемый бульдозер:

$$H = 500\sqrt[3]{T_H} - 5T_H \quad (1)$$

для бульдозера с поворотным отвалом:

$$H = 450\sqrt[3]{T_H} - 5T_H \quad (2)$$

где T_H — номинальная сила тяги бульдозера. Сила T_H определяется путем построения тяговой характеристики тягача с Высота отвала может быть определена: для бульдозера с неповоротным отвалом навесным оборудованием. Высота отвала с козырьком $H_П$ — расстояние по вертикали между режущей кромкой ножа и верхним краем козырька в середине при основном угле резания и горизонтальном положении опорных поверхностей базовой машины:

$$\delta = \alpha + \beta \quad (3)$$

Угол резания отвала δ (угол между плоскостью ножа с горизонталью), угол заострения ножа β (угол между плоскостью ножа и скошенной гранью) и задний угол отвала α (угол между), соединяющей режущую кромку ножа с наиболее выступающей частью конструкции отвала внизу, с тыльной стороны, и горизонталью) связаны между собой зависимостью что необходимо учитывать при назначении величин этих углов и пределов их изменения. С учетом этих обстоятельств угол резания, измеренный в исходном положении бульдозера (при стоянке бульдозера па горизонтальной площадке с отвалом, опущенным до касания лезвия ножа с грунтом), рекомендуется принимать для неповоротного отвала $\delta = 55°$ и для поворотного отвала — $\delta = 50°$. При

$\delta < 50°$ угол заострения β получается таким, при котором прочность режущей кромки становится недостаточной.

При известных высоте отвала и угол резания, форма профиля рабочей поверхности отвала полностью определяется параметрами a, R . Между этими параметрами есть зависимость:

$$H = a \sin \delta + R(\cos \delta + \cos \psi) \quad (4)$$

Параметры a, R и ψ назначают исходя из следующих соображений.

Радиус, кривизны поверхности отвала при заданных значениях остальных параметров находится из уравнения:

$$R = \frac{H - a \sin \delta}{\cos \delta + \cos \psi} \quad (5)$$

При выбранных параметрах значение R приближенно получается равным R = H для неповоротных отвалов и $R = 0{,}8 \cdot R$ для поворотных отвалов.

Радиус R кривой части отвальной поверхности, высота отвала H и углы резания δ, опрокидывания и наклона ε связаны между собой следующей зависимостью:

$$R = H \frac{\sin(\varepsilon - \delta)}{\sin \varepsilon \left[1 - \sin\left(\psi + \delta - \frac{\pi}{2}\right)\right]} \quad (6)$$

Параметры установки козырька: высота H_i, и угол наклона. При работе на плотных грунтах с нарушенной структурой рекомендуемые параметры отвала обеспечивают эффективный набор грунта и без установки козырька.

В ходе работы были рассмотрены основные параметры отвала бульдозера, их влияние на процесс резания грунта. Так же были определены промежуточные значения оптимальных параметров работы для дальнейшего изучения строения и возможности усовершенствования отвала.

Список литературы

1. Алексеева, Т. В. Дорожные машины Машины для земляных работ // Т. В. Алексеева ; Высшая школа -М.:Высшая школа, 2000. – 504 с.
2. Баловнев, В.И. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учеб. пособие для вузов // В. И. Баловнев ; М: Изд-во МАДИ, 2014. – 149 с.
3. Брауде, В.И. Надежность подъемно-транспортных машин // В.И. Брауде, Л.Н. Семенов - Л. : Машиностроение, 2001. – 184 с.
4. Пахомов Е.Г, Анненко Д.М., Романович М.А. Основные параметры от-вала бульдозера и их влияние на эффективность его работы// Е.Г. Пахомов, // IV Международной научно-практической конференции «Вопросы науки и практики» (1 сессия) - 2019. – 74 с.
5. Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I. Determination of rational parameters for process of grinding materials pre-crushed by pressure in ball mill //

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2018. - T. 327 (042091).
6. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I., Chekhovskoy E.I. Energy-saving technology of obtaining composite binders using technogenic wastes // IOP Conference Series: Journal of Physics: Conf. Series. - 2018 - T. 1118 (012035).

УДК 621.879.3.

ГРЕЙФЕРНАЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ МАЛООБЪЕМНЫХ ЗЕМЛЯНЫХ РАБОТ

Пенчук В.А.1, Белицкий Д.Г.1

1. ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», г. Макеевка

В работе представлен сравнительный анализ технологических схем работы экскаватора с различными видами сменного рабочего оборудования при копании колодца. Дано сравнение объема извлекаемого грунта и энергоемкости процесса при использовании рабочего оборудования обратная лопата и грейфер.

Ключевые слова: обратная лопата, грейфер, колодец, объем, работа, энергоемкость

ENERGY-SAVING TECHNOLOGY OF LOW-VOLUME EARTH WORKS BY CLAMSHELL

Penchuk V.A.[1], Belitskiy D.G.[1]

1. Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture, Makeevka

The article presents a comparative analysis of the technological schemes of the excavator with various types of interchangeable working equipment when digging a well. A comparison is made of the volume of extracted soil and the energy intensity of the process when using working equipment backhoe and clamshell.

Keywords: backhoe, clamshell, well, volume, work, energy intensity.

Актуальность работы. Для современного городского строительства характерно многообразие малообъемных и рассредоточенных объектов: заправочных станций, мини-заводов, складов, логистических центров, домов индивидуального пользования и т.п. Традиционно выполнение земляных работ на указанных объектах производится экскаваторами с оборудованием обратная лопата, которой практически невозможно обеспечить отрывку небольших котлованов с вертикальными стенками по всему периметру. Обоснование энергетической целе-

сообразности применения в этих условиях грейферного рабочего оборудования является весьма актуальным.

Анализ публикаций. В работах [1, 2, 3] дан анализ применения для разработки котлованов экскаваторов с оборудованием обратная лопата. Исследованиями [4, 5, 6] показана возможность применения для земляных работ экскаваторов с грейферными рабочими органами.

Цель – обоснование целесообразности и энергоэффективности применения грейферного рабочего оборудования при разработке выемок с вертикальными стенками.

В общем случае, энергоемкость одного цикла разработки грунта экскаватором с оборудованием обратная лопата можно представить как

$$A_{îá} = \int_0^l P_{01}\, dl ,$$

где P_{01} – сопротивление копанию, зависящее от прочности грунта;

l – длина траектории движения режущей кромки ковша.

С увеличением глубины копания котлована изменяется конфигурация и длина траектории движения режущей кромки ковша. Значение длин траектории копания по мере увеличения глубины копания можно установить, используя программное обеспечение «Компас-график».

При разработке котлованов экскаватором с грейферным рабочим органом практически изменяется технология извлечения грунта. В данном случае работу по копанию грунта можно описать следующим образом

$$\sum A_G = A_{äð} + A_ï ,$$

где $A_{гр}$ – работа, затрачиваемая на закрытие челюстей грейфера и захват или некоторого объема грунта;

$A_п$ – работа, затрачиваемая на вертикальный подъем ковша грейфера с грунтом.

Если сделать допущение, что энергозатраты на подъем грунта выше уровня котлована, на поворот к месту разгрузки и разгрузку грунта экскаватором с оборудованием обратная лопата и грейфером примерно одинаковы, то энергоэффективность определяется только процессами разработки и извлечения грунта из котлована.

Численный анализ затрат энергии на разработку котлованов в одних и тех же грунтовых условиях экскаватором с обратной лопатой и грейфером представлен на рисунке 1,*а*.

Сопоставительные исследования важно проводить, используя такой показатель как удельная энергоемкость, которую можно записать как

$$E = \frac{\sum_{i=1}^{k} A_{ki}}{V_{êîï}},$$

где A_{ki} – затраты работы на i-тое копание;

k – количество копаний для отрывки котлована определенного размера и объема $V_{коп}$;

$V_{кол}$ – объем котлована.

Зависимости удельной энергии при разработке котлованов с вертикальными стенками обратной лопатой и грейфером представлены на рисунке 1,*б*

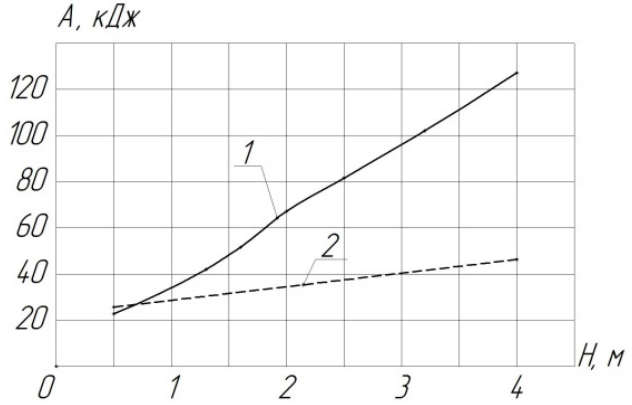
Зависимости рисунка 1,а показывают, что эффективность грейферного рабочего оборудования начинает проявляться только при отрыве котлованов глубиной более 1,3 м.

Выводы.

1. При разработке глубоких выемок с вертикальными стенами (колодцы, проходка шахт при строительстве инженерных коммуникаций и т. п.), при разработке грунта в стесненных условиях (вблизи стен зданий, внутри цехов при реконструкции предприятий, ремонте подземных коммунальных сетей и т. п.) применение грейферного оборудования оказывается наиболее эффективным и целесообразным по сравнению с обратной лопатой.

2. Предварительная сопоставительная оценка эффективности применения грейферных рабочих органов позволяет утверждать, что направление поиска конструкций грейферных рабочих органов, позволяющих разрабатывать прочные грунты, – перспективно.

а



б

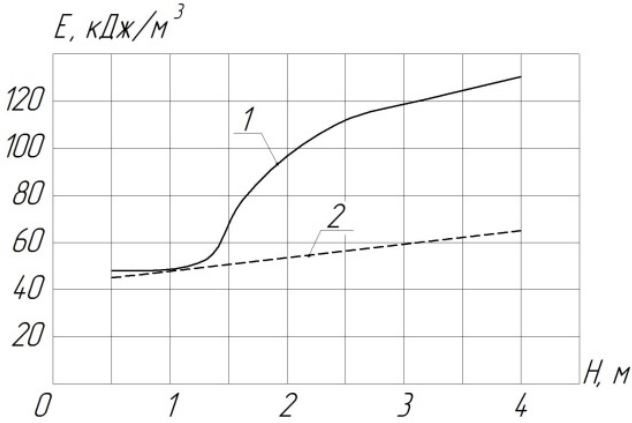


Рис. 1. Затраты: *а* - работы по разработке грунта в зависимости от глубины копания ковшом емкостью q= 0,5 м^3; б - энергии на 1м^3 извлеченного грунта, в зависимости от глубины копания. *1* – при работе обратной лопатой; 2 – при работе грейфером

Список литературы

1. Королев А.В. Использование универсальных гидравлических экскаваторов при реконструкции и ремонте жилых зданий / А.В. Королев, М.В. Королева // Механизация строительства. - 2001. - № 5.- С. 2-3.

2. Пенчук В.А. Основы механизации малообъемных и рассредоточенных строительных и коммунальных работ./ В.А. Пенчук, В.М. Даценко, В.В. Пенчук. Под общей редакцией Пенчука В. А. Донецк: изд-во «Ноулидж» (Донецкое отд.). 2011.- 265 с.

3. Павлов В.П. Машины для земляных работ: синтез технологий, проектирование, эффективность: Монография / Павлов В.П., Пенчук В.А. - Краснояр.:СФУ, 2016. - 328 с.
4. Чадин С.В., Никешин В.В. Грейферное оборудование зарубежных гидравлических экскаваторов. М., ЦНИИстройдормаш, 1986. – 47 с.
5. Пенчук В.А. Особенности рабочих процессов грейферного оборудования / Пенчук В.А., Белицкий Д.Г. // Механизация строительства. – 2006. - №2. – С. 9-12.
6. Пенчук В.А. Технологические аспекты производства земляных работ специальными грейферами / Пенчук В.А., Белицкий Д.Г., Голубов И.В. // ИНТЕРСТРОЙМЕХ-2014: материалы Международной научно-технической конференции, 9-11 сентября 2014 г., Россия, Самара, - Самара: Изд-во СамГАСУ, 2014. – 150-151.

УДК 629.021

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОГНОСТИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА ПУТЕМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА

Пираматов У.А.[1], Пугин К.Г.[1,2]

[1]ФГБОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет» г. Пермь, Россия

[2]ФГБОУ ВО «Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова» г. Пермь, Россия

В статье определена актуальность вопроса прогностического обслуживания гидропривода строительно-дорожных машин. Определено влияние диагностирования гидропривода на прогностическое обслуживание. Рассмотрены методы диагностирования и приведены их недостатки. Описана проблема препятствующая полному раскрытию прогностического обслуживания. Приведены пути решения сложившейся проблемы.

Ключевые слова: гидросистема, рабочая жидкость, износ, гидроцилиндр, загрязнение.

IMPROVEMENT OF METHODS FOR FORECASTING SERVICE OF A HYDRAULIC DRIVE BY DETERMINING THE RESOURCE OF ELEMENTS OF A HYDRAULIC DRIVE

Piramatov U.A.[1], Pugin.K.G.[1,2]

[1]Federal State-Funded Educational Institution of Higher Professional Education «Perm National Research Polytechnical University» Perm, Russia

[2] Federal State-Funded Educational Institution of Higher Professional Education «Perm State Agrarian and Technological University named after academician D.N. Pryanishnikova» Perm, Russia

The article determines the relevance of the issue of prognostic maintenance of hydraulic drive of construction and road machines. The influence of hydraulic drive diagnosis on predictive maintenance is determined. Diagnostic methods are considered and their disadvantages are given. The problem of the full disclosure of predictive services is described. Ways of solving the current problem are given.

Key words: hydraulic system, hydraulic fluid, wear, hydraulic cylinder, contamination.

На сегодняшний день прогностическое обслуживание получает все большее распространение как в обслуживании строительно-дорожных машин так и в множестве других отраслей. В строительно-дорожных машинах гидропривод подвержен большому количеству отказов. Реализация методов позволяющих оценить ресурс элементов гидропривода позволит повысить эффективность прогностического обслуживания, что является крайне актуальным вопросом в настоящее время[1].

Существующие методы диагностирования гидропривода позволяют оценить состояние гидропривода в целом, что препятствует опосредованному рассмотрению узлов гидропривода. Наиболее применяем методом диагностирования является статопараметрический метод диагностирования гидропривода, данный метод основан на измерении параметров давления, расхода, утечек рабочей жидкости и других. Полученные параметры соотносятся с эталонными значениями, на основе полученной разницы значений определяется износ элементов гидропривода. Данный метод диагностирования отличается высокой трудоемкостью, дороговизной применяемого оборудования, а также необходимостью выезда в специализированные помещения для внедрения оборудования в гидропривод.

В последнее время все большее распространение получают методы диагностирования гидропривода на основе состояния рабочей жидкости, данную систему активно внедряет компания Caterpillar Inc., данная компания реализует в своей технике узлы забора проб рабочей жидкости из напорной линии[2]. В последствии на основе результатов исследования определяется износ рабочей жидкости и элементов гидропривода. Наличие в рабочей жидкости высокой доли металлических

загрязнителей говорит о высокой степени износа одного или нескольких элементов гидропривода[3].

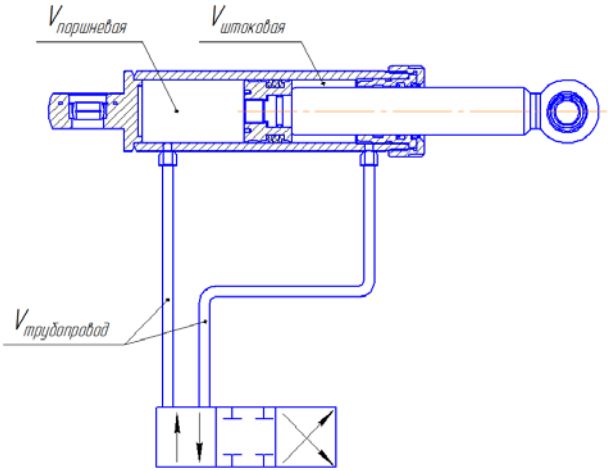


Рис.1 - упрощенная гидросхема с гидрораспределителем и гидроцилиндром

Гидропривод строительно-дорожных машин является сложной системой, в которой узлы расположены на разном удалении от гидрораспределителя. На рисунке представлена упрощенная гидросхема, в случае если объем жидкости в трубопроводе (Vтрубопровод) выше чем объем жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра (Vпоршневая, Vштоковая), в этом случае обновление рабочей жидкости в узле затрудненно, в этом случае рабочая жидкость из удаленного узла не будет влиять на состояние рабочей жидкости в системе, что затруднит диагностирование гидропривода методами основанными на анализе рабочей жидкости. Затрудненный обмен рабочей жидкости в удаленном гидроцилиндре приведет к накапливанию в рабочей жидкости примесей, угасанию свойств присадок, что в свою очередь приведет к увеличению интенсивности износа элементов удаленного узла.

Решением проблемы с застаиванием рабочей жидкости в случае с новой техникой возможно решить путем внедрения дополнительных узлов принудительной циркуляции рабочей жидкости непосредственно перед гидроцилиндром или внедрения дополнительных гидрораспределителей в гидросистему. Реализация представленных методов предполагает корректировку методов проектирования гидропривода строительно-дорожных машин, в случае обнаружения узлов с превы-

шением соотношения рабочей жидкости в сторону трубопровода необходимо определить способ решения проблемы.

В случае с существующей техникой возможно внедрение постоянного контроля состояния рабочей жидкости в удаленных узлах, путем забора проб рабочей жидкости и анализа проб в специализированных лабораториях, это позволит диагностировать гидропривод строительно-дорожных машин в полной мере.

Повышение эффективности методов диагностирования гидропривода строительно-дорожных машин позволит увеличить эффективность анализа состояния системы, а соответственно приведет к лучшему пониманию интенсивности износа элементов гидропривода, что в конечном итоге выльется в разработку более совершенной системы прогностического обслуживания и уменьшению количество непредвиденных отказов.

Список литературы

1. Логвинов Л.М., Ковалев М.А., Хабло И.И. Повышение надежности гидравлических систем воздушных судов за счет анализа параметров частиц загрязнения рабочей жидкости// Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2007, №1. С.196-200.
2. Caterpillar // Программа SOS сервиса. URL: https://www.cat.com/ru_RU/support/maintenance/sos-services.html (дата обращения 20.02.2019)
3. Felix Ng., Jennifer A. Harding, Jacqueline Glass. Improving hydraulic excavator performance through in line hydraulic oil contamination monitoring// Mechanical Systems and Signal Processing №83 (2017) p.176–193.

УДК 621.926

О ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ МЕХАНИЧЕСКИ АКТИВИРОВАННЫХ МИНЕРАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Позынич К.П.[1], Эунап Р. А.[1], Кудрявский С. Н.
1. ФГБОУ ВО Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск

Известно, что под влиянием механических сил (например, при измельчении) проявляется многообразие физико-химических процессов с изменением свойств и состава веществ. Активация минеральных материалов улучшает физико-механические свойства различных композиционных составов. В последнее время активационные технологии повсеместно применяются в строительной области, в дорожном строительстве. В статье рассмотрена проблема снижения энергетического потенциала (диссипации энергии) минеральных веществ, механически активированных посредством тонкого измельчения.

Ключевые слова: минеральные материалы, тонкое измельчение, механическая активация, энергетический потенциал; диссипация энергии.

ENERGY DISSIPATION OF MECHANICALLY ACTIVATED MINERAL MATERIALS

Pozynich K .P. [1]***, Eunap R. A.,*** [1]***, Kudryavskiy S. N.*** [1]

1. Pacific National University, Khabarovsk

It is known that under the influence of mechanical forces (for example, during grinding) manifests a variety of physical and chemical processes with changes in the properties and composition of substances. Activation of mineral materials improves the physical and mechanical properties of various compositions. Recently, activation technologies are widely used in the construction industry, in road construction. The article deals with the problem of reducing the energy potential (energy dissipation) of minerals mechanically activated by fine grinding.

Key words: mineral materials, fine grinding, mechanical activation, energy potential; energy dissipation.

Как известно, активация минеральных веществ посредством тонкого измельчения (механоактивация) уже перешла в стадию промышленного освоения, заняв определённое место в наборе производственных операций, а в ряде случаев становится основой нового производства. В качестве примера можно назвать использование активированного кварца, которое привело к созданию нового строительного материала - силикальцита.

В то же время, в опубликованных в этой области работах недостаточно полно освещен имеющий важное практическое значение вопрос диссипации механической энергии в материале после окончания обработки, что может свести эффект активации к нулевому результату.

Одной из главных проблем активации минеральных веществ является продолжительность хранения вещества в активированном состоянии.

Как известно, в процессе тонкого измельчения сыпучих материалов происходит рост свежеобразованных поверхностей, которые обладают высоким энергетическим потенциалом, способным улучшить взаимодействие на границе раздела фаз, при этом часть подведённой к материалу энергии расходуется на образование новой поверхности, а другая аккумулируется в обрабатываемом материале в виде различных напряженных структурных дефектов. Впоследствии эта накопленная энергия оказывает существенное влияние на кинетику последующих

технологических процессов, а также на основные физико-механические свойства получаемых материалов.

Изменение запаса потенциальной энергии измельченного вещества, его активация, выражается двумя слагаемыми: первое представляет изменение поверхностной энергии, второе - изменение внутренней энергии. Из опубликованных результатов работы авторов с минеральным веществом, активированным измельчением, следует, что энергия, аккумулированная в поверхностном слое, сохраняется сколь угодно долго, пока условия не изменятся и не станут благоприятными для укрупнения частиц, их агломерации или кристаллизации. Количество накопленной энергии при этом снижается в силу протекания в материале релаксационных процессов, наблюдается снижение первоначальной активности материала. Во многих случаях такие условия создаются самопроизвольно, например, в ходе хранения активированного вещества, а энергия, аккумулированная в зоне остаточных напряжений, начинает диссипировать сразу в момент активации и в дальнейшем со временем вследствие протекания в материале ряда вторичных релаксационных процессов. При этом напряжения в материале релаксируют, а дислокации аннигилируют или выходят на поверхность [1].

Диссипация энергии у физических систем - это переход части энергии упорядоченного процесса в энергию неупорядоченного процесса, и, в конечном счете, в тепловую энергию. У механических систем, как известно, переход части механической энергии в другие формы (например, в теплоту) происходит за счет наличия сил сопротивления. Для ускорения релаксации и тем самым снятия активации минерала достаточно нагрева материала до 90-100 °С и постепенного его охла- ждения. Поэтому в аппаратах, предназначенных для активации минеральных веществ, необходимо избегать нагревания измельчаемого материала, т.к. нагревание снимает активацию [2]. При сухом измельчении минеральных веществ длительную активацию можно, например, обеспечить как сумму кратковременных включений измельчителя-активатора с последующим охлаждением его рабочих органов. Именно из-за невозможности организовать достаточный теплоотвод от мелющегося тела например, в планетарных мельницах, исключена возможность их значимого практического применения в производстве высокоактивных механоактивированных материалов.

При активации минеральных веществ посредством тонкого измельчения процесс диссипации энергии начинается сразу в момент активации, продолжая протекать в материале и после прекращения механической обработки материала, то есть после выхода полученного

порошка из рабочей камеры измельчителя-активатора. Причем скорость релаксационных процессов зависит не только от свойств материала, но и от условий хранения (температура, влажность, давление, химический состав среды хранения и т. п.). Основные параметры сыпучих материалов, оказывающие влияние на эффективность их активации:

- слеживаемость - свойство сыпучих материалов при длительном хранении или при воздействии вибрации терять подвижность частиц. Чтобы предотвратить слеживаемость сыпучего материала, необходимо периодически осуществлять его механическое или аэрационное рыхление. Однако, известно, что аэрационное рыхление, как и частое перемещение материала, снижает его активность;

- агломерация материала - процесс образования из порошкообразных сырьевых материалов относительно крупных частиц;

- агрегативная устойчивость материала - способность дисперсных частиц противостоять коагуляции;

- агрегация материала - слипание тонко размолотых частиц. Обычно агрегация возрастает с увеличением тонкости помола частиц вследствие увеличения удельной поверхности частиц;

- адгезия материала - слипание разнородных твердых частиц, соприкасающихся своими поверхностями;

- когезия материала - сцепление, притяжение между частицами одного и того же твердого тела или жидкости.

С течением времени энергия, накопленная в материале за счет механической активации, диссипирует, снижается общая активность обработанного материала и рано или поздно, но материал возвращается к своему первоначальному состоянию. Таким образом, можно сделать обоснованный вывод, что для получения максимальных значений повышения основных свойств материалов на основе активированных компонентов необходимо так организовать работы по активации материалов, чтобы сроки от тонкого измельчения (активации) до непосредственного использования активированных компонентов были минимальны.

Важно отметить, что скорость релаксационных процессов зависит не только от свойств материала, но и от условий хранения (температура, влажность, давление, химический состав среды хранения и т. п.), а также и от способа измельчения.

Можно выделить несколько основных способов измельчения материалов с использованием энергонапряженных агрегатов тонкого помола – измельчение методом раздавливания, истирания, раскалывания (метод свободного удара), а также совокупность перечисленных мето-

дов. Типичный образец агрегата измельчения, работающего по методу истирания – шаровая мельница. Метод раскалывания свободным ударом используется в измельчителях-дезинтеграторах.

С точки зрения механоактивации порошки, полученные в дезинтеграторе методом раскалывания свободным ударом, обычно имеют меньшие нарушения структуры (аморфизация, микро-искажения решётки), характеризуются меньшим разогревом вещества, но более высоким выходом свободных радикалов по сравнению с порошками аналогичной дисперсности, полученными, например, в шаровой и вибромельницах.

В связи со сказанным активированное состояние материалов, например инертных и вяжущих составляющих бетонной смеси, достигаемое методом свободного удара, довольно устойчивое. Однако, образовавшиеся энергоактивные поверхности, без дальнейшего участия в технологических процессах, с течением времени теряют свой потенциал механохимической активации. Это объясняется тем, что тонкомолотые, и особенно высокодисперсные, материалы в большей степени подвержены эффектам агрегатирования (флокулообразования) [3].

Процесс флокулообразования зерен вяжущего, а, следовательно, снижение и в конечном итоге потеря его реакционной способности, происходит достаточно быстро. Причем, чем более качественно активировался цемент, тем он более склонен к агрегатированию, способствующему уменьшению «активной» удельной поверхности за счет интенсивной конденсации на цементных зернах парообразной влаги и газов из окружающей среды. Образование флокул, способных удерживать внутри себя воду, делая ее неподвижной, препятствует дальнейшему равномерному смачиванию поверхности цемента приводящей к неполноте использования всех его потенциальных возможностей. Как следствие, от 30 до 70% цементного зерна не получает возможности нормально прогидратировать, соответственно 30-70 % цемента не только не участвует в процессе твердения цементного камня, но, играя роль мелких, пылевидных включений, ослабляет прочность получаемого бетона [3].

С практической точки зрения важен вопрос, в течении какого периода времени активированный материал сохраняет свои полезные свойства.

Из практики применения тонкомолотых песков, прошедших обработку методом свободного удара, имеются следующие наблюдения [3]: за месяц активированное состояние песка стабильно устойчивое, незначительное снижение (около 10 %) наблюдается по истечении двух

месяцев. Песок полностью теряет свою преобразованную реакционную способность (активность) по прошествии шести месяцев.

В работе [4] приводятся следующие результаты исследований. Из цемента марки М400, активированного в дисмембраторе, формовались образцы по стандартной методике. Затем цементный камень испытывался на прочность при сжатии. Наиболее резкий спад прочности цементного камня на основе активированного цемента наблюдался в первые два часа после активации. Прочность камня, сформованного из цемента через два часа после активации цемента - уменьшается на 11-15 %. Приблизительно через сутки прочность приближается к прочности цементного камня на основе исходного (неактивированного) цемента.

Следовательно, можно сделать вывод о необходимости использования материала (цемента) сразу же после его активации, когда качество и стабильность характеристик составляющих смеси имеет особенно важное значение. С практической точки зрения это говорит о целесообразности размещения механизмов и агрегатов помола в непосредственной близости к технологическим линиям производства, например, бетонных и прочих изделий на основе вяжущих материалов, а оптимальным вариантом может быть включение их в технологический поток. Например, установка между складом цемента и весовым дозатором цемента позволит без снижения производительности основного смесительного оборудования производить поточную обработку (помол) материала.

Список литературы

1. Аввакумов Е.Г. Механические методы активации химических процессов / Е.Г. Авакумов – Новосибирск: Наука, 1986. – 305 с.
2. Дезинтеграторная технология: тезисы докл. VIII Всесоюз. семинара. – Киев, 1991. – 139 с.
3. Коренюгина Н.В. Тонкий помол материалов методом свободного удара // Сб. ст. «Строительная лоция». Сер. Механоактивация, виброактивация в производстве строительных материалов. URLhttp://www.tpribor.ru/aktpomvibr.
html (дата обращения 28.09.18).
4. Мурог В.Ю., Францкевич В.С. Диссипация энергии в механически активированномцементе // Интернет-конференция БГТУ им. В. Г. Шухова. Сер. химии и технологии неорган. в-в. 2002. Вып. X. С. 233-237. URL:http://conf.bstu.ru/conf/docs/0017/0360.doc (дата обращения 28.09.18).

УДК 621.926

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕПНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ СЛОЖНЫХ И НЕОДНОРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Потапов В.А.[1], Сиваченко Л.А.[2], Кузьменкова М.С.[2]

1. Учреждение образования «Барановичский государственный университет», г. Барановичи
2. Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», г. Могилев
3. Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», г. Могилев

В статье описано рабочее оборудование цепного агрегата для переработки сложных и неоднородных по составу и свойству сырьевых материалов, а также рассмотрены возможные варианты исполнения его рабочих органов.

Ключевые слова: цепной агрегат, сырьевые материалы, рабочий орган, цепное полотно, толкающая штанга, переработка материалов.

WORKING EQUIPMENT CHAIN UNIT FOR PROCESSING COMPLEX AND HETEROGENEOUS MATERIALS

Potapov V.A.[1], Sivachenko L.A.[2], Kuzmenkova M.S.[3]
Educational institution "Baranovichi State University", Baranovichi
Inter-State Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University"
Inter-State Educational Institution of Higher Education "Belarusian-Russian University"

The article describes the working equipment of a chain unit for processing complex and heterogeneous in composition and property of raw materials, and also considers possible options for the execution of its working bodies.

Keywords: chain unit, raw materials, working body, chain web, push rod, material processing.

Процесс переработки сырьевых материалов сопряжен с определенными трудностями, обусловленными свойствами перерабатываемого материала. Для повышения эффективности процесса переработки предложена конструкция многоцелевого цепного агрегата, представленная в работе [1].

Он позволяет эффективно измельчать сырьевые карьерные материалы – мел, мергель, глину, производить эффективное измельчение и сортировку влажных малопрочных продуктов, твердых бытовых и промышленных отходов.

Опытный образец цепного агрегата представлен на рисунке 1, а схема его рабочего оборудования на рисунке 2.

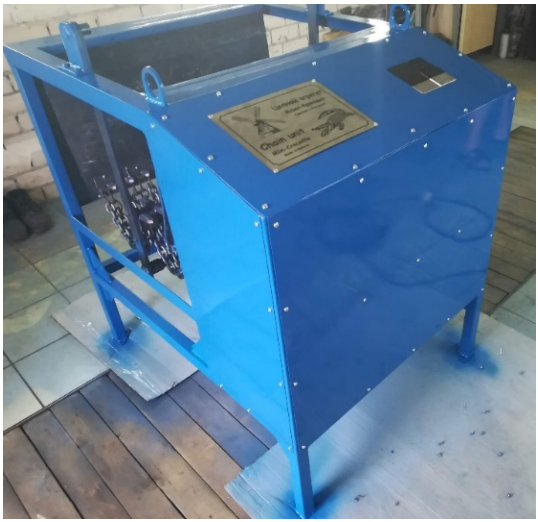


Рис. 1. Общий вид опытного образца цепного агрегата

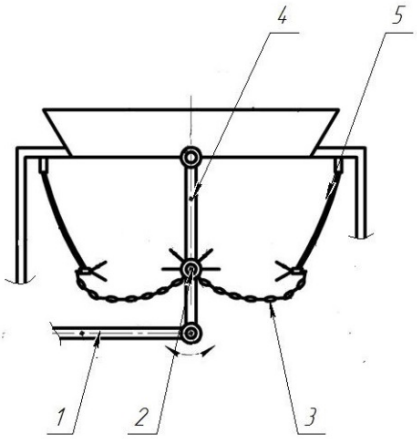


Рис. 2. Схема рабочего оборудования цепного агрегата

Интенсивность, а равно и эффективность воздействия на материал, определяется характером поведения рабочих органов.

Рабочими органами цепного агрегата в различных вариантах его исполнения являются: толкающая штанга 2, цепное полотно 3, эластичные стенки 5 (см. рисунок 2).

Цепное полотно представлено на рисунке 3. Оно реализовано в виде соединенных между собой сварных круглозвенных сварных цепей. Звенья цепных элементов, образующих гирляндную цепную завесу и являющихся подвижной просеивающей поверхностью, соединяются между собой с помощью известных методов, например, посредством скоб, колец или других элементов. Выполнение гирляндой цепной завесы, представляющей собой в поперечном сечении двухволновую спиральную линию, обеспечивает расширение фронта, на котором происходит рабочий процесс переработки материалов. Этим решением в агрегате создаются две рабочие камеры, функционирующие автономно и расширяющие его потенциальные возможности.



Рис. 3. Цепное полотно

Эластичные стенки в агрегате, позволяют стабилизировать рабочий процесс в агрегате, путём уменьшения свободного провисания цепной завесы и направляют материал в зоны интенсивных колебаний элементов рабочего оборудования. В нижней части эластичных стенок могут быть установлены например треугольные зубья (см. рисунок 4), которые позволяют интенсивно измельчать материал.



Рис. 4. Нижняя часть эластичных стенок

Важнейшую роль во всей конструкции агрегата играет техническое решение, при котором центральная часть поперечного сечения двухволновой спиральной линии гирляндной цепной завесы в зоне подъема волны смонтирована на толкающей штанге 2 таким образом, что она закреплена на маятниковых рычагах 4, расположенных по торцам рабочей камеры и своими одноименными концами шарнирно установлена соответственно на раме и приводном шатуне 1 (см. рисунок 2).

Работа маятниковых рычагов 4 в режиме простой качательной системы позволяет минимизировать энергетические затраты на обеспечение заданных колебаний этой рычажной конструкции, так как для этого необходимо преодолевать только трение в зонах подвеса рычагов и инерционные силы, обусловленные массой колеблющихся частей агрегата вместе с перерабатываемым материалом.

Конструкция толкающей штанги представлена на рисунке 5.



Рис. 5. Толкающая штанга

Толкающая штанга имеет сложную форму и расположенные на нём зубья различной формы, позволяют более интенсивно измельчать материал. Форма зубьев подобрана таким образом, чтобы при взаимодействии с материалом происходил процесс раскалывания.

Установка интенсификаторов рабочего процесса на цепных элементах гирляндной цепной завесы в виде накладной планки с треугольными зубьями, необходима для создания нужного характера их воздействия на частицы обрабатываемого материала.

Применение подобных элементов способствует созданию раскалывающих, срезающих, истирающих и ударных напряжений в структуре исходного продукта.



Рис. 6. Накладная планка с треугольными зубьями

В спроектированном цепном агрегате существует возможность устанавливать самые разнообразные интенсификаторы рабочего процесса. Вариант одного из заявленных технических решений (см. рисунок 7), включает в себя цепной элемент 2, состоящий из звеньев 4, закрепленных на параллельных между собой планками 1, имеющих режущие ножи 3. Интенсификаторы рабочего процесса, в зависимости от выполняемых технологических задач, могут быть выполнены в виде зубьев 5 и гребенок 6.

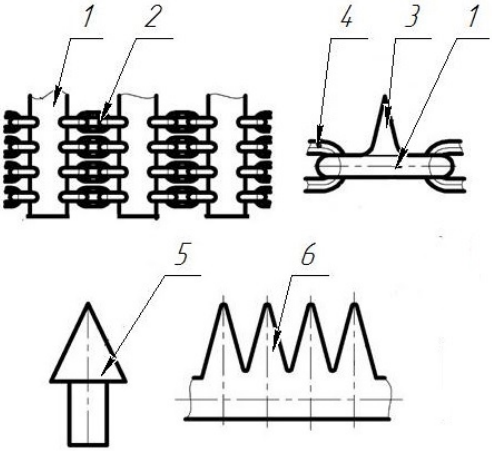


Рис. 7. Варианты интенсификаторов цепного полотна

Любой из заявленных интенсификаторов рабочего процесса является необходимым технологическим инструментом для создания соответствующего вида обработки исходного материала.

Вариант исполнения толкающей штанги представлен на рисунке 8.

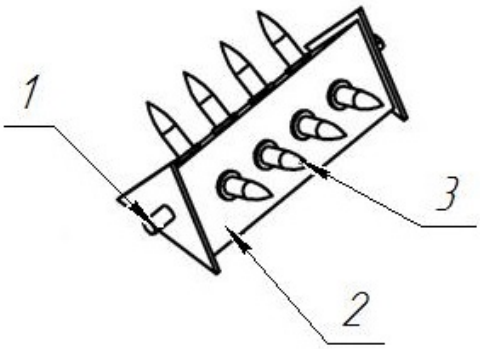


Рис. 8. Вариант исполнения толкающей штанги. 1 – хвостовик; 2 – корпус толкающей штанги; 3 – зуб

Каждый рабочий орган, реализованный в цепном агрегате выполняет свои технологические задачи, а эффективность их применения зависит от свойств перерабатываемых материалов, конструктивного исполнения оборудования и режимов его работы и при этом значительно превосходит уровень, реализуемый в известных устройствах аналогичного назначения [2], так как кинематика рабочего движения, силовой фактор и повышенная степень адаптации разработанного рабочего оборудования к свойствам перерабатываемого материала позволяет это достигнуть с максимальной эффективностью и минимальными издержками.

Таким образом в изготовленном агрегате существует возможность относительно быстро и с минимальными издержками переоборудовать цепной агрегат другими рабочими органами, что позволит существенно расширить возможность его применения в различных областях народного хозяйства.

Список литературы

1. Сиваченко, Л. А. Многофункциональный технологический агрегат с цепным рабочим оборудованием / Л.А. Сиваченко, В.А. Потапов, Т.Л. Сиваченко // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строи-

тельной отраслях : Материалы междунар. науч.-техн. конф., Белгород, 20-21 сентября, 2018 г. / БГТУ им. В.Г. Шухова, Белгород, 2018. — С.210-215.
2. Патент на полезную модель Республики Казахстан № 1598 Устройство для измельчения влажных материалов / Сиваченко Л.А., Ровский А.М., Реутский И.А., Кусебаев У.К., Заявка № 2015/0260.2 от 12.08.2015, Опубл. 15.08.2016.

УДК 621.866-82

РАЗРАБОТКА ГРУЗОПОДЪЕМНОГО УСТРОЙСТВА НА ТРАКТОР МТЗ-80 (МТЗ-82)

Пугин К.Г.[1,2], Власов Д.В.[1], Шаякбаров И.Э.[1]

1.ФГБОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Российская Федерация.

2.ФГБОУ ВО «Пермский государственный аграрно-технологический университет имени академика Д.Н. Прянишникова», г.Пермь, Российская Федерация.

В сельском хозяйстве при транспортировке грузов выполняют погрузочно-разгрузочные работы. Поэтому для повышения производительности труда используют специализированное оборудование. К такому оборудованию относится гидравлический подъёмник, монтируемыей на шасси строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин. В статье рассмотрены два варианта подъёмника. Рассмотрены положительные и отрицательные моменты конструкций, определены грузовысотные характеристики.

Ключевые слова: манипулятор, кран, трактор, груз.

THE DEVELOPMENT OF A LIFTING DEVICE ON THE TRACTOR MTZ-80 (MTZ-82)

Pugin K.G. [1,2], Vlasov D.V.[1], Shayakbarov I.E. [1]

1. FSBEI HE "Perm National Research Polytechnic University", Perm, Russian Federation.

2. FSBEI of HE "Perm State Agrarian and Technological University named after academician D.N. Pryanishnikova ", Perm, Russian Federation.

In rural areas, cargo handling operations are often carried out when transporting various goods. Therefore, to increase productivity in the performance of the above work using specialized equipment. Such equipment includes a hydraulic lift mounted on the chassis of road construction and agricultural machinery. The article reviewed two versions of the lift. The positive and negative aspects of the structures are considered, the cargo-height characteristics are determined.

Key words: manipulator, crane, tractor, cargo.

Зачастую сегодня ни один вид работ в сельском хозяйстве не выполняется без перемещения грузов. Часть грузов перемещаются вручную, однако большое количество перемещаемых грузов требуют использование грузоподъемного устройства [1-9].

В агропромышленном комплексе погрузочные и разгрузочные работы характеризуются рядом особенностей, к которым можно отнести: разнородность перемещаемых грузов; использование для выполнения работ неподготовленных площадок; выполнение работ в сложных метеорологических условиях; работа с грузами, не имеющими мест крепления грузозахватных устройств.

Была составлена характеристика грузов, часто перемещаемых в сельском хозяйстве-таблица 1. Обычно погрузку и разгрузку таких видов грузов производят в кузова машин или прицепы (их высота достигает примерно два метра) или же отпускают в траншеи глубиной до 2-х метров при прокладке трубопроводов (из-за промерзания грунта в средней полосе России-1,8 метра). Поэтому, необходимо иметь ввиду, чтобы высотная характеристика была не меньше 4 метров, а грузоподъемность оборудования не меньше 1,8 т.

Таблица 1

Характеристика грузов

№ п/п	Наименование груза	Габаритные размеры	Вес
1	Сено, солома, корма	Прямоугольный тюк (ДхШхВ): 0,9х0,5х0,4 м; Рулонный тюк (диаметр/длина): 1,8х1,5м.	Прямугольный тюк – до 22 кг; Рулонный тюк – до 700 кг
2	Длинномерные материалы (доски, бревна, столбы, трубы)	До 6 метров	До 675 кг
3	Фасованные материалы в мешках	1,5х1,25 м	До 1500 кг
4	Поддоны со штучным грузом	До 1,0х1,5х0,5 м	До 1500 кг
5	Отдельные штучные грузы	До 1,0х1,0х0,5 м	До 1000 кг

Сегодня мировые лидеры в сельском хозяйстве занимаются этой проблемой, создавая широкий ряд специализированной грузоподъемной техники и механизмов. При всех положительных сторонах, данные грузоподъемные установки помимо большой стоимости нуждаются в квалифицированном техническом обслуживании, что в свою очередь так же ведет к значительным расходам экономических показателей предприятия.

Для большинства мелких и средних хозяйств в России такие грузоподъемные установки недоступны по экономическим соображениям. По этой причине, для выполнения грузоподъемных работ используют механизмы собственной конструкции иногда довольно оригинальные. Однако, такие способы погрузки очень опасны из-за несоблюдения норм безопасности. Существует опасность опрокидывания транспортного средства и его поломка вследствие перегруза. По этой причине перед инженерами и конструкторами стоит задача-спроектировать и рассчитать грузоподъемное оборудование для нужд населения.

Для тракторов марок МТЗ-80, МТЗ-82, Т-40, Т-25 и им аналогичных для перемещения груза также используют самодельные грузоподъемные конструкции. Примером такой конструкции является грузоподъемное устройство, устанавливаемое с задней части трактора рисунок 1.

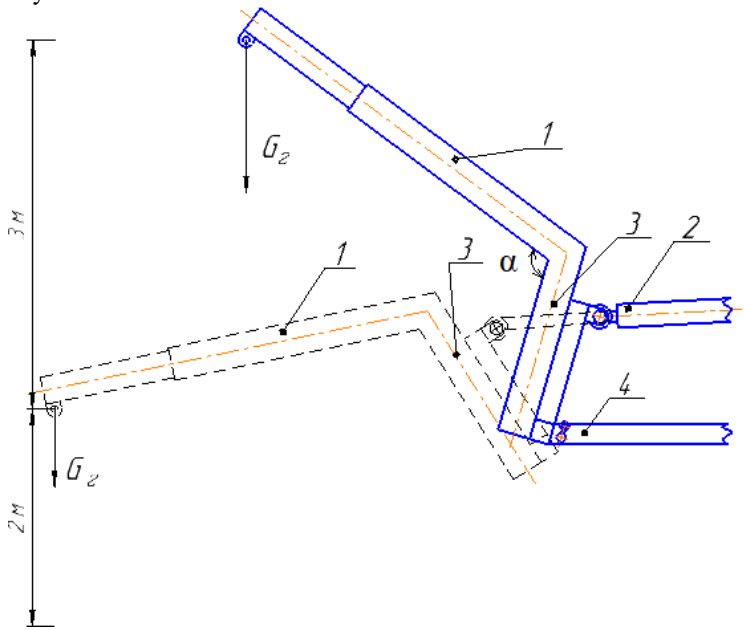


Рис. 1. Грузоподъемное оборудование.
(1-стрела, 2-гидроцилиндр, 3-«треугольник», 4-сцепное оборудование трактора)

Вариант грузоподъемного оборудования является упрощенным вариантом подъемника. Представляет собой стрелу (1), загнутую под углом α=100°, имеющую систему крепления (3) к сцепному оборудованию (4) машины. Подъем и опускание стрелы осуществляет гидро-

цилиндр (2), закрепленные позади стрелы подъемника, что позволяет трансформировать возвратно-поступательное движение гидроцилиндра в наклонное движение стрелы. Однако данная конструкция не позволяет поднимать груз на необходимую высоту. Следующий вариант представлен на рисунке 2.

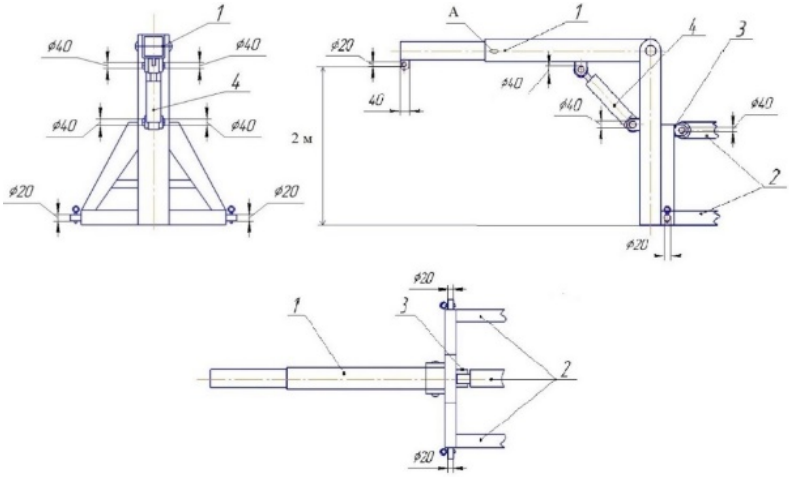


Рис. 2. Грузоподъемное оборудование. (1-стрела, 2-сцепное оборудование трактора, 3-шарнир, 4-гидроцилиндр)

Предложенный вид устройства имеет шарнирное соединение на стреле, под которой установлен гидроцилиндр, совершающий подъём стрелы (1) и, соответственно, груза. Как и в предыдущем варианте, механизм оснащен приспособлением (2), позволяющим крепить его к штатным местам крепления машины посредством шарнирного соединения (3). Вариант «шарнирного типа» позволяет совершать работу в стеснённых ситуациях, а также позволяет установить дополнительную секцию стрелы в месте крепления стрелы. Гидроцилиндр (4) соединяет стрелу и опорную балку так же с помощью шарнирного соединения. Совершая возвратно-поступательное движение гидроцилиндр обеспечивает подъём и опускание стрелы навесного оборудования на необходимую высоту. Стрела представляет собой балку квадратного коробчатого сечения гнуто-сварного профиля.

Для наглядности была разработана 3D-модель грузоподъемного оборудования, представленная на рисунке 3.

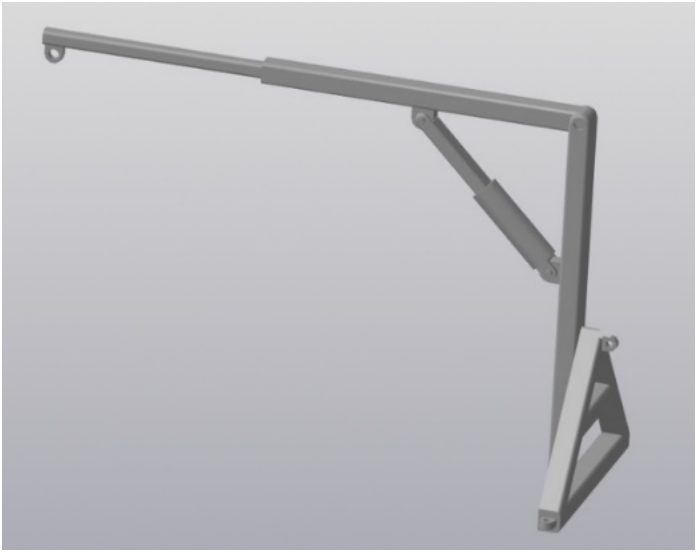


Рис. 3. 3D модель грузоподъемного оборудования

Для предлагаемого грузоподъемного оборудования была построена грузовысотная характеристика с учетом веса трактора и допустимой нагрузки на оси. Эта характеристика построена в диапазоне при максимальном вылете (угол стрелы к горизонту 0 градусов) и минимальном вылете (угол стрелы к горизонту 135 градусов). Увеличивать угол нецелесообразно, так как создаётся повышенное давление на сцепку (при 150 градусах=18000Н). При максимальном вылете, грузоподъёмность составляет 900кг. При вылете 2 метра и максимальной высоте подъёма крюка грузоподъемность составит 1718 кг.

Трактора МТЗ-80 (МТЗ-82) имеют свою гидросистему, которая позволяет подключать гидросистему грузоподъемного оборудования. Перед подключением навесного оборудования необходимо знать особенности этой системы. Давление в гидросистеме, ограничиваемое предохранительным клапаном, кгс/см^2 (МПа) - 180-200(18,0-20,0). В системе используется шестереночный насос НШ-32А-3 объёмная подача которого 45л/мин. Используемая рабочая жидкость-гидравлическое масло марки МГЕ 46В [10-12].

В зависимости от материала и используемых гидроцилиндров предложенная установка будет иметь собственные грузоподъёмные характеристики. Предполагается, что оборудование будет иметь следующие параметры, которые подойдут для сельскохозяйственных нужд:

1) Установка первого варианта: высота стрелы-3 метра, опускание-не менее 1-го метра, подъём-до 3-ех метров, вылет стрелы-не более 3-ех метров, максимальная грузоподъёмность при полном вылете стрелы-не более 900 кг.

2) Установка второго варианта: высота стрелы-3 метра, подъёмне менее 3-ех метров, вылет стрелы-до 3-ех метров, максимальная грузоподъёмность при полном вылете стрелы-не более 500 кг.

Штатные элементы крепления задней навески трактора МТЗ-80 (МТЗ-82) выдержат нагрузку (с учетом массы оборудования и груза, поднимаемого им) при полной грузоподъёмности трактора 6,3т. Исходя из имеющихся установок (навесной экскаватор, фронтальный погрузчик) трактора МТЗ-80 (82) не подвержены опрокидыванию от грузоподъёмных характеристик предлагаемого навесного оборудования [13].

Предложенное техническое решение позволит отказаться от дорогостоящих грузоподъёмных машин иностранного производства, что позволит значительно улучшить экономические показатели предприятия и упростить организацию сельскохозяйственных работ путем их механизации.

Список литературы

1. Krunal Gandhare,VinayThute, “Design Optimization of Jib Crane Boom Using Evolutionary Algorithm”, International Journal of Scientific Engineering and Research, Volume 3 Issue 4, pp. 2-8, 2014.
2. Fuad Hadžikadunić, NedeljkoVukojević and SenadHuseinović “An Analysis of Jib Crane Constructive Solution in Exploatation”, 12th International Research/Expert Conference Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT 2008, Istanbul, Turkey, pp. 26–30 August, 2008.
3. Kłosiński J. 2005. “Swing-free stop control of the slewing motion of the mobile crane”. ControlEngineeringPractice 13: 451-460.
4. Kłosiński J., J. Janusz. 2016. Numerical investigations into the control systems of the rotation model of a mobile crane. In 29th Conference on Development Problems for Working Machines. Institute of Mechanized Construction and Rock Mining, Warsaw, Poland. 25-27 June 2016, Zakopane, Poland.
5. Terashima K., Y. Shen, K. Yano. 2007. “Modeling and optimal control of a rotary crane using the straight transfer transformation method”. ControlEngineeringPractice 15: 1179-1192.
6. K. Ho, K.K. Han, S.K. Kim, Tower Crane Foundation Design and Stability Review Model, Korea Institute of Ecological Architecture and Environment, Vol.7(6), pp99-106, 2007
7. K. Ho, D.H. Kook, S.K. Kim, A System for the Selection of the Optimum Tower Cranes, Korean Journal of Construction Engineering and Management, Vol.8(6), pp.216-226, 2007

8. Kheiralla A.F., Yahya A., Zohadie M. and Ishak W. 2007. Modeling of power and energy requirements for tillage implements operating in Serdang sandy clay loam, Malaysia. 78: 21-34.
9. Оценка стоимости машин, оборудования и транспортных средств / А.П. Ковалев, А.А. Кушель, В.С. Хомяков и др. – М.: Интерреклама, 2003. – 488 с.
10. Внутрихозяйственный расчет в автомобильном парке / А. И. Зорин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – № 10. – С. 2–4.
11. Баладинский В. Л. Новое сменное навесное оборудование к тракторам и экскаваторам / Баладинский В. Л., Фомин А. В. // Механизация строительства. – 1992. – № 8. – С. 6-8.
12. Машины для строительства и работ в жилищно-коммунальном хозяйстве города и поселка / Баловнев В. И., Бакатин Ю. П., Кустарев Г. В. [и др.] // Строительные и дорожные машины. – 1992. – № 1. – С. 22-25.
13. Баловнев, В.И. Анализ продолжительности ремонтно-восстановительных работ в системе модернизации дорожно-строительной техники / В.И. Баловнев, Н.Д. Селиверстов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2016. – № 7. – С. 44–48.

УДК 621.873.1

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ БАШЕННОГО КРАНА В УСЛОВИЯХ ВЕТРОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ПУТЁМ МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДАМИ

Редькин А.В.[1], Кручинин А.И.[1], Кузнецов К.С.[1]
1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

Рассмотрена возможность модернизации системы безопасности стационарных башенных кранов путём введения управления на основе нечёткой логики с интегрированными датчиками направления ветра и крутящего момента и использования гидродинамической муфты.

Ключевые слова: башенный кран, безопасность, устойчивость система управления, гидродинамические муфты, ветровые нагрузки.

INCREASE OF TOWER CRANE SAFETY IN THE CONDITIONS OF WIND LOADING BY MODERNIZATION OF THE DRIVE CONTROL SYSTEM

Redkin A.V.[1], Kruchinin A.I.[1], Kuznetsov K.S.[1]
1. Tula state university, Tula

The possibility of upgrading the safety system of stationary tower crane by the introduction of controls on the basis of fuzzy logic with integrated sensors wind, direction and torque, and the use of hydrodynamic coupling.

Keywords: tower crane, safety, stability, control system, wind loads, hydraulic couplings.

Система обеспечения устойчивости стационарного башенного крана в условиях действия порывов ветра построена на принципе корректировки и поддержании заданного положения стрелового устройства относительно ветрового напора, управлением гидродинамическими муфтами и вспомогательным приводом, обеспечивающими устойчивость путем изменения жесткости, внедренной в кинематическую схему поворота башни, и принудительным поворотом стрелы крана. Активный вспомогательный привод устанавливается на поворотную платформу крана параллельно основному. Для функционирования системы безопасности она должна быть оснащена системой датчиков, включающие: датчик положения стрелы, датчик скорости ветра и датчик направления ветрового потока.

Устройство безопасности стационарного башенного крана в условиях действия порывов ветра построено на принципе корректировки и поддержании заданного параллельного положения стрелового устройства относительно ветрового напора посредством управления аппаратурой, обеспечивающей устойчивость с возможностью изменения жесткости, внедренной в кинематическую схему поворота башни.

В рабочем состоянии основная функция устройства безопасности – это прогнозирование увеличения скорости ветрового потока и вывод соответствующей информации на блок визуальной индикации. В критических ситуациях, при превышении максимально допустимой скорости для рабочего состояния крана, с помощью внедренного в базовую конструкцию поворотной платформы крана вспомогательного привода, система выполняет функцию автоматической корректировки устойчивости.

Для этого в аппарат нечеткой логики системы управления башенным краном [1, 2] вводится лингвистическая переменная «ускорение ветра», выполняющая прогностическую функцию, что в условиях резко изменяющихся скоростей ветрового потока позволяет скорректировать положение стрелы крана до того, как коэффициент запаса устойчивости примет критическое значение. Внедрение вспомогательного привода поворотной платформы крана позволяет обеспечить максимум быстродействия при возникновении опасных ускорений за счет того, что кран принимает устойчивое положение с максимально возможной скоростью.

Контроль скорости ветра осуществляется постоянно при помощи группы датчиков «Ветровое нагружение». При слабой скорости ветра, контроллер формирует сигнал о состоянии ветрового воздействия и

направляет его на микропроцессор и далее на блок индикации. Функционирование интегрированной системы безопасности осуществляется отдельно от штатной информация о скорости ветра и параметрах ветрового нагружения по каналу обмена данных передается на блок визуальной индикации. Так же происходит регистрация параметров скорости ветра в микропроцессоре.

При усилении скорости ветра и достижении средней скорости критических значений, контроллер, оперируя данными датчиков положения стрелы, направления ветра и алгоритмом нечеткого управления для рабочего состояния, формирует предупреждающий сигнал об усилении скорости ветра и через микропроцессор данная информация выводится на блок визуальной индикации.

В данном случае предполагается, что крановщик, получив информацию об усилении скорости ветра, предпримет действия по переводу крановой установки в нерабочее состояние согласно предписанию инструкции по эксплуатации. В случае невыполнения данного требования и дальнейшего увеличения средней скорости, контроллер, анализируя положение стрелы относительно ветрового потока, по данным датчиков «положения стрелы» и «направления ветра» производит корректировку положения стрелового оборудования в сторону с большим запасом устойчивости при помощи изменения жесткости кинематической связи тормоз – редуктор поворота башни. В случае возникновения опасных ускорений ветрового потока контроллер выдает соответствующие предупреждения на блок визуальной индикации, и осуществляет корректировку положения стрелового устройства путем включения дополнительного привода механизма поворота башни (рисунок 1).

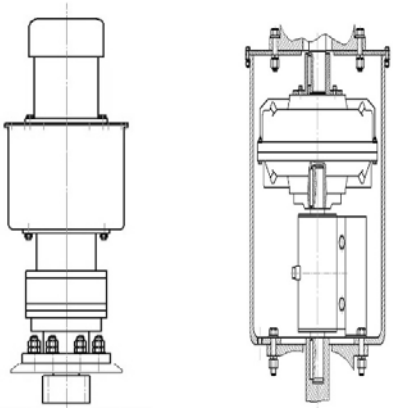


Рис.1 – Активный вспомогательный привод поворотной платформы

Устойчивость стационарного крана с грузом обеспечивается штатной системой (рисунок 2), состоящей из: группы датчиков «Ограничитель грузоподъемности», микропроцессора. Блока индикации. Микропроцессор и блок индикации штатной системы безопасности собраны в одном электрошкафе, объединяющем в себе все электрические схемы крана. Датчики, фиксирующие основные рабочие показания, соединены с микропроцессором шиной данных.

В нерабочем состоянии в условиях высоких ветровых нагрузок программа использует соответствующий нечеткий алгоритм. Сигналы с датчиков крутящего момента, положения стрелового устройства и направления ветрового потока поступают в контроллер и анализируются. В зависимости от полученных результатов, формируются сигнал управления аппаратурой автоматического управления устойчивостью интегрированной в кинематическую схему механизма поворота с возможностью изменения жесткости.

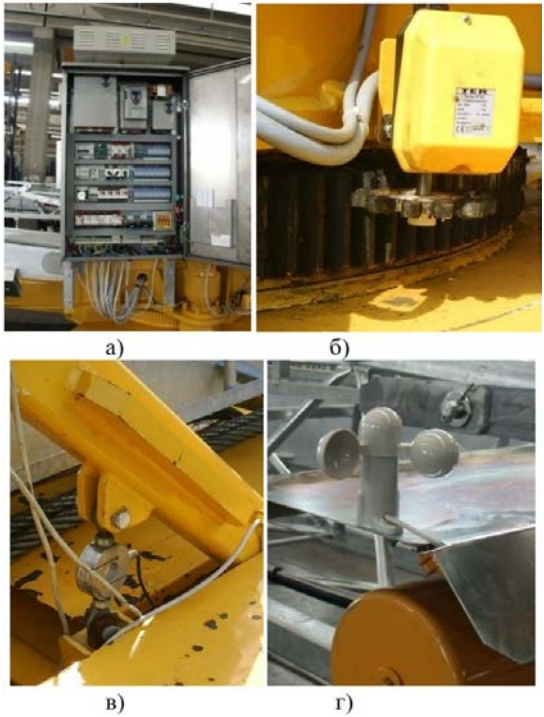


Рис. 2 – Электрооборудование крана POTAIN IGO-50: а) электрошкаф; б) датчик положения стрелы; в) датчик грузоподъемности; г) анемометр

В связи с этим контроллер выдает соответствующие предупреждения на блок индикации со звуковым сигналом, и осуществляется корректировка положения стрелового устройства. Программа автоматического обеспечения устойчивости в рабочем состоянии позволяет производить коррекцию положения стрелы с грузами, весом, определенным паспортными данными.

В данном устройстве безопасности в подключенных параллельно друг другу основном и вспомогательном приводах поворотной платформы используются гидродинамические муфты постоянного заполнения [1,3].

Интегрированная гидродинамическая муфта (рисунок 3) в механизм поворота башни с изменяемым КПД позволяет реализовать функцию автоматического управления башенным краном следующим образом: в режиме нормальной работы крановой установки гидродинамическая муфта работает с полной отдачей, обеспечивая практически жесткую кинематическую связь.

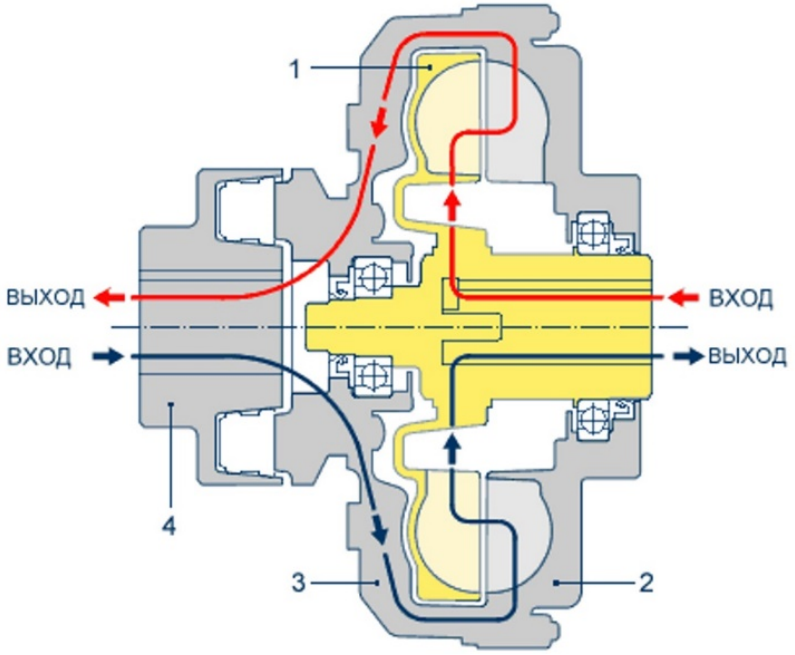


Рис. 3. Гидродинамическая муфта

На рисунке 3 внутреннее лопаточное колесо 1, соединяемое непосредственно с валом двигателя, выполняет функцию насоса; внешнее

лопаточное колесо 2, соединяемое с ведомым валом, выполняет функцию турбины; крышка 3, соединенная посредством фланцев с внешним лопаточным колесом, образует герметичную полость гидромуфты. Два первых элемента в зависимости от монтажной схемы могут в работе выполнять взаимообратные функции: внешнее колесо 1 может быть насосом, а внутреннее колесо 2 – турбиной.

В период действия ветра, превышающего установленный, происходит не полный отток жидкости из рабочей части муфты, тем самым снижается КПД. Кинетическая энергия ветрового воздействия, направленная на опрокидывание крановой установки, трансформируется в потенциальную энергию поворота башни, причем при условии неполного оттока жидкости, часть энергии рассеивается в гидродинамической муфте. Далее при увеличении скорости ветрового потока контроллер посылает управляющие сигналы на электрогидравлический клапан управления муфтой для обеспечения полного оттока жидкости. Жесткая связь – тормоз – гидродинамическая муфта – редуктор нарушается и как следствие кинетическая энергия ветра, трансформируется в потенциальную энергию поворота башни – устойчивость обеспечена.

Система управления исключает возникновение конфликтных ситуаций между приводами. Использование гидромуфт позволяет снизить потребление электричества и дает возможность электродвигателю запускаться практически без нагрузки, а так же снизить пики пускового тока и время его действия.

В нерабочем состоянии при смене направления ветрового потока постоянный контроль скорости ветра и установка стрелового устройства по ветру, достигается изменением КПД муфты в зависимости от сигналов управления. При достижении оптимальных положений стрелы, КПД муфты увеличивается, стреловое устройство фиксируется, при этом раскачивание стрелы из стороны в сторону и изменение наветренной площади исключены.

На рисунке 4 показано сравнение величины электрического тока при запуске привода без гидромуфты и его запуске в случае установки гидромуфты между двигателем и редуктором.

Запас крутящего момента для быстрого ускорения и разгона ротора двигателя при установке гидромуфты значительно больше, чем при ее отсутствии в приводе. Область между кривыми для случая отсутствия гидромуфты и при ее использовании отражает потери энергии, переходящие в тепло при пуске двигателя без гидромуфты.

При внезапно изменяющейся ветровой динамике, характеризуемой шквалистыми порывами ветра, в основном приводе поворотной платформы жесткая

связь тормоз – гидродинамическая муфта отключается, а во вспомогательном приводе – включается, подключая вспомогательный двигатель, что позволяет крану с максимальной скоростью принять наиболее устойчивое положение при воздействии шквалистого ветра.

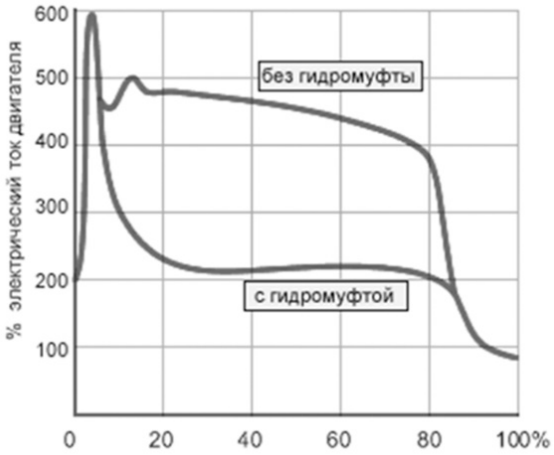


Рис.4. Зависимость величины потребляемого тока от частоты вращения ротора электродвигателя

При построении системы безопасности стационарного башенного крана рекомендуется использовать гидродинамические муфты, содержащие камеру задержки заполнения, характеризующиеся пониженным крутящим пусковым моментом, который при максимально допустимом заполнении гидромуфты и стандартном конструктивном исполнении не превышает 200% номинального значения крутящего момента.

Таким образом, при внезапно изменяющейся ветровой динамике, характеризуемой шквалистыми порывами ветра, в основном приводе поворотной платформы жесткая связь тормоз – гидродинамическая муфта отключается, а во вспомогательном приводе – включается, подключая вспомогательный двигатель, что позволяет крану с максимальной скоростью принять наиболее устойчивое положение.

Использование гидродинамической муфты позволяет осуществлять плавный запуск и обеспечение уменьшения потребления электрического тока. В фазе запуска двигатель запускается с низкой нагрузкой, что позволяет использовать короткозамкнутые асинхронные двигатели без применения специальной пусковой аппаратуры. Внедрение вспомогательного привода поворотной платформы крана позволяет обеспечить максимум быстродействия при возникновении опасных ускорений за счет того,

что кран принимает устойчивое положение с максимально возможной скоростью.

Список литературы
1. Патент РФ № 2426684. Устройство управления устойчивостью стационарного башенного крана/Сорокин П.А., Редькин А.В., Жернаков Г.А., Обыденов В.А. Опубл. в б.и. № 23, 2011.
2. Анцев В.Ю., Редькин А.В., Сорокин П.А., Обыденов В.А. Алгоритмы нечёткой логики в управлении устойчивостью стационарного башенного крана //Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 4. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. С. 238-245.
3. Редькин А.В., Сорокин П.А. Модернизация системы управления приводами башенного крана с учётом ветрового нагружения // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2013. № 12-1. С. 238-244.

УДК 621.926

ПОМОЛ МАТЕРИАЛОВ В ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЕ, ОСНАЩЕННОЙ ЭНЕРГООБМЕННЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

Романович А.А.[1], Анненко Д.М.[1], Сухоруков И.Н.[1]
1. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Аннотация: В статье приведены результаты экспериментальных исследований по изучению процесса помола материалов, предварительно измельченных в пресс-валковом измельчителе, в шаровой мельнице, оснащенной энергообменными устройствами. Представлены уравнения регрессии, полученные в результате обработки экспериментальных данных на ЭВМ. Изучено влияние коэффициентов загрузки мелющими телами первой и второй камер мельницы, их длин, углов наклона и взаимного расположения энергообменных устройств (элипсного сегмента и лопасти двойного действия) на выходные показатели процесса измельчения (приведенную производительность, потребляемую мощность привода и удельные энергозатраты). Установлено, что наилучшие результаты процесса дезагрегации и помола, судя по минимальным удельным энергозатратам при измельчении клинкера с анизотропной текстурой, полученной после силового деформирования между валками пресс-валкового измельчителя, равные qmin= 22,7 Вт.ч/кг (Q = 170 кг/ч), достигаются при: угле наклона эллипсного сегмента α = -30°; длине первой камеры l1 = 0,6 м и коэффициентах загрузки камер мелющими телами φ1 = 0,16; φ2 = 0,3.

Ключевые слова: энергообменные устройства, шаровая мельница, производительность, удельный расход энергии, анизотропная текстура.

Abstract: The article presents the results of experimental studies on the grinding process of materials previously crushed in a press-roll grinder, in a ball mill equipped with energy-exchange devices. The regression equations obtained as a result of processing experimental data on a computer are presented. The influence of loading factors by grinding bodies of the first and second chambers of the mill, their lengths, tilt angles and relative positions of energy-exchange devices (ellipse segment and double-acting blades) on the output indicators of the grinding process (reduced productivity, drive power consumption and specific energy consumption) is studied. It was established that the best results of the disaggregation and grinding process, judging by the minimum specific energy consumption during grinding of clinker with an anisotropic texture obtained after power deformation between the rolls of a press-roll grinder, are equal to qmin = 22.7 Wh / kg (Q = 170 kg / h), are achieved at: the angle of inclination of the ellipse segment α = -30 °; the length of the first chamber l1 = 0.6 m and the loading factors of the chambers with grinding bodies j1 = 0.16; j2 = 0.3.

Keywords: energy exchange devices, ball mill, productivity, specific energy consumption,anisotropic texture.

Введение. Согласно статистическим данным по показателю объема производства потребление энергии в России составляло 0,42 кг нефтяного эквивалента (кг. н.э.) на 1 доллар ВВП. В то же время в развитых странах, таких, как Германия, Франция, Япония, Индия этот показатель не превышает -0,14, в США – 0,19, а в Канаде - 0,25. Энергоемкость производства цемента и клинкера в России почти в два раза выше аналогичного показателя в развитых странах. В производстве цемента наилучшие мировые показатели энергоемкости находятся в диапазоне 0,09-0,11 ГДж/т. Энергоем-кость российских предприятий в этой отрасли не опускается ниже 0,2 ГДж/т [1-2].

При производстве вяжущих материалов одним из энергоемких процессов является тонкое измельчение шихты, реализуемое главным образом в барабанных мельницах. Однако, не смотря на кажущуюся простоту конструкции и эксплуатации, барабанные мельницы реализуют в себе не эффективный способ измельчения материалов, при котором большая часть подводимой механической энергии затрачивается на нагрев мелющих тел и измельчаемых материалов, на шумовой эффект и др., что значительно повышает энергозатраты на помол. Так, например, в среднем на помол одной тонны цемента в шаровых мельницах расходуется около 35-40 кВтч электроэнергии. Кроме того, реализация в шаровых мельницах сразу нескольких режимов измель-

чения представляет собой определенные трудности и снижает эффективность помола.

Одним из перспективных направлений как у нас в стране, так и за рубежом, является разработка энергосберегающих систем измельчения материалов с вынесением стадии грубого помола в пресс-валковый измельчитель (ПВИ) [3-4]. Реализация в цементном производстве постадийного способа измельчения за счет создания энергосберегающих агрегатов для измельчения материалов с использованием пресс-валковых измельчителей, позволяет повысить производительность и уменьшить удельные энергозатраты 20-40% [1-3].

Основная часть. Анализ литературных данных [5-6] и проведенные экспериментальные исследования показали, что в пресс-валковом измельчителе осуществляется значительная часть процесса помола материала. Однако при работе ПВИ в открытом цикле измельчения необходим окончательный помол материала в отдельном агрегате - в частности, в шаровой мельнице. Учитывая, что измельченный в ПВИ материал обладает специфическими свойствами, он имеет анизотропную текстуру и форму в виде спрессованных пластин, с максимальной прочностью в направлении силового воздействия, а составляющие частицы - микродефектную структуру, то для его эффективной дезагрегации и последующеготонкого измельчения целесообразно подвергать ударно-сдвиговому воздействию шаровой загрузки в первой камере мельницы и раздавливающе-сдвиговому - во второй. Такое воздействие мелющих тел можно получить установив в барабане мельницы энергообменные устройства (ЭУ): лопасть двойного действия (ЛДД) и эллипсный сегмент (ЭС).

Однако эффективность процесса измельчения материалов в ШМ с ЛЭУ зависит от многих факторов: схемы установки ЭУ, взаимного положения ЛДД и ЭС, коэффициентов загрузки камер мельницы, их длин и др. С целью определения их рациональных величин нами были проведены экспериментальные исследования по изучению рациональных условий помола предварительно измельченного в ПВИ материала в ШМ, оснащенной ЭУ.

С применением метода математического планирования эксперимента по ЦКОП-2^5 была изучена зависимость $E,Q,N,q= f(\varphi_1; \varphi_2; L_1; \alpha; \xi)$. За исследуемые параметры были приняты: коэффициенты загрузки мелющими телами первой φ_1 и второй φ_2 камер мельницы, длина первой камеры l_1, угол наклона ЭС α и угол их смещения ЭС и ЛДД ξ относительно друг друга.

Для оценки эффективности процесса дезагломерации и помола клинкера с анизотропной текстурой, полученной после измельчения в

ПВИ, в ШМ с ЭУ в качестве выходных параметров были приняты: производительность *Q*, приведенная к суммарному остатку на сите ΣR_{008}, равном 10%, потребляемая мощность приводом *N* и удельный расход электроэнергии *q*.

Проведенные поисковые исследования позволили установить рациональные уровни варьирования факторов, которые сведены в таблице 1.

Таблица 1

Уровни варьирования фактов

Факторы	Кодир. обозначения	Величина шага	Значение варьируемых параметров				
			-1,547	-1	0	1	1,547
1	2	3	4	5	6	7	8
φ_1	X_1	0,02	0,149	0,16	0,18	0,2	0,211
1	2	3	4	5	6	7	8
φ_2	X_2	0,02	0,269	0,28	0,3	0,32	0,331
l_1, м	X_3	0,15	0,42	0,5	0,65	0,8	0,88
α, град	X_4	30	-48,2	-30	0	30	48,2
ξ, град	X_5	90	-139,2	-90	0	90	139,2

После обработки результатов исследований на ЭВМ были получены уравнения, которые в кодированной форме имеют вид:

- для определения производительности приведенной к остатку на сите ΣR_{008}:

$$Q=166,5663-9,7\varphi_1+446\varphi_2+103,84l_3+0,02\alpha-0,02\xi+1435\varphi_1\varphi_2-2,7\varphi_1^2-$$
$$-67\varphi_1l_1-0,523\varphi_1\alpha-$$
$$-0,01\varphi_1\xi-11000\varphi_2^2+41,33\varphi_2l-0,315\varphi_2\alpha+0,07\varphi_3\xi-$$
$$-294,9l_1^2+0,0069l_4\alpha+0,01l_1\xi+0,04\alpha_5 \quad (1)$$

- для определения потребляемой мощности привода:

$$N=3,3-4,37\varphi_1+16\varphi_2-0,5l_1-0,02\alpha+117,5\varphi_1^2+52,5\varphi_1\varphi_2-$$
$$3,64\varphi_1l_1+0,01\varphi_1\alpha+0,002\xi-$$
$$-85\varphi_2^2--8,75\varphi_2l+0,05\varphi_2\alpha-0,006\varphi_2\xi-302l_1\varphi_2-0,0003\xi^2; \quad (2)$$

- для определения удельного расхода электроэнергии:

$$q=22,813-32,5\varphi_1+36,6\varphi_2+18,8l_1+0,02\alpha+1885\varphi_1^2+64,1l^2-$$
$$0,03\alpha^2+0,0004\xi^2+2302\varphi^2-$$

$$-102{,}5\varphi_1\varphi_2+0{,}037\varphi_1\alpha+11{,}33\varphi_1 l_1-0{,}02\varphi_1\xi+23\varphi_2 l+0{,}06\varphi_2\alpha-l_1^2+0{,}0002 l_1\xi; \quad (3)$$

При помощи ЭВМ по уравнениям регрессии были получены графические зависимости $Q, N, q = f(\varphi_1, \varphi_2, l_1, \alpha, \xi)$, представленные на рисунках 1 – 4.

Анализ графической зависимости $Q, N, q = f(\varphi_1, l_1)$ (рис.1) позволил установить, что при увеличении коэффициента загрузки мелющими телами первой камеры мельницы в диапазоне от φ_1 = =0,149 до φ_1 = 0,211 потребляемая мощность возрастает пропорционально с N = 4,15·10^3 Вт до N = 4,55 ·10^3 Вт на 8,5%. Приведенная производительность возрастает пропорционально приросту массы мелющих тел в первой камере от 0,149 до 0,16 с Q = 164,1 кг/ч до Q= 165,7 кг/ч, т.е. на 1-2%. Однако, при дальнейшем увеличении φ_1 до φ_1 = 0,211 наблюдается уменьшение величины прироста Q – с Q= 165,7 кг/ч до Q= 166,4 кг/ч (менее 1%). Удельный расход электроэнергии при (l_1=0,6 м) остается практически неизменным и равным q= 22,7 - 23,5 Вт.ч/кг.

Из вышесказанного вытекает следующий вывод, что наиболее эффективно процесс измельчения, исходя из величины удельных энегозатрат, осуществляется при φ_1 = 0,16, что значительно ниже, чем при измельчении клинкера традиционным способом в шаровой мельнице (без ПВИ).

При изменении длины первой камеры (рис.1, *а*) в диапазоне от l_1 = 0,42 м до l_1 = = 0,88 м приведенная производительность изменяется по зависимости, имеющей экстремум при l_1 = 0,6 м. Изменение длины первой камеры мельницы в ту или в другую сторону приводит к уменьшению производительности. Так при уменьшении длины первой камеры от l_1 = 0,6 м до l_1 = 0,42 м (рис.1, *в*) наблюдается рост удельного расхода электроэнергии с q = 22,7 Вт·ч/кг до q = 23,7 Вт·ч/кг, т.е. на 4,5%. Увеличение длинны первой камеры до l_1 = 0,88 м приводит к увеличению q до q= 24,9 Вт·ч/кг – на 9,7%. Это указывает на то, что рациональная длина первой камеры при помоле клинкера предварительно измельченного в ПВИ равна l_1 = 0,6 м, что соответствует l_1 = 0,3 L, где L - длина барабана мельницы.

Анализ графической зависимости (рис. 2) $Q, N, q = f(\varphi_2, \alpha)$ показал, что при изменении угла наклона ЭС от вертикальной оси мельницы (α = 0°) на угол α = -30°(равно 0,53 радиан) от днища мельницы происходит прирост приведенной производительности с Q = 158 кг/ч до Q = 159,5 кг/ч – на 3,9%. Удельные энергозатраты же при изменении α в этом диапазоне (α = 0°…-30°), снижаются до экстремума q = 23,0 Вт·ч/кг.

а)

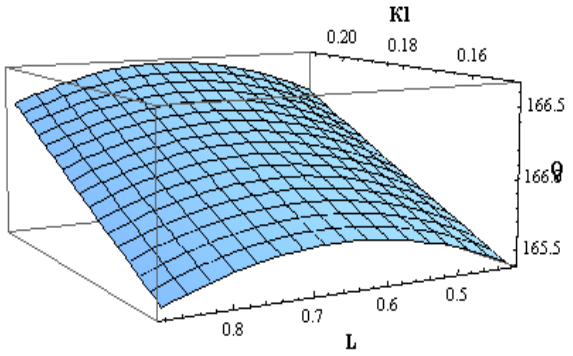
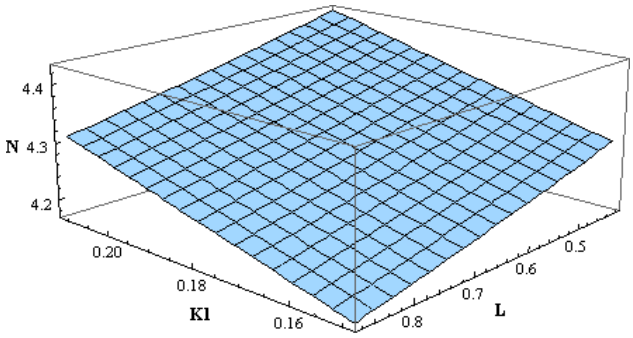


Рис.1.

б)



в)

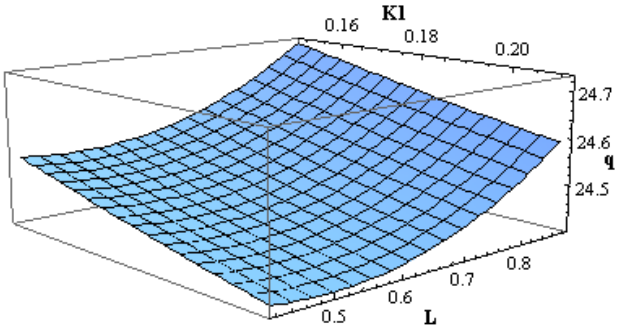


Рис.1. Влияние величины загрузки мелющими телами первой камены на *Q*,*N*,*q* при различной ее длине, (φ_2 = 0,3; ξ = 0; α = -30°)

Дальнейшее увеличение угла наклона ЭС до α = -48,2° приводит к росту удельных энергозатрат с q= 23,0 Вт·ч/кг до q= 23,7 Вт·ч/кг (на 3%) и более существенному приросту N на 5% (N= 4,2 ·10^3 Вт до N= 4,4 ·10^3 Вт). Это объясняется тем, что при наклоне ЭС, в сторону разгрузочного днища мельницы на угол α = 48° осуществляется смешанный режим работы мелющих тел во второй камере мельницы, так как часть мелющей загрузки захватывается ЭС и поднимается на большую высоту, создавая тем самым водопадный режим измельчения, вместо требуемого каскадного. При этом, несмотря на то, что совершается большая работа мелющей загрузкой, это не приводит к существенному приросту приведенной производительности Q (с Q = 159,5 кг/ч до Q = 160,2 кг/ч). Удельные энергозатраты при этом возрастают более существенно с q = 23,0 Вт·ч/кг до q = 25,5 Вт·ч/кг, т.е. на 10,8%, что обусловлено более значительным приростом N. Увеличение угла наклона ЭС в сторону разгрузочного днища мельницы до α = 48,2° ведет к приросту N на 4,8% (N = 4.2·10^3 Вт до N = 4,4·10^3 Вт), при незначительном росте Q (с Q = 159,5 кг/ч до Q = 160,2 кг/ч), что сказывается на росте q с q = 23,7 Вт·ч/кг до q = = 25,5 Вт·ч/кг (на 6,7%).

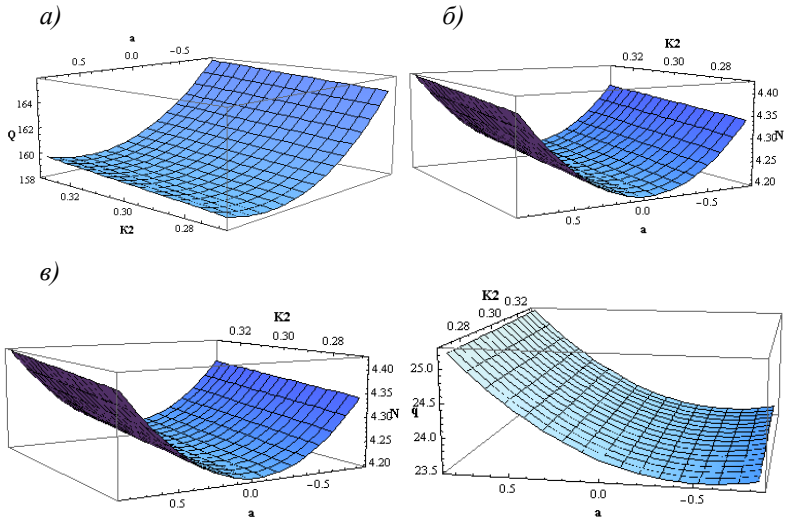


Рис. 2. Влияние угла наклона ЭС на Q,N,q при различной величине загрузки мелющими телами второй камеры, (φ_1 = 0,16; ξ = 0°;l_1 = 0,6)

Из вышесказанного следует, что при помоле предварительно измельченных в ПВИ материалов с анизотропной текстурой, наиболее рациональным является угол наклона ЭС, равный 30° (0,53радиан), а элипсный сегмент должен быть наклонен от разгрузочного днища мельницы. Это объясняется тем, что данное расположение ЭС способствует интенсивному раздавливающе-истирающему воздействию мелющей загрузки на измельчаемый материал, при этом не нарушается каскадный режим работы мельницы в камере домола.

Увеличение коэффициента загрузки мелющими телами второй камеры от $\varphi_2 = = 0{,}269$ до $\varphi_2 = 0{,}331$ ведет к незначительному пропорциональному приросту приведенной производительности и потребляемой мощности приводом, что вызывает небольшой рост удельных энергозатрат. Это свидетельствует, что усиление раздавливающе-сдвигового деформирования положительно сказывается на процессе помола материалов с анизотропной текстурой.

Из анализа графической зависимости $Q,N,q = f(\xi;\varphi_2)$ (рис. 3) установлено, что взаимное расположение ЛДД и ЭС в барабане мельницы оказывает существенное влияние на процесс помола материалов с анизотропной текстурой.

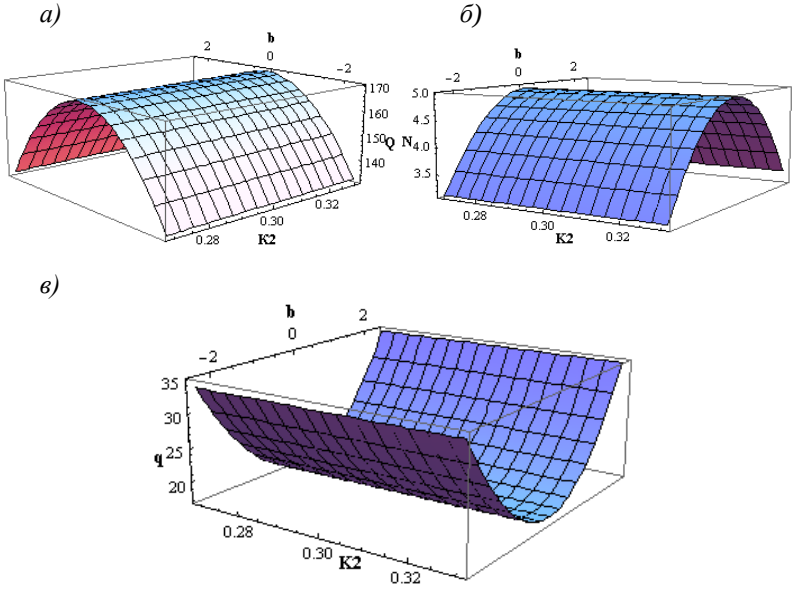


Рис.3. Влияние угла смещения ЭС относительно ЛДД на Q,N,qпри различной величине загрузки мелющими телами второй камеры , ($\varphi_1 = 0{,}16$; $\alpha = -30°$; $l_1 = 0{,}6$ м)

Так, расположение ЛДД и ЭС в барабане мельницы, когда их рабочие поверхности параллельны между собой позволяет получить наилучшие результаты выходных показателей (Q=1 70 кг/ч; q= 22,7 Вт·ч/кг при (φ_2, φ_1, α; l_1= const).

Об этом свидетельствуют экстремумы исследуемых функций. Это объясняется тем, что такое расположение энергообменных устройств в барабане мельницы способствует созданию интенсивного раздавливающе-истирающего воздействия мелющих тел на измельчаемый материал. При изменении вышеуказанного расположения энергообменных устройств (поворот ЭС относительно ЛДД по ходу или против хода вращения барабана мельницы) приводит к ухудшению процесса помола материала. Так, например, поворот ЭС относительно ЛДД по направлению вращения барабана на величину угла от ξ = 0° до ξ = 139,2° (2,426 радиан) приводит к приросту потребляемой мощности привода с $N = 3{,}86 \cdot 10^3$ Вт до $N = 4{,}8 \cdot 10^3$ Вт, т.е. на 20% и к снижению приведенной производительности с Q = 170 кг/ч до Q = 140,2 кг/ч, т.е. на 10,2%. Такое изменение N и Q сказывается на величине удельных энергозатрат, которые возрастают с q = 22,7 Вт·ч/кг до q = 34,2 Вт·ч/кг – на 33,6%.

При смещении ЭС на туже величину угла в противоположном направлении приводит также к ухудшению выходных показателе процесса помола. Снижение эффективности процесса помола при повороте ЭС относительно ЛДД в ту или другую сторону объясняется созданием во второй камере мельницы условий, при которых часть мелющей загрузки работает в водопадном режиме. Такое движение мелющих тел обеспечивается за счет образования между ЭУ пространственной трапецеидальной фигуры, что способствует поднятию мелющей загрузки на большую высоту. Не симметричный характер изменения показателей при одинаковом угле поворота ЭС по и против направления вращения барабана обусловлен различным пространственным положением их относительно друг друга.

При увеличении коэффициента загрузки мельницы мелющими телами (рис.3*а,б,в*) от φ_2 = 0,269 до φ_2 = 0,3 (при ξ = 0°) наблюдается незначительное снижение удельного расхода электроэнергии q = 23,8 Вт·ч/кг до q = 22,7 Вт·ч/кг, т.е. на 4,6%. Это обусловлено более быстрым приростом производительности, чем потребляемой мощности приводом. Дальнейшее увеличение φ_2 до φ_2 = 0,331 не приводит к существенному улучшению выходных показателей.

Это указывает на необходимость поддержания коэффициента загрузки мелющими телами второй камеры мельницы равным φ_2 = 0,3

при помоле в шаровой мельнице, оснащенной энергообменными устройствами материалов предварительно измельченных в ПВИ.

Анализ графической зависимости $Q,N,q = f(l, \alpha)$ (рис.4) позволил установить влияние длин камер на выходные параметры шаровой мельницы при различном угле наклона эллипсного сегмента.

Экстремумы функций, описывающих изменение производительности Q и удельных энергозатрат q при различном угле наклона лопастного эллипсного сегмента, соответствуют положению длины первой камеры на графиках, равному $l_1 = 0{,}6$ м.

Изменение угла наклона лопастного эллипсного сегмента α от вертикального положения в ту или другую сторону до $\alpha = -48{,}2°$ и $\alpha = 48{,}2°$ (рис.4) влечет за собой изменение характера воздействия элипсного сегмента на мелющую загрузку, что отрицательно сказывается на производительности агрегата. Изменение длины первой камеры от положения $l_1 = 0{,}6$ м, приводит к снижению производительности мельницы, так как при уменьшении её длины более грубый продукт поступает в камеру тонкого помола, а при увеличении её длины, уменьшается вторая камера мельницы, что не обеспечивает требуемого качества помола. Наилучшие результаты процесса дезагрегации и помола, судя по минимальным удельным энергозатратам при измельчении клинкера с анизотропной текстурой, полученной после силового деформирования между валками пресс-валкового измельчителя, равные $q_{min} = 22{,}7$ Вт.ч/кг ($Q = 170$ кг/ч), достигаются при: угле наклона эллипсного сегмента $\alpha = -30°$; длине первой камеры $l_1 = 0{,}6$ м; коэффициентах загрузки камер мелющими телами $\varphi_1 = 0{,}16; \varphi_2 = 0{,}3$; при этом угол смещения ЛДД относительно ЭС равен $\xi = 0^0$.

а)

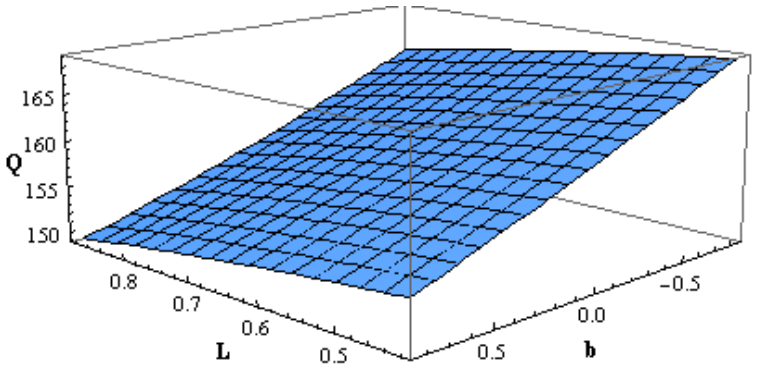


Рис.4

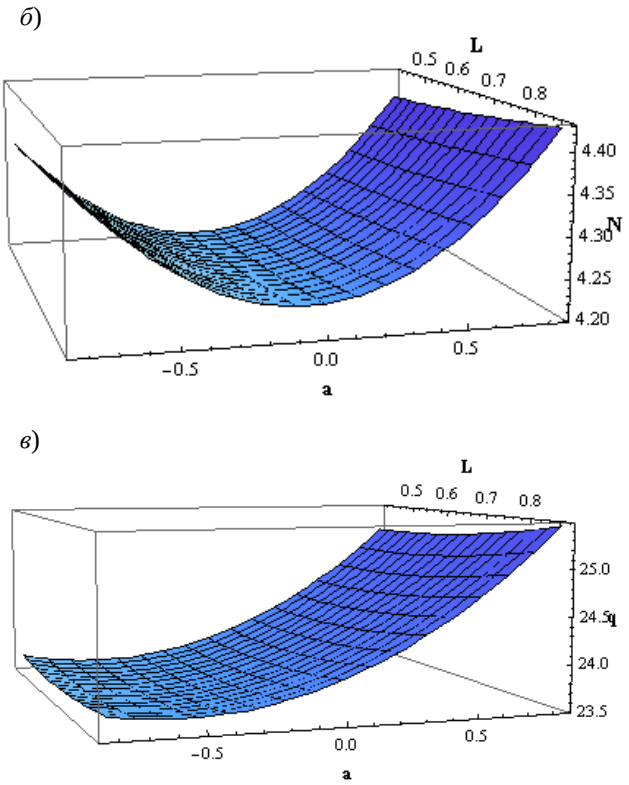


Рис.4. Влияние длины первой камеры на *Q,N,q* при различном угле наклона ЭС: ($\varphi_1 = 0{,}16$; $\xi = 0°$; $\varphi_2 = 0{,}3$)

Вывод. Таким образом, проведенные экспериментальные исследования по изучению процесса дезагломерации и помола предварительно измельченных в ПВИ материалов и имеющих анизотропную текстуру в шаровой мельнице, оснащенной ЭУ, свидетельствуют о целесообразности реализации ударно-сдвигового воздействия шаровой загрузки в первой камере мельницы и раздавливающе-сдвигового её воздействия во второй. Рациональные режимы работы мелющей тел обеспечиваются при установке ЭС наклоненным от разгрузочного днища под углом 30^0 от вертикальной оси барабана мельницы, когда его рабочая поверхность расположена параллельно ЛДД при $\varphi_1 = 0{,}16$, $\varphi_2 = 0{,}3$, $l_1 = 0{,}6м$ и $\xi = 0^0$ при этом достигаются следующие результаты: q_{min}= 22,7 Вт.ч/кг, N = 3,86 х 10^3 Вт, $Q = 170кг/ч$.

Список литературы
1. Романович А.А. Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов / А.А. Романович, Е.С. Глаголев, А.Н. Бабаевский // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2014. –№5. – С. 102–105.
2. Биннер Й. Технолгия измельчения и классификация шлака / Й. Биннер, Р. Ассмус, Е.В. Щеголяев // Цемент и его применение. 2006. № 5. – С.31-36.
3. Мельница POLYCOM фирмы KRUP Polysius AG – революция в области дробильного оборудования // Горная промышленность. 1996. №4. – С.20.
4. *Tratner R. Modernisirunq von Produchtion – sanlaqen Guttbett Walzenmuhlen fur Rohmaterial und Klinker // Zement – Kalk – Gips* – 1987 - № 7 – P. 354 – 359.
5. Wustner H. Energy – saving with the roller press comminution process. // World Cement. 1986. №3. -P.94-96.

УДК 621.926

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ НАПРАВЛЕННОГО ДВИЖЕНИЯ СЛАНЦЕВЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРЕСС-ВАЛКОВОМ АГРЕГАТЕ

Романович А.А.[1], Романович М.А.[1], Чеховской Е.И.[1], Апухтина И.В.[2]
1. БГТУ им. В.Г. Шухова
2. Белгородский государственный национальный исследовательский университет

Аннотация. В статье приводится описание технического решения проблемы, получения кубовидного щебня за счет разработки агрегата совмещающего в себя процессы направленной подачи кусков горной породы к рабочим органам и силовом воздействии с определенным шагом в направлении наибольшей оси куска сланцевой породы. Дается описание устройства и принципа работы пресс-валкового агрегата для получения кубовидного щебня, включает в себя устройство для направленной подачи, рабочие органы в виде зубчатых валков, установленные на раме. Для создания направленного движения сланцевых кусков материала, имеющих продолговатую форму, в бункере подвижно закреплены направляющие ролики. Представлена методика расчета усилия, затрачиваемого на измельчение сланцевых материалов в пресс-валковом агрегате с целью получения кубовидного щебня.

Ключевые слова: пресс-валковый агрегат, усилия разрушения, кубовидный щебень.

Annotation. The article describes a technical solution to the problem of producing cube-shaped crushed stone by developing an aggregate that combines the processes of directed feeding of pieces of rock to working bodies and force action with a certain step in the direction of the largest axis of a piece of shale rock. A description of the device and the principle of opera-

tion of the press roll unit for producing cube-shaped crushed stone, includes a device for directional feed, working bodies in the form of gear rolls mounted on the frame. To create a directional movement of shale pieces of material having an oblong shape, guide rollers are movably fixed in the hopper. The methodology of calculating the effort spent on grinding shale materials in a press-roll aggregate with the aim of obtaining cube-shaped crushed stone is presented.

Keywords: press-roll aggregate, fracture forces, cube-shaped crushed stone.

Введение: При разработке горных пород с целью получении обогащенного продукта в отвал уходит огромное количество материала, который накапливается в отвалах. Большую часть таких материалов занимают сланцевые породы, которые имеют вытянутую форму и слоистую структуру. Все возрастающая потребность в щебеночных материалах привела к расширению сырьевой базы в дорожном строительстве и использованию сланцевых материалов. Однако измельчение сланцевых горных пород в существующих дробильных агрегатах не позволяет получать щебень кубовидной формы. Использование щебня с размерами, значительно отличающимися от кубовидной формы, снижает срок службы дорожного полотна в 2–2,5 раза и повышает расход связующих материалов – цемента и битума. Прочность бетонных конструкций при этом снижается на 10–15% при одновременном увеличении расхода цемента на 7–12% и на 3–5% водопотребности бетонной смеси. Все это требуют создания нового или модернизации существующего оборудования, которое позволит осуществить направленную подачу сланцевых материалов к рабочим органам агрегата и создавать силовое воздействие в заданном направлении.[1].

Методология: Рациональное решение данной проблемы заключается в разработке и создании агрегата совмещающего в себя процессы направленной подачи кусков горной породы к рабочим органам и силовом воздействии с определенным шагом в направлении наибольшей оси куска сланцевой породы.

Основная часть: С учетом полученных результатов исследования нами разработана опытная конструкция пресс-валкового агрегата с устройством для направленной подачи сланцевых кусков вдоль их большей оси к рабочим органам агрегата, что позволяет осуществить силовое воздействие и получить щебень кубовидной формы (рис. 1).

Пресс-валковый агрегат включает в себя устройство для направленной подачи 1, рабочие органы в виде зубчатых валков 2, которые установлены на раме 3. Для создания направленного движения сланце-

вых кусков материала, имеющих продолговатую форму, в бункере подвижно закреплены направляющие ролики. Зубчатые валки вращаются навстречу и имеют на своей поверхности зубья установленные с определенным шагом [2-3].

Агрегат для измельчения материалов работает следующим образом. В загрузочный бункер подается исходный сланцевый материал, который захватывается валками, между которыми осуществляется его поворот в направлении наибольшей его оси и осуществляется подача к зубчатым валкам.

Войдя в межвалковое пространство куски материала захватываются и разрушаются между зубьями, установленными с определенным шагом на рабочей поверхности валков. В результате чего получается щебень, имеющий кубовидную форму (рис.3)[4-5].

а) б)



Рис. 1. Агрегат для получения кубовидного щебня с устройством для направленной подачи сланцевых материалов: а – вид на загрузочное устройтсво; б – вид на зубчатые валки

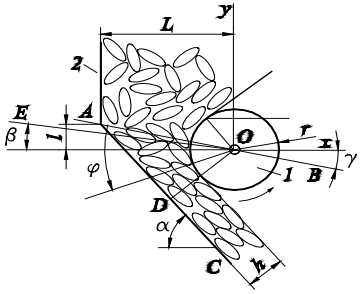


Рис.2. Расчетная схема механизма уплотнения



Рис. 3. Материал после измельчения

Однако на создание направленной подачи сланцевых материалов к рабочим органам агрегата затрачивается мощность, а отсутствие методики расчета её величины тормозит внедрение данной конструкции в производство. Величина усилия предуплотнения оказывает существенное влияние не только на энергетические показатели процесса измельчения, но и на конструктивное исполнение агрегата и во многом определяется положением валика в бункере. Поэтому с целью определения рационального усилия, требуемого на равномерное распределение по ширине и уплотнение сланцевых материалов в валковом устройстве, рассмотрим расчетную схему, представленную на рис. 2. От положения роликов *1* устройства для направленной подачи в бункере *2* в значительной мере зависят усилия предуплотнения, поэтому его положение примем через смещение его центра по горизонтали – L и вертикали – l, а величину угла наклона стенки бункера α, угол захвата материала – через β.[6].

Толщина слоя материала h "на выходе" (вдоль луча OD) может быть рассчитана по формуле:

$$h = \sqrt{L^2 + l^2}\sin(\alpha - \gamma) - r, \qquad (1)$$

где угол γ (угол наклона прямой AOB к горизонтали) находится из соотношения $\operatorname{tg}\gamma = \dfrac{l}{L}$.

Процесс уплотнения начинается с момента попадания частиц материала на линию OE. Полагая, что сила воздействия ролика прямо

пропорциональна величине уплотнения материала, определим величину уплотнения по мере перемещения материала.

Уравнение прямой OE в полярных координатах ρ, φ (угол φ отсчитывается от прямой OA), имеет вид:

$$\rho\cos(\varphi-\theta)=p, \tag{2}$$

где параметры θ, p определяются формулами,

$$\theta=\frac{\pi}{2}-\alpha+\gamma,\ p=h+r. \tag{3}$$

Изменение радиальной составляющей в зависимости от угла φ определяется по уравнению:

$$\Delta\rho(\varphi)=\rho(\beta)-\rho(\varphi), \tag{4}$$

где $\varphi\geq\beta$.

После ряда преобразований получим:

$$\Delta\rho(\varphi)=\frac{4(h+r)\cos\left(\alpha-\gamma+\frac{\varphi+\beta}{2}\right)\sin\left(\frac{\varphi-\beta}{2}\right)}{\left(\cos(\varphi-\beta)-\cos\left(2(\alpha-\gamma)+\varphi+\beta\right)\right)}. \tag{5}$$

Построим зависимости $\Delta\rho(\varphi)$ от высоты l движения точки A при $\alpha=50°$, $\beta=17°$, L=55 см, r=20 см, задавшись коэффициентом уплотнения, соответственно, равным 1,19; 1,24; 1,29 и 1,35 (рис.4).

Ролик зоне уплотнения воспринимает распределенную нагрузку q (q – сила, действующая на единицу его рабочей поверхности, Н/м^2).[7-9].

Исходя из выше сказанного величину усилия воздействия ролика на слой материала, определим по уравнению:

$$F=\iint\limits_{(S)} q\,ds, \tag{6}$$

где S – величина площади контакта рабочей поверхности ролика с уплотняемым материалом.

При уплотнении материала (без его разрушения его частиц), изменение величины распределенного усилия пропорциональна величине изменения радиальной составляющей $\Delta\rho$ (рис. 5).

Таким образом, интенсивность изменения q можно записать в виде уравнения:

$$q = \mu \Delta \rho, \qquad (7)$$

где μ – коэффициент, учитывающий свойства уплотняемого материала (грансостав, форму и и др.), Н/м^3. Физическая интерпретация коэффициента μ состоит в следующем: это величина силы, которую надо приложить для уменьшения на единицу объема материала.

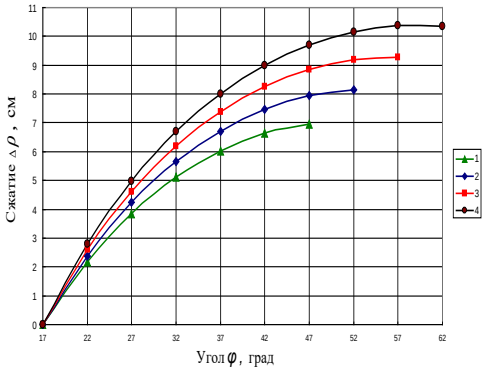


Рис. 4. Величина сжатия материала в зависимости от величины угла φ:
1 – *l*=10 см; *2* – *l*=13 см; *3* – *l*=16 см; *4* – *l*=19 см

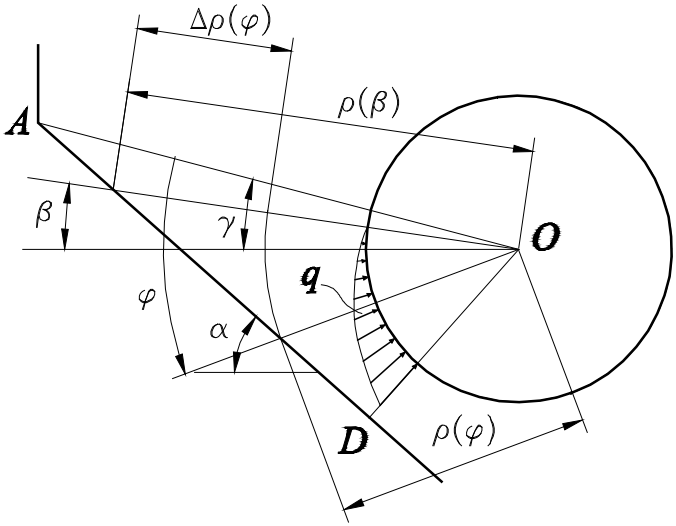


Рис. 5. Схема к расчету интенсивности распределенной нагрузки q

Исходя из предположения о том, усилия уплотнения равномерно распределены вдоль рабочей поверхности ролика, получим:

$$dF = \mu \Delta \rho \, ds \,, \tag{8}$$

где ds – элемент поверхности валка, определяется формулой $ds = r\, d\varphi \; db$, db – линейный элемент длины вдоль образующей поверхности валка.

Таким образом, формула для вычисления силы воздействия валка на материал определяется формулой

$$F = \iint\limits_{(S)} \mu \Delta \rho \, r \, d\varphi \, db == \mu r b (h+r) \int\limits_{\beta}^{\varphi_{\max}} \left(\frac{h+r}{\sin(\alpha - \gamma + \beta)} - \frac{h+r}{\sin(\alpha - \gamma + \varphi)} \right) d\varphi, \tag{9}$$

где b – длинна ролика, $\varphi_{\max}$ – максимальная величина угла φ.

Тогда в соответствии с расчетной схемой рис. 2, имеем

$$\varphi_{\max} = \angle AOD = \frac{\pi}{2} - \alpha + \gamma \,.$$

С цель решения интегрального уравнения (9) сделаем замену $\xi = \alpha - \gamma + \varphi$, тогда

$$F = \mu r b (h+r) \left(\frac{\pi / 2 - \psi}{\sin(\psi)} + \ln \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right), \tag{10}$$

где $\psi = \alpha - \gamma + \beta$.

Учитывая что, величина параметра μ зависит от свойств уплотняемого материала, то величина его значение определялась в результате эксперимента.

На рис. 6 приведена зависимость коэффициента уплотнения k от величины удельного усилия q, полученная экспериментальным путем.

С целью применения результатов эксперимента для определения параметра μ, уравнение для k представим в следующем виде:

$$k = \frac{\rho(\beta) - r}{\rho(\varphi) - r} \,. \tag{11}$$

Или

$$k - 1 = \frac{\Delta \rho}{\rho(\varphi) - r} \,. \tag{12}$$

Согласно данных, полученных в результате эксперимента (рис. 6), сделаем преобразования и представим в виде графической зависимости (рис. 7).

Сделав аппроксимацию полученных кривых зависимостей q от k и приведя их к линейным (на рис.7 показаны пунктиром), получим уравнение следующего вида:

$$q = a(k-1), \tag{13}$$

где $a_{\text{изв}} = 545$ Н/см^2, $a_{\text{клин}} = 754$ Н/см^2.

Окончательно для q и μ находим:

$$q = \frac{a}{\rho(\varphi) - r}\Delta\rho, \tag{14}$$

$$\mu = \frac{a}{\rho(\varphi) - r}. \tag{15}$$

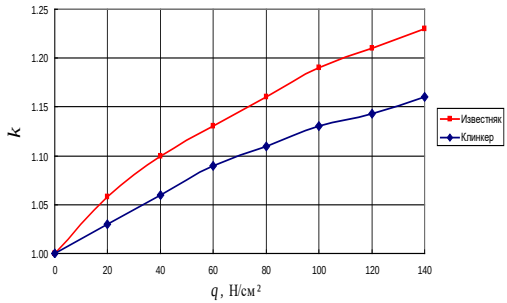


Рис. 6. Зависимость коэффициента уплотнения k от удельной нагрузки q

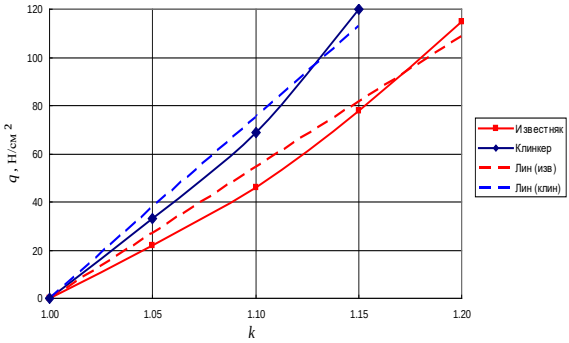


Рис. 7. Зависимость удельной нагрузки q от коэффициента уплотнения k

При получении уравнения (10) принимаем параметр μ величиной неизменной. Принимая во внимание, что величина ρ зависит от изменении угла φ в заданных пределах от $\varphi = \beta$ до $\varphi = \varphi_{мах}$ сравнительно не велико, то уравнение примет следующий вид:

$$\mu = \frac{a}{\rho_{ср} - r}, \tag{16}$$

где

$$\rho_{ср} = \frac{\rho(\beta) - (h + r)}{2}. \tag{17}$$

На рисунке 8,9, в качестве иллюстрации, представлены результаты вычислений по уравнению (10) силы воздействия валика на уплотняемый материал при изменении угла наклона стенки бункера α, радиуса валка r и смещения центра валика по вертикали l при β =17º, l =5 см, L =50 см, r =20 см, b =50 см, a =545 Н/см^2 (известняк).

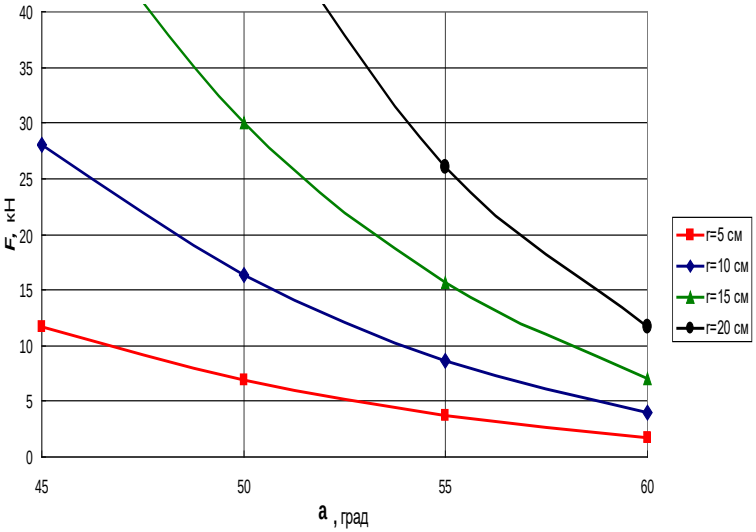


Рис. 8. Зависимость силы F от угла α для различных значений r

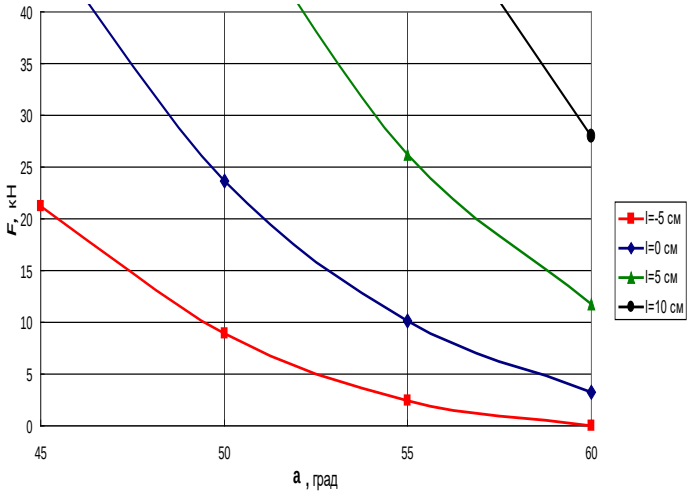


Рис. 9. Зависимость силы F от угла α для различных значений l

Заключение. Таким образом, проведенные экспериментальные и теоретические исследования позволили получить аналитическое выражение для расчета усилия, создаваемого роликами, необходимого для предуплотнения и создания направленной подачи сланцевых материалов к зубчатым валкам агрегата. Зная требуемые усилия на осуществление предуплотнения сланцевых материалов для создания их направленной подачи по известным уравнениям определяем необходимую мощность. Применение валкового устройства перед подачей материалов к валкам ПВИ позволяет не только создать направленную подачу сланцевых материалов, и предуплотнить и равномерно распределить их по ширине рабочих органов агрегата, что приводит к более равномерному их износу и следовательно долговечности.

Список литературы

1. Romanovich L.G., Romanovich M.A., Vybornova V.V., Riapukhina V.N. Small businesses is a sphere of innovation in the age of globalization // Journal of Applied Engineering Science. 2014. Т. 12. № 4. С. 297-301.
2. Romanovich L.G., Sevostyanov V.V., Romanovich M.A., Arkatov A.Y. Innovation activity and technology transfer of higher education //Journal of Applied Engineering Science. 2014. Т. 12. № 4. С. 273-276.
3. Верич Е.Д., Егошин Ю.С. Новый тип мельниц и их управление, « Горные машины и автоматика» № 1, 2005.

4. Гзогян Т. Н., Губин С. Л. Совершенствование технологии дробления руд на Михайловском ГОКе. Подготовка сырьевых материалов к металлургическому переделу // Черная металлургия: Бюллетень научно-технической и экономической информации, 2002. – № 7. – С. 25-26
5. Егошин Ю.С., Лобинский А.В. Новый век - новый тип мельниц мельница барабанно – валковая // сборник научных статей современная наука, 2010.- №3(5).-С.73-76.
6. Матвейков С.В., Белобров Ю.Н. Валковый пресс- измельчитель // Горная промышленность, 1998. - № 2, - С.28-29.
7. Romanovich A.A, Romanovich M.A. Enhancement of operating efficiency of grinding equipment. Advances in Engineering Research // Actual Issues of Mechanical Engineering (AIME 2017), 2017. –Т. 133- С. 677- 682.
8. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 2014.- Т. 9 № 11 - С: 2367-2370.
9. Романович А.А., Глаголев Е.С., Бабаевский А.Н. Технология получения вяжущих с использованием техногенных отходов // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова.- 2014.№ 5. С. 102-105.

УДК 621.926

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ НА СОЗДАНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕЛЮЩИХ ТЕЛ

***Романович А. А.*[1]**

1. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Аннотация. В статье рассмотрены актуальные вопросы энергосбережения при производстве цемента с использованием технологического помольного комплекса, включающего в себя пресс-валковый измельчитель и шаровую мельницу. Предложены рациональные условия помола предварительно измельченного материала за счет установки лопастных энергообменных устройств (ЛЭУ) в барабане мельницы.

Установлено что в зависимости от угла поворота барабана мельницы, оснащенной ЛЭУ периодически меняется уровень загрузки в первой камере, а в зоне активного влияния ЛЭУ – происходит "зачерпывание" части мелющих тел вместе с измельчаемым материалом, подъем их на высоту и придание им продольно-поперечного движения, отличающегося от создаваемого в мельницах без ЛЭУ. При этом совершается дополнительная работа, на которую расходуется мощность двигателя. Предложена методика расчета дополнительно потребляемой мощности двигателя мельницы оснащенной ЛЭУ, за-

трачиваемой на создание продольно- поперечного движения мелющих тел и первой и второй её камерах в зонах активного влияния ЛЭУ.

Проведенный сравнительный анализ результатов, полученных экспериментальным путем и вычислениями по предложенным уравнениям показал высокую сходимость результатов.

Полученные аналитические зависимости могут представлять интерес для российских и зарубежных организаций, осуществляющих свою деятельность в области проектирования и изготовления цементного оборудования, так и для производителей цемента.

Ключевые слова: энергоемкость, технологический помольный комплекс, пресс-валковый измельчитель, шаровая мельница, методика расчета, дополнительно потребляемая мощность, лопастные энергообменные устройства.

Annotation. The article discusses current issues of energy conservation in the production of cement using a technological grinding complex, which includes a press roller grinder and a ball mill. Rational conditions for grinding pre-ground material due to the installation of blade energy-exchange devices (LEU) in the mill drum are proposed. It has been established that depending on the angle of rotation of the drum of the mill equipped with a power transmission device, the loading level in the first chamber periodically changes, and in the zone of active influence of the power transmission device, a part of the grinding media is "scooped up" together with the material being crushed, they rise to a height and give them longitudinal-transverse motion different from that created in mills without electric power transmission. In this case, additional work is done, on which engine power is consumed. A method for calculating the additional power consumption of the mill mill equipped with a power transmission line, spent on the creation of longitudinal-transverse movement of grinding media and its first and second chambers in the zones of active influence of the power supply line, is proposed. A comparative analysis of the results obtained experimentally and calculations by the proposed equations showed a high convergence of the results. The resulting analytical dependencies may be of interest to Russian and foreign organizations operating in the field of design and manufacture of cement equipment, and for cement producers.

Key words: energy intensity, technological grinding complex, press-roll grinder, ball mill, calculation procedure, additional power consumption, blade energy-exchange devices.

В производстве вяжущих материалов, различных строительных смесей и изделий одними из наиболее энергоёмких являются процес-

сы дробления и помола исходного сырья на которые расходуется около 10% всей мировой электроэнергии. При этом расход электроэнергии значительно возрастает с увеличением дисперсности полученного продукта.

Известно [1], что расход электроэнергии, составляет: для дробления материалов 10−21 Дж/г, для тонкого и сверхтонкого помола 360−3600, Дж/г.

Поэтому исследования направленные на совершенствование технологии помола и оборудования с целью снижения энергоемкости процесса являются актуальными.

При производстве цемента ежегодный объем, которого в мире все возрастает и в настоящее время превышает 2,5 миллиарда тонн, на процессы помола сырьевых и цементных материалов, осуществляемые главным образом в шаровых мельницах, затрачивается от 40 до 70% от всей электроэнергии процесса [2].

Вопросами разработки нового и повышения эффективности существующего помольного оборудования занимались ученые и практики как у нас в стране, так и за рубежом. Ими разработана энергосберегающая технология получения цемента в помольном комплексе, состоящем из двух агрегатов пресс-валкового измельчителя и шаровой мельницы (ПВИ-ШМ) [3-5].

В результате проведенных исследований установлено, что измельчаемый в ПВИ материал после обработки его давлением между валками значительно отличается от исходного, он имеет форму в виде спрессованных пластин, а его частицы - микродефектную структуру, что требует особых условий для их помола в ШМ (рис.1, 2).



Рис.1. Исходный материал (клинкер)



Рис.2. Клинкер после измельчения в ПВИ

Как показали исследования, предварительно измельчаемый в ПВИ материал целесообразно подвергать кратковременному ударному воздействию в первой камере мельницы для дезагломерации спрессованной ленты и раздавливающее-истирающему воздействию мелющей загрузки во второй камере для окончательного его помола. Такие условия измельчения материалов можно получить в шаровой мельнице, оснащенной лопастными энергообменными устройствами (ЛЭУ): лопастью двухстороннего действия (ЛДД) и лопастным элипсным сегментом (ЛЭС).

С целью определения режимов работы мелющей загрузки при различных схемах установки ЛЭУ, исследования проводились на модели шаровой мельницы с прозрачным корпусом размером ∅ 0,1×0,5 м. (рис. 3 а-г).

В результате исследований установлено, что на характер динамического воздействия мелющих тел в ШМ существенное влияние оказывает взаимное расположение ЛЭУ как в продольном, так и в поперечном сечении корпуса мельницы.

Так, в результате использования схемы установки лопастных энергообменных устройств, когда ЛЭС установлен у разгрузочного конца барабана мельницы наклоненным к днищу ли его большая ось совпадает с большей осью ЛДД (рис. 3а) происходит их одновременное воздействие, с промежутком через 360° на мелющую загрузку. Это

приводит к сосредоточению мелющих тел в середине второй камеры, что отрицательно скажется на эффективности процесса помола.

При повороте ЛЭС относительно ЛДД на угол 180° (смещение их больших осей составляет угол 180°) приводит к поочередному воздействию ЛЭУ на мелющую загрузку, что приводит к их большей подвижности, перемещению и сосредоточению то у ЛДД, то у ЛЭС (рис. 3 б). Такая схема установки ЛЭУ должна способствовать интенсивности процесса помола предварительно измельченных материалов во второй камере мельницы

Однако, установка ЛЭС, наклоненным к разгрузочному днищу, приводит к захвату им цильбепсной загрузки и поднятию ее на большую высоту, что приводит ее к частичному водопадному режиму работы, что снизит эффективность её работы во второй камере. Изменение угла наклона ЛЭС на противоположный, установив его под наклоном от разгрузочного днища (рис. 3 в), приводит к исчезновению «водопадного эффекта» во второй камере мельницы, так как такое расположение ЛЭС не поднимает мелющую среду, а лишь усиливает свое воздействие на нее в продольном направлении, что позитивно сказывается на помоле материала.

При изменении угла поворота ЛЭС относительно ЛДД на угол отличный от 180^0 (например, на 90^0 или 270^0) (рис. 3 г) приводит к частичному сосредоточению мелющей среды в центре камеры. Это происходит от взаимного наложения импульсов от воздействия ЛДД и ЛЭС, что так же отрицательно скажется на эффективности процесса помола материалов.

Установка лопасти двойного действия обеспечит ударно-истирающее воздействие мелющей загрузки на измельчаемый материал в первой камере мельницы. Управление величиной импульса от ЛДД кроме угла ее наклона позволяет обеспечивать наличие горизонтальных участков перегородки.

Таким образом, проведенные нами исследования характера движения мелющих тел в ШМ, оснащенной ЛЭУ, показали, что режим работы мелющей загрузки во многом зависит от схемы установки и взаимного расположения ЛДД и ЛЭС. Рациональной схемой установки ЛЭУ в барабане мельница при помоле материалов предварительно измельченных в ПВИ является схема (рис. 3 в) при которой в первой камере мельницы, осуществляется ударно истирающее воздействие мелющих тел, а во второй раздавливаюше-истирающее.

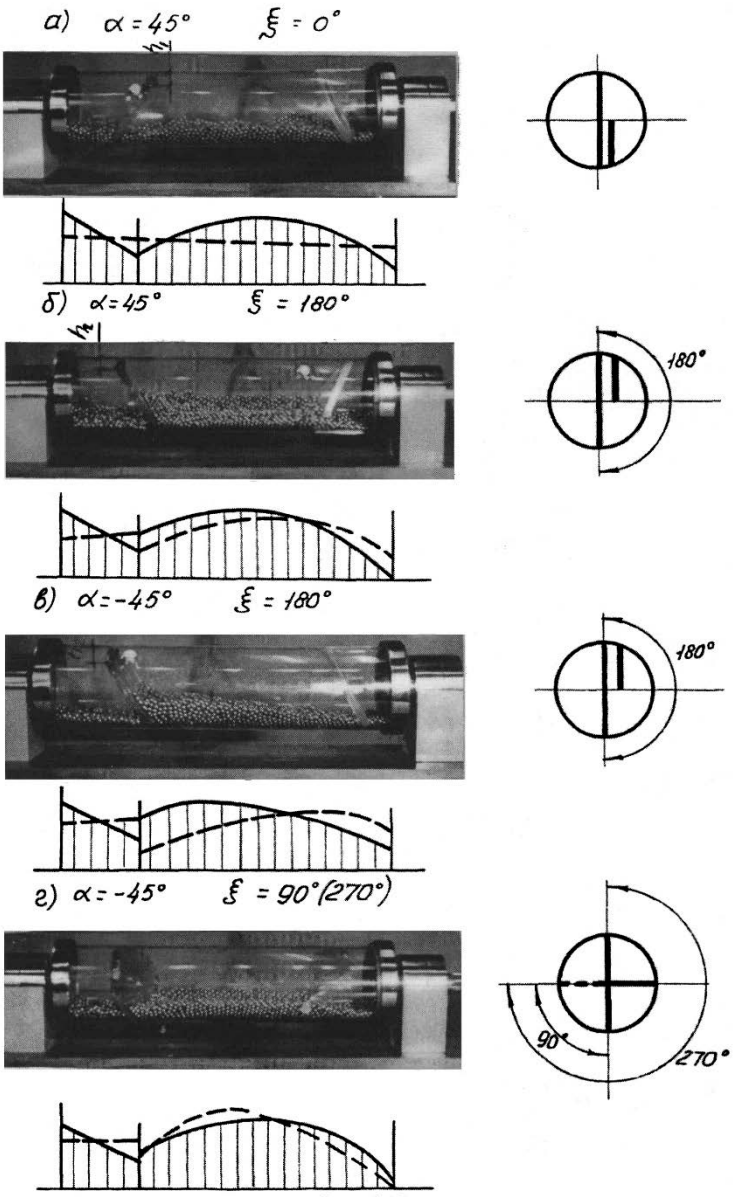


Рис. 3. Схемы установки ЛЭУ в ТШМ и эпюры движения мелющих тел

Как показали проведенные исследования, установка лопастных энергообменных устройств в виде лопасти двухстороннего действия ЛДД и лопастного элипсного сегмента в барабане шаровой мельницы позволяет интенсифицировать движение мелющей загрузки. Однако в зависимости от угла поворота барабана мельницы периодически меняется уровень загрузки в первой камере, а в зоне активного влияния ЛЭУ – происходит "зачерпывание" части мелющих тел вместе с измельчаемым материалом, подъем их на высоту и придание им продольно-поперечного движения, отличающегося от создаваемого в мельницах без ЛЭУ (рис. 4). При этом совершается дополнительная работа, на которую расходуется дополнительная мощность двигателя, а отсутствие научно-обоснованной методики расчета её величины для мельниц оснащенных ЛЭУ тормозит их внедрение в промышленность.

Дополнительно потребляемая мельницей мощность связана (по сравнению с мельницами с вертикальными перегородками) с перемещением центра масс мелющей загрузки вдоль оси барабана мельницы за счет влияния на мелющую загрузку в продольном направлении ЛДД и ЛЭС.

Мощность N за некоторый промежуток времени T вычисляется по формуле:

$$N = \frac{A}{T}, \qquad (1)$$

где A – работа, выполненная за тот же промежуток времени T.

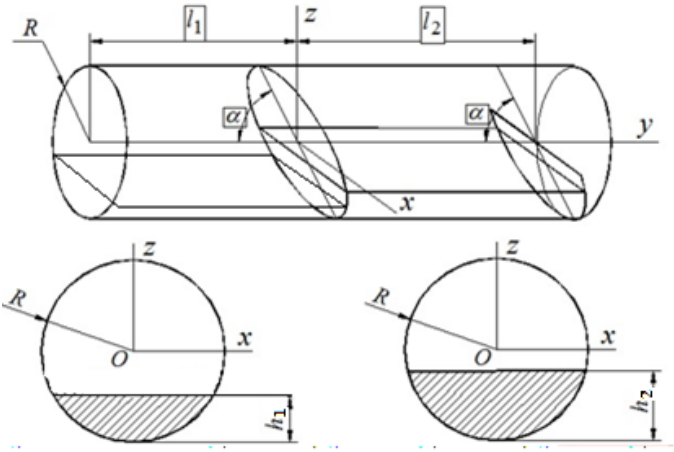


Рис.4. Схема установки ЛЭУ в барабане шаровой мельницы

За промежуток времени T, возьмем время одного оборота барабана мельницы, если мельница совершает n оборотов в минуту, то один оборот осуществляется за время равное,

$$T = \frac{1}{n} \text{ мин}, \tag{2}$$

или

$$T = \frac{60}{n} \text{ сек.} \tag{3}$$

Поскольку

$$n = \psi\, n_{\text{кр}}, \tag{4}$$

где ψ – относительная частота вращения, $n_{\text{кр}}$ – критическая частота вращения.

Так как

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{R}}, \tag{5}$$

где $g = 9{,}81\, м/с^2$ – ускорение свободного падения, R – радиус барабана мельницы, то формулу (3) можно записать в следующем виде:

$$T = \frac{2\pi\sqrt{R}}{\psi\sqrt{g}} \text{ сек.} \tag{6}$$

За один оборот барабана мельницы центр масс мелющей загрузки в каждой камере переместится из одного крайнего положения в другое и обратно. Для первой камеры перемещение центра масс загрузки за один оборот барабана мельницы определяется по формуле:

$$S_1 = 2\left|y_c - y_c'\right|, \tag{7}$$

Согласно [6] y_C и y_C' вычисляются, соответственно, по формулам:

$$\tilde{y}_c\tilde{V}_1 = -\frac{\lambda_1^2}{2}\left(\chi_1\sqrt{1-\chi_1^2} + \arcsin\chi_1 - \frac{\pi}{2}\right) - \frac{2\lambda_1 \operatorname{ctg}\alpha}{3}\left(1-\chi_1^2\right)^{\frac{3}{2}} +$$

$$+\frac{\operatorname{ctg}^2\alpha}{8}\left(\chi_1(1-2\chi_1^2)\sqrt{1-\chi_1^2} - \arcsin\chi_1 + \frac{\pi}{2}\right).$$

$$\tilde{y}_c'\tilde{V}_1''=-\frac{\lambda_1^2}{2}\left(\chi_1'\sqrt{1-\chi_1'^2}+\arcsin\chi_1'-\frac{\pi}{2}\right)+\frac{2\lambda_1\operatorname{ctg}\alpha}{3}\left(1-\chi_1'^2\right)^{\frac{3}{2}}+$$

$$+\frac{\operatorname{ctg}^2\alpha}{8}\left(\chi_1'(1-2\chi_1'^2)\sqrt{1-\chi_1'^2}-\arcsin\chi_1'+\frac{\pi}{2}\right).$$

Перемещение центра масс загрузки за один оборот барабана мельницы во второй камере определяется по формуле:

$$S_2=2\left|y_{c2}-y_{c2}'\right|, \tag{8}$$

Вычисление y_{c2} и y_{c2}' согласно (4) производим по формулам:

$$\tilde{y}_{c2}\tilde{V}_2'=\frac{\operatorname{ctg}^2\alpha}{8}\left(\chi_2\left(2\chi_2^2-1\right)\sqrt{1-\chi_2^2}+\arcsin\chi_2-\frac{\pi}{2}\right)--\frac{\lambda_2^2}{2}\left(\chi_2\sqrt{1-\chi_2^2}+\arcsin\chi_2-\frac{\pi}{2}\right).$$

$$\tilde{y}_{c2}'\tilde{V}_2''=\frac{\lambda_2^2}{2}\left(\frac{\pi}{2}-\arcsin\chi_2'-\chi_2'\sqrt{1-\chi_2'^2}\right)+\frac{2l_2\operatorname{ctg}\alpha}{3}\sqrt{\left(1-\chi_2'^2\right)^3}.$$

Поскольку работу совершает сила трения, то:

$$A=\left|F_{\text{тр}}S\right|=F_{\text{тр1}}S_1+F_{\text{тр2}}S_2. \tag{9}$$

В свою очередь,

$$F_{\text{тр1}}=f\,G_1=f\,M_1g=f\,g\,\gamma\,V_{1\text{загр}}=f\,g\,\gamma\,\varphi_1V_1, \tag{10}$$

где f – коэффициент трения скольжения мелющей загрузки по корпусу барабана мельницы; G_1 – вес мелющей загрузки в первой камере; M_1 – масса мелющей загрузки в первой камере; γ – объемная масса мелющей загрузки; $V_{1\text{загр}}$ – объем мелющей загрузки в первой камере; φ_1 – коэффициент загрузки мелющими телами первой камеры; V_1 – объем первой камеры.

Аналогичная формула имеет место и для второй камеры:

$$F_{\text{тр2}}=f\,G_2=f\,M_2g=f\,g\,\gamma\,V_{2\text{загр}}=f\,g\,\gamma\,\varphi_2V_2. \tag{11}$$

Проведенные сравнительные результаты, полученные расчетным и экспериментальным путем при следующих значениях входных параметров: радиус барабана мельницы $R=0{,}5$ м; длина первой камеры l_1=0,65 м; коэффициент загрузки первой камеры $\varphi_1=0{,}18$; длина второй камеры l_2=1,3 м; коэффициент загрузки второй камеры

$\varphi_2 = 0{,}3$; коэффициент трения скольжения $f = 0{,}4$; объемная масса мелющей загрузки γ = 4 550 кг/м^3; угол наклона ЛДД и ЛЭС к оси барабана мельницы α = 60°; относительная частота вращения барабана мельницы ψ = 0, 76 (соответствует 45,5 мин$^{-1}$), показали, что разница между экспериментально полученными и расчетными данными не превышает 10% . При указанных значения входных параметров дополнительно потребляемая мощность, полученная расчетным путем составила: для первой камеры – 62,2 Вт; для второй камеры – 441,0 Вт; в целом для мельницы – 503,2 Вт, экспериментально полученная – 545 Вт.

Анализ полученных графических зависимостей (рис. 5-8), позволил изучить влияние на дополнительно потребляемую мощность длины первой камеры (длина второй камеры при этом была такой, чтобы сумма длин камер равнялась длине мельницы – 1,95 м), угла наклона ЛЭУ и коэффициентов загрузки первой и второй камер мелющими телами.

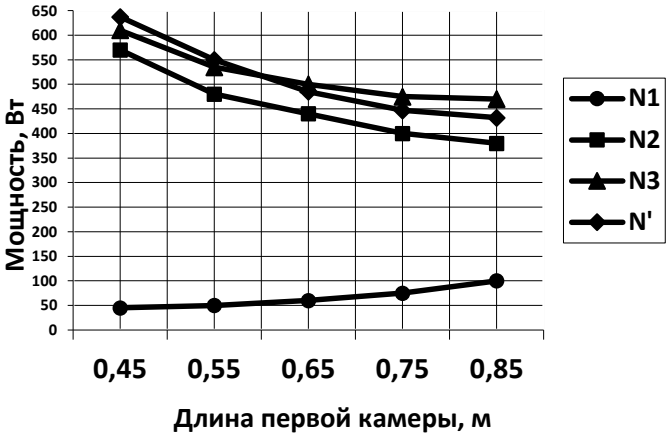


Рис. 5. Зависимость дополнительно потребляемой мощности от длины первой камеры

На графиках приняты следующие обозначения: $N1$ и $N2$ – дополнительно потребляемая мощность за счет перемещения мелющей загрузки в первой и второй камерах, соответственно, N^1 – суммарная

дополнительно потребляемая мощность расчетная и $N3$- суммарная мощность, измеренная экспериментальным путем.

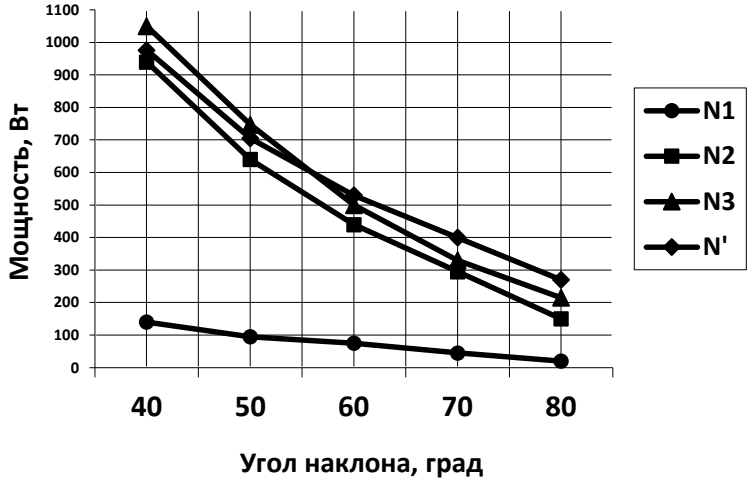


Рис. 6. Зависимость дополнительно потребляемой мощности от угла наклона ЛДД и ЛЭС к оси барабана мельницы

Как видно из графических зависимостей (рис. 5-8) установка в барабане мельницы энергообменных устройств позволяет интенсифицировать работу мелющей загрузки, на что указывает величина дополнительно потребляемой мощности приводом. Изменение длинны первой камеры в сторону её увеличения приводит к уменьшению суммарной загрузки мелющих тел в барабане мельницы, что приводит одновременно к снижению потребляемой мощности приводом и к ухудшению качества помола (рис.5). Рациональная же длинна первой камеры при помоле клинкера с предварительно деформированной структурой равна 0,65м, что равняется 1/3 от полной длинны барабана мельницы.

Анализ графической зависимости (рис. 6) показал, что изменение угла наклона лопастных энергообменных устройств к оси барабана мельницы от 40 до 80^0 приводит к уменьшению дополнительно потребляемой мощности. Это объясняется тем, что при этом уменьшается зона действия в первой камере лопасти двойного действия, а во второй камере лопастного элипсного сегмента на мелющую загрузку, что приводит к уменьшению дополнительно потребляемой мощности.

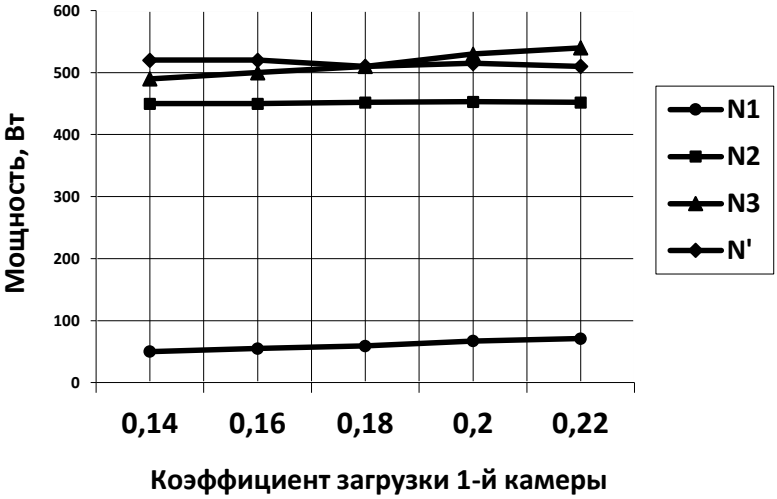


Рис. 7. Зависимость дополнительно потребляемой мощности от коэффициента загрузки первой камеры

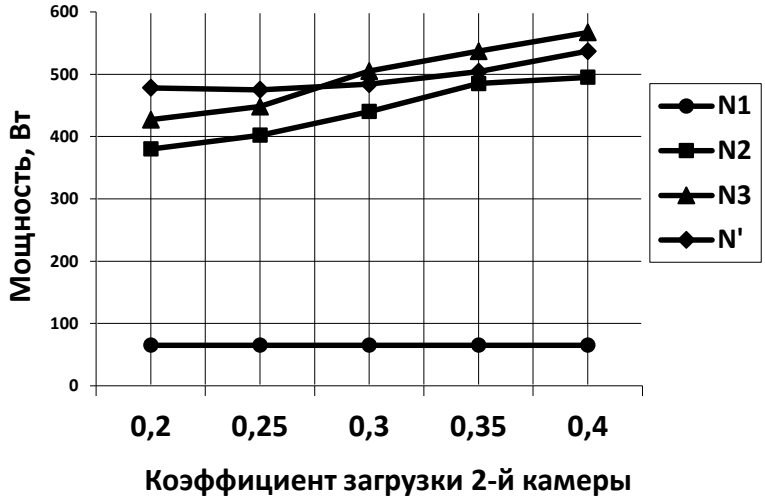


Рис. 8. Зависимость дополнительно потребляемой мощности от коэффициента загрузки второй камеры

При увеличении коэффициентов загрузки мелющими телами первой камеры мельницы от 0,14 до 0,22 и второй – с 2,2 до 0,4 (рис. 7 и 8) ведет к увеличению суммарной массы мелющих тел, находящихся в барабане мельницы, что пропорционально сказывается на росте дополнительно потребляемой мощности агрегата.

Проведенный сравнительный анализ графических зависимостей (рис. 5-8) построенных по экспериментально полученным данным и расчетным путем показывает, что разница между экспериментально полученными и расчетными данными не превышает 10% .

Таким образом, полученные аналитическим путем уравнения (10) и (11) позволяют рассчитать величину дополнительно потребляемой мощности мельницей, оснащенной ЛЭУ, с достаточной точностью отражают реальный процесс, и как видно из графических зависимостей обеспечивают высокую сходимость результатов.

Список литературы

1.Башкирцев А.А. Анализ эффективности машин для тонкого измельчения строительных материалов / А.А. Башкирцев // сб. науч. тр. МАДИ.- 1986.

2.Богданов В.С. Оптимизация процесса помола в производстве цемента/ В.С. Богданов, Р.Р. Шарапов, Ю.М. Фадин // Междунар. конгресс производителей цемента 9-12 октября 2008г. БГТУ им. В.Г. Шухова в Белгороде: сб. докл. – М: Европейский технич. ин-т, 2008. – С. 20-39.

3.Романович А.А. Энергосбережение при производстве строительных изделий // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. №3. С. 69-7.

4.Богданов В.С., Воронов В.П., Потапов Ф.П. Расчет величины работы затрачиваемой на разрушение материала при каскадном режиме работы шаровой мельницы // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. №1. С. 61-64.

5..Богданов В.С. Шаровые барабанные мельницы: учеб. пособие/ В.С. Богданов. –Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2002.-258с.-ISBN.

6.Романович А.А. Определение центра масс шаровой загрузки первой камеры мельницы, оснащенной лопастными энергообменными устройствами: Научный вестник НГТУ, -2013. № 2(51). С.166-171.

УДК 621.867.82

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ДВИЖЕНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ В ПНЕВМОТРАНСПОРТНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ПРИ НЕТРАДИЦИОННЫХ РЕЖИМАХ С ВЫСОКОЙ КОНЦЕНТРАЦИЕЙ АЭРОСМЕСЕЙ

[1]Рыбалко Р.И., [2] Гущин О.В, [1] Нарыжний В.А.

1. ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», г. Макеевка

2. Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск

В статье рассмотрены особенности движения аэросмеси при структурированных режимах. Проводимыми исследованиями подтверждена перспективность применения пневмотранспортных установок, работающих при указанных режимах. Выполнен расчет движения образующихся вихревых структур в придонной части трубопровода.

Ключевые слова: аэросмесь, пневмотранспорт, сыпучий материал, режим движения

ANALYSIS OF THE PROCESSES OF MOTION OF BULK MATERIALS IN PNEUMOTRANE PIPELINE AT NON-TRADITIONAL MODES WITH HIGH CONCENTRATION OF AERO-MIXTURES

[1]Rybalko R., [2]Guschin O., [1]Naryzhniy V.A.

1. Donbass National Academy of Civil Engineering and architecture, Makeevka

2. Donbass State Engineering Academy, Kramatorsk

The article discusses the features of the movement of aero-mixtures with structured modes. Conducted studies have confirmed the promise of the use of pneumatic conveying units operating under these conditions. The motion of the resulting vortex structures in the bottom part of the pipeline is calculated.

Keywords: aero-mixtures, pneumatic transport, the bulk material, driving mode

Режимы движения гомогенных и гетерогенных потоков зависят от физико-механических свойств, транспортируемых сыпучих материалов, конструкции пневмотранспортной установки, геометрии трубопровода и ряда иных параметров. Трансформация структуры движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе, в том числе пристенного течения, путем управляемой генерации вихревых структур (подвижным рецептором) позволяет интенсифицировать процессы массопереноса в пневмотранспортном трубопроводе (рис.1). Одним из методов, позволяющих осуществить это, является использование дополнительных воздушных потоков, воздействующих на движущийся в трубопроводе сыпучий материал [1]. Данные опытов доказали неприемлемость использования традиционных установок, работающих при порционном и волновом режимах движения смесей, поскольку их массовая концентрация практически достигает предельных значений. По-

этому, разработка новых высокоэффективных энергосберегающих способов перемещения сыпучих материалов с использованием нетрадиционных режимов движения аэросмеси в магистральном трубопроводе можно считать одним из направлений дальнейшего развития и усовершенствования пневматического транспорта. Основой разработки является использование явления сверхтекучести сыпучих материалов, имеющего место при воздействии на них потоков и струй, эффекта вибрации или объединенного действия этих факторов [2-4].

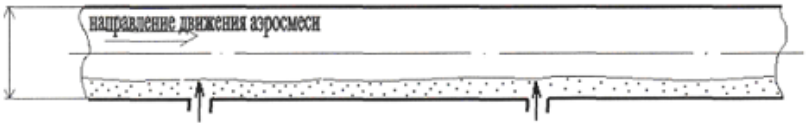


Рис. 1. Схема подвода дополнительных воздушных струй-импульсов в придонной части пневмотранспортного трубопровода

При работе пневмотранспортных установок с волновым или порционным движением флюидизированных материалов, изначальные скорости движения аэросмесей на порядок ниже, чем при режиме в полете. Частицы разделены и силы межфазного сопротивления уменьшаются, приближаясь к минимальным значениям. Меняется и картина трения сыпучего о стенки трубопровода, изменяя условия псевдоожижения. Сформированные волновые и порционные структуры поддерживаются в аэрированном состоянии на всем участке транспортирования, что достигается дополнительной энергетической подпиткой. Вертикальная составляющая энергетической подпитки направлена на поддержание в аэрированном состоянии перемещаемого объема, горизонтальная – на преодоление сопротивлений движению заданного объема аэрированного материала. Обобщенный коэффициент сопротивления в этом случае становится сопоставимым с коэффициентом сопротивления движению частиц в полете. Учитывая, что массовая концентрация порционного режима на порядок выше, чем в полете, достигается общее снижение энергозатрат. Анализ графиков (рис. 2) показывает, что при скоростях движения в пределах 1-10 м/с, соответствующих волновому и порционному режимам, достигается достаточно высокая концентрация смеси при относительно небольших избыточных давлениях (0,1-0,4 МПа). Удельная энергоемкость процесса транспортирования становится существенно ниже, чем при режиме движения в полете, что снижает энергоемкость транспорта.

Сопла-побудители могут быть расположены в верхней или нижней части пневмотранспортного трубопровода, чем создаются два основных режима движения – волновой и порционный. Рассмотрим об-

щий случай воздействия дополнительно подводимых воздушных струй в придонную часть.

В случае генерации вихрей путем вывода штока в поток и периодического изменения высоты его хода от нуля к h_{max} допускается, что в начальный момент времени движение потока осуществляется с постоянной скоростью U_{const}.и задача рассматривается в плоской нестационарной постановке. Слой завихренности, который отрывается от кромки штока, достаточно тонок, что позволяет рассматривать его как вихревой слой.

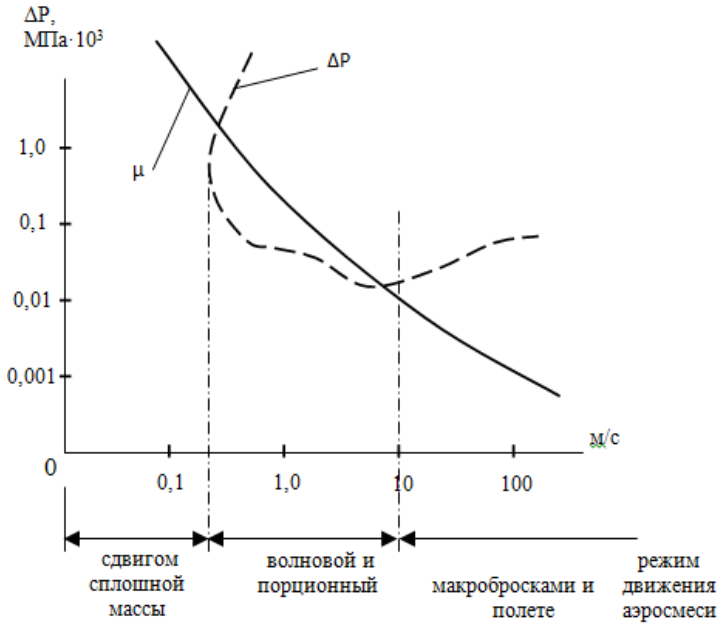


Рис. 2. Избыточные давления (ΔP) в пневмотранспортном трубопроводе и массовая концентрация (μ) в зависимости от режима движения аэросмеси

Деформации и разрушение вихревой пленки, генерируемой на кромке штока, моделируются движением точечных дискретных вихрей. Комплексный потенциал течения $\Phi(z,t)$, $z=x+iy$ – удовлетворяет уравнению Лапласа и условиям «непротекания» на границах и рассматривается в виде [5,6]:

$$\Phi(\varsigma) = U_{\infty}\varsigma + \frac{1}{2\pi i}\sum_{k=1}^{n} r_k\left[\ln(\varsigma - \varsigma_k) + \ln\varsigma - \overline{\varsigma_k}\right] \qquad (1)$$

где $\varsigma = \sqrt{Z^2 + h^2}$ – конформное отображение физической области течения в плоскости Z на верхнюю полуплощадь вспомогательной комплексной площади $\varsigma(\xi, \eta)$;

ξ_k, Γ_k – координата и циркуляция k-го дискретного вихря;

h, n – высота пластины и общее число точечных вихрей в потоке в момент времени $t = n \cdot \Delta t$.

Все линейные размеры отнесены к максимальной высоте штока h_{max}. Безразмерное время выводится следующим образом: $\tau = t \cdot U_\infty / h_{max}$.

Движение точечных вихрей рассматривается в дифференциальном виде:

$$\frac{d\overline{z_k}}{d\tau} = \left(\frac{d\Phi}{d\varsigma}\right)\left(\frac{d\varsigma}{dz}\right)\Bigg|_{Z=Z_k}, \quad k = 1, 2, \ldots, n \qquad (2)$$

при начальных условиях: $z_1(\tau_s) = z_0,\ z_k(\tau_s) = z_k^s (k = 2,...,n)$,

где z_0 – точка генерации завихренности, в которой расположен первый вихрь;

z^s_k – положение k-1-го вихря к моменту времени $\tau = \tau_s$, которое определяет начальные условия для k-го вихря на последующем шаге интегрирования.

Первая часть предыдущего уравнения равна индуцируемой комплексно-сопряженной скорости вихрей. Последнее уравнение численно интегрируется на каждом шаге с использованием схемы интегрирования второго порядка точности.

Учитывая, что поток отрывается на кромке штока, первый вихревой элемент располагается над ним. Расстояние между вихрем и кромкой штока является одной из констант численного алгоритма и принимается на основе аналогичных расчетов. Для определения интенсивности первого вихря использовано условие Кутта-Жуковского:

$$\left.\frac{d\Phi}{dz}\right|_{Z=Z_k} = const \text{ или } \left.\frac{d\Phi}{d\varsigma}\right|_{\varsigma=\varsigma_*} = 0. \qquad (3)$$

где z_*, $\varsigma_*(\varsigma_*, 0)$ – координата острой кромки в координатах z и ς.

Алгоритм решения частично учитывает эффекты, связанные с вязкостью потока путем искусственного уменьшения циркуляции вихрей: $\lambda \neq 1$, где λ – коэффициент. Движение пластины характеризуют параметры: T – общий период движения пластины, $T=T_1+T_2$, отношения $\gamma=T_1/T_2$ интервалами T_1и T_2, которые отвечают фазам подъема (входу в поток) и опускания штока. Численное моделирование позволяет определять закономерности процессов вихреобразования и оценить возможности формирования систем вихрей с заданными необхо-

димыми свойствами. Расчеты показывают, что вихревая структура течения за неподвижным штоком существенно зависит от числа Струхаля.

Во втором случае система вихрей формируется инжекцией пульсирующих воздушных струй в придонный слой движущейся аэросмеси. Предполагается, что движение начинается в момент времени $t=0$, скорость потока аэросмеси есть величина постоянная $U_\infty=const$, а воздействие дополнительных воздушных импульсов изменяется по законам, рассмотренным выше. Безразмерное время учитывается следующим образом $\tau=t\cdot U/b$. Функция, отображающая область течения на верхнюю полуплоскость, имеет вид:

$$z=\frac{2b}{\pi}\left[\sqrt{\varsigma^2-1}-iLn\left(\frac{i\pm\sqrt{\varsigma^2-1}}{\varsigma}\right)\right], \qquad (4)$$

где b – полуширина канала.

Расчеты показывают, что в придонном слое на границах воздушных импульсов образуются когерентные вихревые структуры (рис. 3) [7].

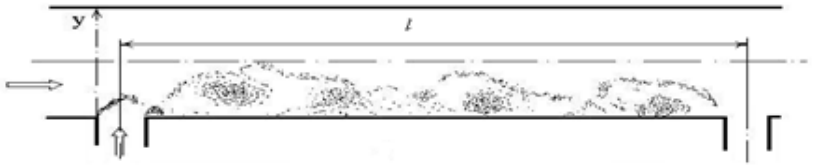


Рис. 3. Генерируемая пульсирующим воздушным потоком, подводимым в нижнюю часть трубопровода, вихревая система у его нижней стенки

Стендовые испытания модели пневмотранспортной установки с трансформацией структуры пристенного течения аэросмесей путем генерации когерентных вихревых структур воздействием воздушных струй-импульсов подтвердили ее работоспособность [8].

Выводы. Результаты исследований показали возможность интенсификация процесса транспортирования сыпучих материалов в пневмотранспортном трубопроводе формированием системы вихревых структур, которая осуществима путем воздействия дополнительных воздушных струй-импульсов в разных областях трубопровода. Положительное влияние принудительно созданных вихревых структур на пристенное движение аэросмеси в пневмотранспортном трубопроводе подтверждено результатами стендовых испытаний. В конструктивном исполнении более предпочтительной является трансформация струк-

туры придонного течения аэросмесей воздействием пульсирующих воздушных струй.

Список литературы

1. Математическое моделирование на транспорте: процессы и структуры: монография / П.Б. Комов, А.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Прилепский, В.М. Гущин, Р.И. Рыбалко, В.В. Коломиец.– Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2012. – 328с.
2. Волошин А.И., Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов / А.И. Волошин, Б.В. Пономарев. – К: Наук. думка, 2001. – 519 с.
3. Гущин В.М. Разработка математической модели движения сыпучих материалов в пневмотранспортном трубопроводе / Гущин В.М., Рыбалко Р.И., Гущин О.В., Сигитов А.Б.. – Сб. науч тр. УДАЗТ, Вып. 25. – Донецк, 2011. – С. 111-114.
4. Гущин В.М. Движение частиц сыпучего материала в пневмотранспортном трубопроводе при вращательном режиме перемещения аэросмесей / В.М. Гущин, Р.И. Рыбалко, О.В. Гущин. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011, – №3 (33). – С. 41-46.
5. Белоцерковский С.М. Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей / Белоцерковский С.М., Гиневский А.С. – М.: Наука, 1995. – 366 с.
6. Островский Г.М. Прикладная механика неоднородных сред / Островский Г.М. – СПб.: Наука, 2000. – 359 с.
7. Шарапов Р.Р. Определение скорости движения аэросмеси на разгонном участке пневмотранспортного трубопровода / Шарапов Р.Р., Рыбалко, Р.И., Гущин О.В. // «Строительные и дорожные машины». – 2018. – № 6. – С. 50-52.
8. Програмний комплекс для досліджень та розробки пневмотранспортних установок з переміщення сипких матеріалів. / Гущин В.М., Рибалко Р.І., Гущин О.В. – Св-во про внесення відомостей до Реєстру виробників та розповсюджувачів програмного забезпечення (Державна служба інтелектуальної власності України). Серія ВР, № 01582.

УДК 621;502/504

РАСЧЁТ ВИБРАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДОРОЖНОГО КАТКА С АСИММЕТРИЧНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ

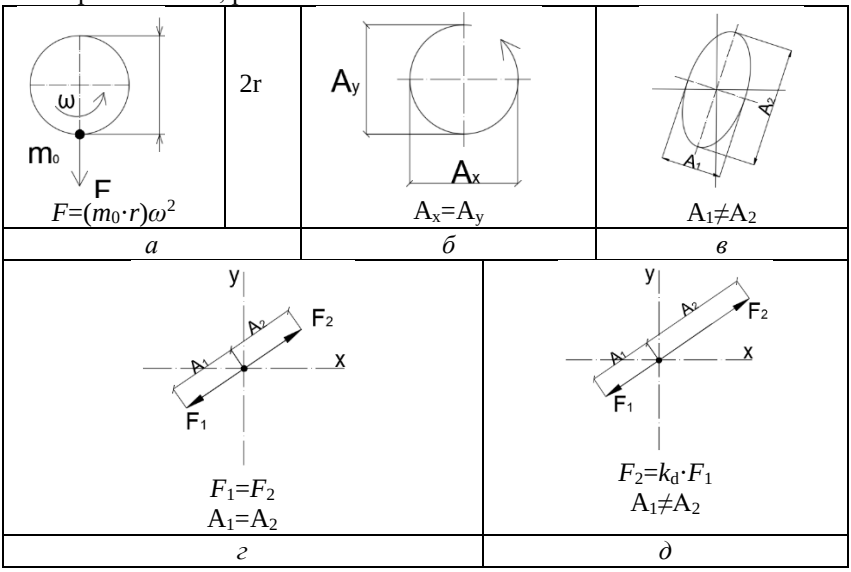
Рязанцев В.Г.[1], Герасимов М.Д.[1]

1. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Вибрационные технологии, вибрационные машины и оборудование занимают важное место технологических линиях по производству строительных материалов и дорожно-строительных работ. В общем случае, исследование и использование вибрационных процессов имеет широкое применение как зарубежными [1-8], так и отечественными специалистами [10-13] в различных отраслях промышленности и раз-

личных направлениях деятельности. Многие теоретические работы, в области создания и управления вибрационными процессами и машинами являются классическими, в которых представлены основные сведения о физике вибрационных процессов и методах их расчёта [7,14,15,].

Важное значение в характеристике вибрационных процессов имеет направление вынужденных колебаний, наряду с амплитудой и частотой. Из механических колебаний, которые генерируются дебалансными устройствами следует выделить: круговые, направленные вдоль прямой линии и направленные вдоль прямой линии с асимметричной вынуждающей силой. Оценка эффективности различных по направлению видов колебаний [18,19] показала, в целом ряде случаев, преимущества асимметричных колебаний перед круговыми – эллиптическими и направленными, рис.1.



$F=(m_0 \cdot r)\omega^2$ | | $A_x=A_y$ | $A_1 \neq A_2$

а | | *б* | *в*

$F_1=F_2$
$A_1=A_2$

$F_2=k_d \cdot F_1$
$A_1 \neq A_2$

г | *д*

Рис. 1. Схемы форм колебаний рабочего оборудования машин в зависимости от конструктивных особенностей вибрационного узла и крепления его к технологическому оборудованию: *а* – схема дисбалансного вибратора, *б* – круговые колебания, *в* – эллиптические, *г* –направленные, *д* – асимметричные

Следует отметить, что асимметрию вибрационных колебаний разные исследователи получают разными путями. Так в работе [4] асимметрия колебаний достигается не разным соотношением составляющих, действующих в противоположных направлениях, вынуждающей

силы, а соотношением времени (скорости) на восходящей и нисходящей ветви колебаний в пределах каждого периода колебаний, рис.2.

В работах Крупенина В.Л. и его коллег [11] рассматриваются механизмы, в конструкции которых присутствуют ударные ограничители колебаний, что, в принципе, также создаёт асимметричные колебания. В практике исследования вибрационных устройств с асимметричными колебаниями имеются планетарные вибраторы с эллиптической дорожкой по которой происходит обкатка ролика.

В данной работе мы рассматриваем схему по варианту рис.1*д*. Из схемы видно, что величина составляющей вынуждающей силы F_2 существенно больше по величине составляющей вынуждающей силы F_1. Если принять, что сила F_2 направлена в сторону выполнения полезной работы, то можно записать: $F_2 = F_{\text{п.р.}}$. Аналогично, если принять, что сила F_1 направлена в сторону выполнения холостого хода, то можно записать: $F_1 = F_{\text{х.х.}}$. Соотношение составляющих вынуждающей силы $F_{\text{п.р.}}$ и $F_{\text{х.х}}$ и определяет величину асимметрии вибрации, которое будем называть коэффициентом динамичности асимметричных колебаний:

$$k_{\text{д}} = \frac{F_{\text{п.р.}}}{F_{\text{х.х.}}} \qquad (1)$$

Очевидно, что чем больше значение $k_{\text{д}}$, тем больше сила направленная на выполнение полезной работы превышает силу, направленную на выполнение холостого хода. Особое значение - это условие играет роль для вибрационных уплотняющих машин, например, для дорожных вибрационных катков, виброплит, вибропогружателей свай. Выполнение этого условия позволяет концентрировать затраты энергии на выполнении полезной работы, а не на подъём и подбрасывание самой машины, что в свою очередь требует установки пригруза на машину, для исключения подскока.

Ранее были сделаны попытки [9,17,26] создания таких вибрационных механизмов, которые генерируют асимметричные колебания посредством сложения нескольких гармонических колебаний. Каждое гармоническое колебание в едином вибрационном устройстве с асимметричными колебаниями можно считать отдельной ступенью. Поэтому, вибрационный механизм с асимметричными колебаниями может быть двух-, трёх-, четырёх- и многоступенчатым.

В этих работах есть общие положения, например, о кратности частот вращения дебалансных валов, т.е. о кратности частот колебаний слагаемых гармонических колебаний:

$$\omega_1 ; \omega_2 = 2 \cdot \omega_1; \omega_3 = 3 \cdot \omega_1 \qquad (2)$$

где ω_1, ω_2, ω_3 …- угловая скорость первого, второго, третьего дебаланса, соответственно.

В работах [9, 17, 26] высказано условие получения асимметрии вынуждающей силы, которое заключается в том, что эффект асимметрии зависит от рационального соотношения статических моментов дебалансов: $M_{\text{ст.}i}$, т.е:

$$M_{\text{ст.1}}: M_{\text{ст.2}}: M_{\text{ст.3}} \ldots \quad (3)$$

где $M_{\text{ст.1}} = m_1 r_1$, $M_{\text{ст.2}} = m_2 r_2$, $M_{\text{ст.3}} = m_3 r_3, \ldots, M_{\text{ст.}i} = m_i r_i$ – статические моменты дебалансов соответствующих ступеней.

В работе [9] приведена величина соотношения статических моментов для 2, 3 и 4-ступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями. Однако, для двухступенчатого устройства предложен достаточно широкий диапазон соотношений $M_{\text{ст.1}}: M_{\text{ст.2}}$, а для четырёхступенчатого предложено соотношение, которое не является рациональным. В работе [26] не представлено рациональное соотношение статических моментов дебалансов.

В работах [16-24] было показано, что наибольшая величина двух ступеней вибрационного устройства с асимметричными колебаниями может составлять $k_{\text{д.2}} \leq 2$, при рациональном соотношении статических моментов дебалансов. Если соотношение статических моментов дебалансов является не рациональным, то коэффициент динамичности становится менее двух, что снижает эффективность вибрационного устройства. Каждая дополнительная ступень вибрационного устройства с асимметричными колебаниями повышает коэффициент динамичности на единицу. Так для трёхступенчатого вибрационного устройство с асимметричными колебаниями: $k_{\text{д.3}} \leq 3$, и т.д.

Учитывая, что существующие конструкции дорожных катков имеют вибрационные устройства с фиксированными параметрами, можно произвести расчёты двух- или трёхступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями.

Рассмотрим методику пересчёта на примере дорожного катка RV-1,5DD-01. Тротуарный вибрационный каток RV-1,5DD-01 производства ОАО «Раскат» предназначен для уплотнения асфальтобетонных покрытий при небольших объемах работ, где применение обычных катков не целесообразно из-за их размеров и ограниченной маневренности [25]. Общий вид катка представлен на рис. 3, техническая характеристика приведена в табл. 1. Каток пригоден для работы на открытом воздухе в условиях умеренного или тропического климата при температуре воздуха от минус 10 до +40° С.

Уплотнение укатываемого покрытия достигается в результате последовательных проходов катка по одному следу.

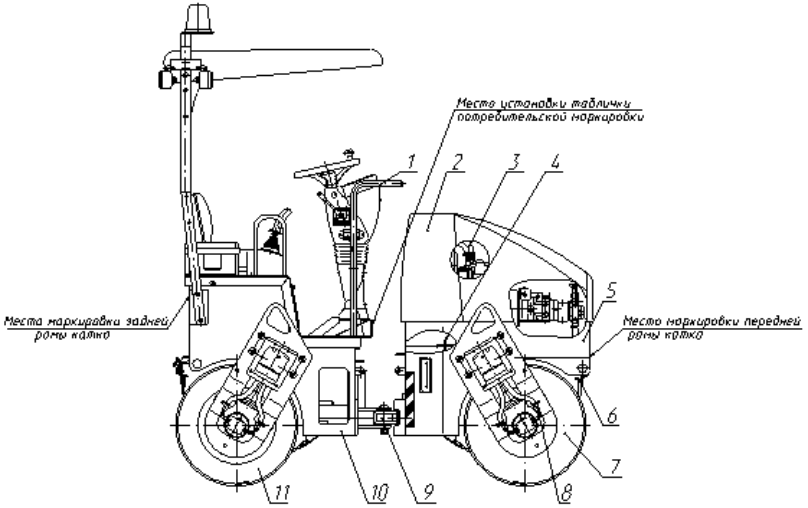


Рис. 3. Тротуарный виброкаток RV-1,5-DD-01: 1 – рабочее место оператора; 2 – облицовка; 3 – силовая установка; 4 – топливная система; 5 – рама передняя; 6 – скребки и смачивающая система; 7 – вибрационный валец; 8 – гидропривод хода катка; 9 – шарнир сочленения; 10 – рама задняя; 11 – статический валец

Укатку асфальтобетонной смеси начинают в статическом режиме при температуре смеси +100…120°С. Основное уплотнение производят в вибрационном режиме при температуре смеси +70…90°С. Завершается уплотнение в статическом режиме при температуре смеси +60…70°С.

Необходимое уплотнение (k_y = 0,97…0,99) достигается при выполнении 2…5 проходов по одному следу без вибратора, затем 5…7 проходов с включенным вибратором и завершением процесса уплотнения 2…3 проходами без вибратора.

Рекомендуемый режим работы: 45 минут с включенным вибратором и следующие 15 минут работа с выключенным вибратором. Запрещается включать вибратор на уплотненном или замерзшем грунте.

Каток RV-1,5-DD-01 представляет собой самоходную машину. Каток включает в себя переднюю 5 (рис. 1) и заднюю 10 рамы, силовую установку 3, рабочее место оператора 1. Рабочими уплотняющими органами катка являются вибрационный и статический 11 вальцы. Одновременно вальцы являются ходовой частью катка.

Каток имеет гидрообъемную трансмиссию, позволяющую производить плавное бесступенчатое изменение скорости. Поворот катка осуществляется гидростатическим рулевым механизмом (гидрорулем),

позволяющим управлять с помощью гидроцилиндра поворотом рам. Привод вибратора гидрообъемный.

Рамы катка — сварные конструкции, соединены шарниром сочленения 9, вертикальная ось которого равнорасположена от осей вальцов, что позволяет на криволинейных участках осуществлять проход вальцов «след в след». В передней раме 5, имеются ёмкости под рабочую жидкость и топливо. Силовая установка 3 смонтирована на четырех виброподушках на подмоторной раме катка. Одноместное рабочее место оператора 1 через амортизаторы закреплено на задней раме. Все рычаги управления катком и приборы индикации технического состояния катка выведены на рабочее место оператора. На рабочем месте оператора предусмотрено место для хранения инструмента, медицинской аптечки, огнетушителя, емкости для питьевой воды.

Для очистки вальцов каток оснащен скребками 6, а для исключения налипания асфальтобетонной массы оборудован смачивающим устройством с подачей жидкости под давлением посредством диафрагменного насоса.

На рис. 4. Представлена схема вибрационного вальца, на который опирается передняя рама 5 катка, рис.3. Кроме опорной функции валец выполняет функцию приводного механизма передвижения от гидромотора 31, и функцию генератора колебаний от гидромотора 2 и вибратора, закреплённого на валу 16, рис. 4. Конструкция второго вальца статического, аналогична конструкции вибрационного вальца, у которого, очевидно, резервируется пространство и места крепления вибрационного узла.

Такая конструкция позволяет, при желании и при необходимости, в данное пространство ввести принципиально новое вибрационное устройство, повышающее эффективность работы и конкурентоспособность машины. Такое вибрационное устройство имеет направленные колебания вдоль заданной прямой и генерирует асимметричные колебания [18-20]. Принцип работы и конструктивные особенности такого вибрационного устройства достаточно хорошо описаны в ряде публикаций [21-24].

Для разработки параметров вибрационного устройства с асимметричными колебаниями принимаем исходные данные, заложенные в базовой конструкции: - величина вынуждающей силы – 12 кН, частота колебаний – 55 Гц, распределение массы на вальцы – 750+750 кг. Эти параметры обеспечивают амплитуду колебаний – 0,3 мм.

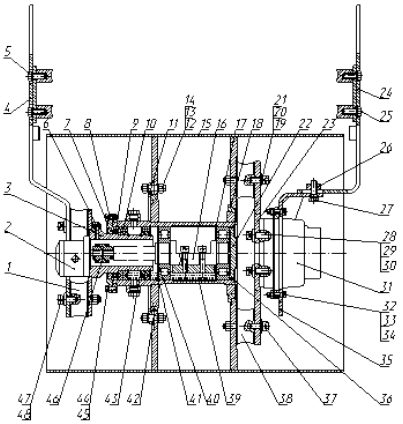


Рис. 4. Вибровалец: 1, 38 – амортизатор; 2, 31 – гидромотор; 3, 4, 24, 35, 39 – опора; 5, 8, 25, 27 – болт; 6 – пробка; 7 – войлочное кольцо; 9 – манжета; 10, 40 – подшипник; 11, 17, 18, 36, 41, 42, 43 – кольцо; 12 – шпилька; 13, 32 – гайка; 14, 20, 21, 28, 30; 34, 48 – шайба; 15 – валец; 16 – вибровал; 23 – диск; 26 – планка; 19, 29, 33, 37; 47 – винт; 22, 44 – крышка; 45 – прокладка; 46 – муфта

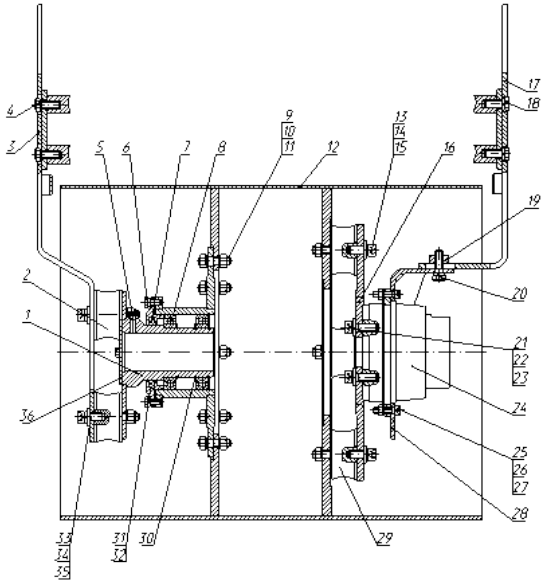


Рис. 5. Валец статический: 2, 29 – амортизатор; 1, 3,17, 28 – опора; 4, 6, 18, 20 – болт; 5 – пробка; 7 – кольцо войлочное; 8 – подшипник; 9 – шпилька; 10, 26 – гайка; 11, 14, 15, 21, 22, 27,33; 34 – шайба; 12 – валец; 16 – диск; 19 – планка; 13, 23, 25; 35 – винт; 24 – гидромотор; 30 – кольцо; 31, 36 – крышка

Таблица 1

Технические характеристики катка RV-1,5DD-01

Модель	Масса, кг	Распределение массы на вальцы, кг	Экспл. мощность, кВт/л.с.	Ширина и диаметр вальца, м	Амплитуда колебаний вальца, мм	Частота колебаний, Гц	Центробежная сила вибратора, кН
RV-1,5 DD-01	1500	750+750	14/18	0,85×0,68	0,3	55	12
	Габаритные размеры (длина× ширина× высота), мм		Скорость рабочая трансп., км/ч		Радиус поворота, м	Производитель	
	2400×1050×2560		11		3,4	«Раскат», г. Рыбинск	

Вносим дополнительные условия: суммарная вынуждающая сила вибрационного устройства формируется последовательно установленными вибраторами направленного действия, работающими синхронно и синфазно, величина составляющей вынуждающей силы, действующая в направлении уплотнения (вниз) превышает в 2 раза величину составляющей вынуждающей силы, действующей в противоположную сторону (вверх), суммарная величина составляющей вынуждающей силы, действующая вниз, в направлении выполнения полезной работы, составляет 12 кН.

Анализ исходных данных показывает, что частота колебаний вибрационного устройства составляет 3300 колебаний в минуту, что численно равно частоте вращения дебалансного вала существующего вибратора. При этом, угловая скорость составляет ω =345,6 $с^{-1}$.

При известной величине вынуждающей силы и угловой скорости дебалансного вала получим величину статического момента дебалансов $M_{ст}$, *кг·м*:

$$M_{ст} = \frac{F}{\omega^2} = \frac{12000}{345.6^2} = 0.1005 \quad (4)$$

Так как $M_{ст} = m \cdot r$, то величину статического момента дебалансов $M_{ст}$= 0,1005 можно получить при $m = 1{,}005$ *кг* и $r = 0{,}1$ *м* или 10 см.

где F – амплитудное значение величины вынуждающей силы, *Н*;

m – масса дебаланса, *кг*;

r – радиус центра массы дебаланса. Число дебалансов в конструкции не изменяет логики изложения.

Как было определено ранее [10], амплитудные значения составляющих (F_1 и F_2) суммарную вынуждающую силу ($F_{сумм}$) должны отвечать условию:

$$F_1 = \frac{2}{3} \cdot F_{\text{сумм}} \text{ и } F_2 = \frac{1}{3} \cdot F_{\text{сумм}}. \quad (5)$$

Соотношение угловых скоростей вращения дебалансов должно быть кратным: $\omega_2 = 2 \cdot \omega_1$. В качестве ω_1 принимаем существующую угловую скорость, тогда: ω_1=345,6 с$^{-1}$ и ω_2 = 691,152 с$^{-1}$.

Кроме этого, должно выполняться условие: M_1/M_2 = 7,0…8,0. Далее составляется программа для расчёта параметров двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями, фрагмент которой приведен на рис. 6.

№ вибратора	1	2	3	4	5	6	7
Масса (кг)	0,335	0,0419	0	0	0	0	0
Радиус (см)	10	10	0	0	0	0	0
Нач. фаза (град)	0	0	0	0	0	0	0
Скорость (об/мин)	3300	6600	0	0	0	0	0
R (м)	0,1	0,1	0	0	0	0	0
Fi0 (рад)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
w (1/c)	345,6	691,152	0	0	0	0	0

Рис. 6. Фрагмент исходных данных для расчёта двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями при ω_1=345,6 с$^{-1}$ и ω_2 = 691,152 с$^{-1}$

Результаты расчёта приведены в табл. 2. Амплитудное значение вынуждающей силы составляет 12 *кН*.

Таблица 2

Результаты расчёта двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями при ω_1=345,6 с$^{-1}$ и ω_2 = 691,152 с$^{-1}$

№	*t*	F_1	F_2	Сумма
1	2	3	4	5
0	0,000	8,00	4,00	12,00
1	0,006	-3,85	-2,14	-6,00
2	0,012	-4,29	-1,70	-5,99
3	0,018	7,99	3,97	11,96
4	0,024	-3,41	-2,55	-5,96
5	0,030	-4,70	-1,24	-5,94
6	0,036	7,94	3,88	11,82
7	0,042	-2,95	-2,92	-5,86
8	0,048	-5,10	-0,75	-5,85
9	0,054	7,86	3,72	11,58
10	0,060	-2,47	-3,24	-5,71

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5
11	0,066	-5,48	-0,25	-5,73
12	0,072	7,75	3,51	11,26
13	0,078	-1,99	-3,51	-5,50
14	0,084	-5,83	0,25	-5,58
15	0,090	7,61	3,24	10,85
16	0,096	-1,50	-3,72	-5,22
17	0,102	-6,16	0,75	-5,42
18	0,108	7,44	2,92	10,36
19	0,114	-1,00	-3,88	-4,88
20	0,120	-6,47	1,24	-5,24
	$\|Fmax\|$			12,00
	$\|Fmin\|$			6,00
	$k_д$			2.0

На рис. 6 видим, что требуемый результат: амплитудное значение суммарной вынуждающей силы $F_{\text{сумм}}$.=12 кН и коэффициент динамичности
$k_д$ =2,0, получены при высоких скоростях вращения дебалансов при достаточно малых величинах массы дебалансов. Такое положение можно существенно изменить и получить такие же выходные параметры. Для этого принимаем частоты вращения дебалансов, равными: ω_1=172,8 с-1 и ω_2 = 345,6 с-1, при частоте вращения дебалансов, соответственно, 1650 и 3300 об/м, рис.5.

№ вибратора	1	2	3	4	5	6	7
Масса (кг)	1,34	0,1675	0	0	0	0	0
Радиус (см)	10	10	0	0	0	0	0
Нач. фаза (град)	0	0	0	0	0	0	0
Скорость (об/мин)	1650	3300	0	0	0	0	0
R (м)	0,1	0,1	0	0	0	0	0
Fi0 (рад)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
w (1/c)	172,8	345,576	0	0	0	0	0

Рис. 7. Фрагмент исходных данных для расчёта двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями при ω_1=172,8 с$^{-1}$ и ω_2 = 345,6 с$^{-1}$

Результаты расчёта приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчёта двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями при ω_1=172,8 $с^{-1}$ и ω_2 = 345,6 $с^{-1}$.

№	t	F1	F2	Сумма
0	0,000	8,00	4,00	12,00
1	0,006	4,07	-1,93	2,15
2	0,012	-3,85	-2,14	-6,00
3	0,018	-8,00	3,99	-4,00
4	0,024	-4,29	-1,70	-5,99
5	0,030	3,63	-2,35	1,28
6	0,036	7,99	3,97	11,95
7	0,042	4,50	-1,47	3,02
8	0,048	-3,41	-2,55	-5,96
9	0,054	-7,97	3,93	-4,04
10	0,060	-4,70	-1,24	-5,94
11	0,066	3,18	-2,74	0,44
12	0,072	7,94	3,88	11,81
13	0,078	4,90	-1,00	3,91
14	0,084	-2,95	-2,92	-5,86
15	0,090	-7,90	3,80	-4,10
16	0,096	-5,10	-0,75	-5,85
17	0,102	2,71	-3,08	-0,37
18	0,108	7,86	3,72	11,58
19	0,114	5,29	-0,50	4,79
20	0,120	-2,47	-3,24	-5,71
	$\lvert Fmax \rvert$			12,00
	$\lvert Fmin \rvert$			6,00
	$k_д$			2.0

График изменения величины вынуждающей силы каждого вибратора и суммарной вынуждающей силы (1, 2, Сумм), приведены на рис. 8.

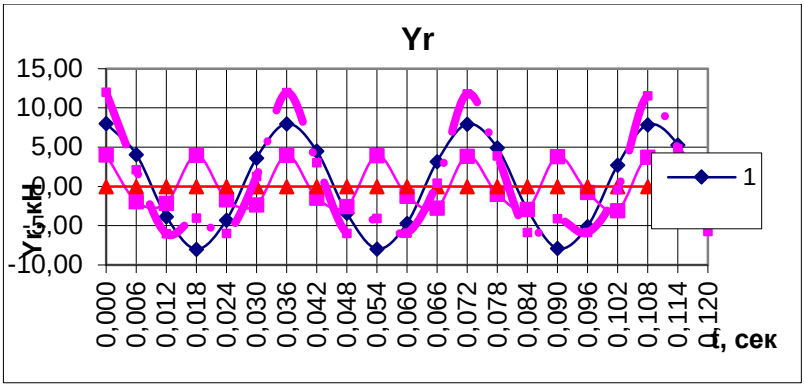


Рис. 8. Графики изменения величины вынуждающей силы каждого вибратора и суммарной вынуждающей силы (1, 2, Сумм).

На графике, рис. 8, в диапазоне 0…0,12 с, «укладывается» 3,5 полных шага изменения суммарной вынуждающей силы. В пределах каждого шага, равного T=0,036с, имеется пиковое значение вынуждающей силы в направлении выполнения полезной работы (12 *кН*, в момент времени: 0 с, 0.012 с, 0.024 с,…,0.108 с), и наименьшие значения в противоположном направлении (6 *кН*, в момент: 0.012 с, 0.024 с, 0.048 с,…,0.096 с). Это соотношение обеспечивает получение коэффициента динамичности равного 2.

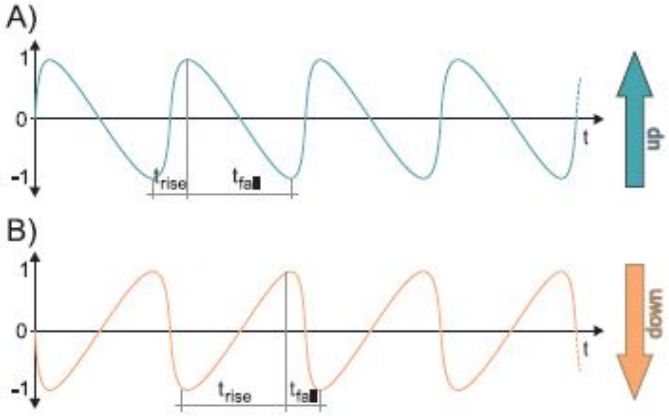


Рис. 9. А) показывает асимметричную синусоиду с коротким временем подъема и длительное время падения, поэтому мощность поднимающейся части выше. Б) показывает инверсия А), причем падающая часть имеет более высокую мощность. Со временем, А) Как движение вверх, В) как движение вниз

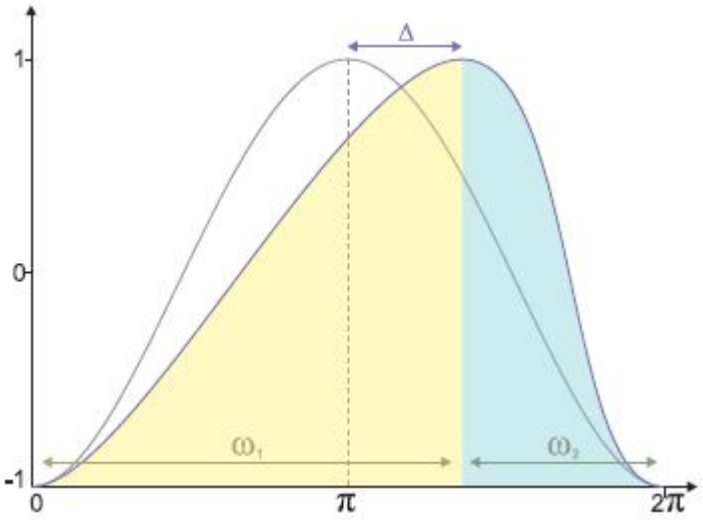


Рис. 10. Один период асимметричной синусоидальной функции двух полупериодов различной длины

Вывод. На основе разработанного способа получения асимметричных колебаний посредством двухступенчатого вибрационного устройства и методики расчёта основных параметров произведен расчёт двухступенчатого вибрационного устройства с асимметричными колебаниями: массы, смещения центра тяжести и частота вращения дебалансов первой и второй ступени для тандемного вибрационного дорожного катка RV-1,5DD-01 с сохранением амплитудного значения вынуждающей силы и с коэффициентом динамичности колебательной системы, равным двум.

Список литературы

1. Amemiya T., Ando H., and Maeda T. Virtual force display: Direction guidance using symmetric acceleration via periodic translational motion. In *Proceedings of Euro Haptics 2005*, volume 1, May 2005.
2. BROWNIAN MOTION OF SOLIDS (OR DROPS) ON A VIBRATED PLATE, INCLUDING DRY FRICTION Proceedings of WTC2005 World Tribology Congress III September 12-16, 2005, Washington, D.C., USA
3. Francis S. Tse, Ivan E. Morse, Rolland T. Hinkle. Mechanical Vibrations. *Theory and Applications.* Second Edition. Boston. 1978.
4. Hanns W. Tappeiner, Roberta L. Klatzky, Bert Unger, Ralph Hollis. Good Vibrations: Asymmetric Vibrations for Directional Haptic Cues. World Haptics 2009 (Third Joint Euro Haptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Vir-

tual Environments and Teleoperator Systems). Salt Lake City, (Utah, US) March 18-20, 2009
5. Nagaoka, Hantaro. Asymmetric vibrations. Proc. Imp. Acad. 3 (1927), no. 1, 23--27. doi:10.3792/pia/1195581953. https://projecteuclid.org/euclid.pja/1195581953
6. Robert W. Lindeman, John L. Sibert, Erick Mendez-Mendez, Sachin Patil, and Daniel Phifer. Effectiveness of directional vibrotactile cuing on a building-clearing task. In Proceedings of ACM CHI, volume 1, April 2005.
7. An Introduction to Mechanical Engineering. Michael Clifford (editor) Richard Brooks, Kwing-So Choi, Donald Giddings, Alan Howe, Thomas Hyde, Arthur Jones and Edward Williams. University of Nottingham. 2010. Part 2. PP. 480.Hodder Education, An Hachette UK Company, 338 Euston Road, London NW1 3BH. ISBN: 978 0 340 93996 3 123456789 10
8. W. Spendley, G.R. Hext, F.R. Himsworth, Sequential Application of Simlex Designs of Optimization and Evolutionary Operation, Technometrics, 4, 441-461, 1952.
9. Patent US 7,804,211. B2. Sep,28,2010. Vibration Generator. Kleibl A, Heichel Ch Prior Publication Data US2009/0243410A1, 1.10.2009.
10. Апасов Т.К., Апасов Г.Т., Саранча А.В. Использование виброволнового воздействия для восстановления продуктивности скважин // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1-1.; URL: http://science-education.ru/ru/article/view?id=18919
11. Крупенин В.Л. Ударные и виброударные машины и устройства. Вестник научно-технического развития Национальная Технологическая Группа - 2009 г. - № 4 (20), С. 3-32.
12. Тищенко И. В., Червов В. В., Горелов А. И. Влияние дополнительного вибровозбудителя и комбинации виброударных устройств на скорость внедрения трубы в грунт при прокалывании. Институт горного дела СО РАН.
13. Рекомендации по вибрационному формованию железобетонных изделий. Утверждены директором НИИЖБ 7 июня 1985 г. Москва 1986.
14. Вибрация в технике. Справочник. Т. 4 / Под ред. Э. Э, Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
15. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. / Под ред. В. А. Баумана, И. И. Быховского, Б. Г. Гольдштейна. М.: Машиностроение, 1970. 548 с,
16. Gerasimov M D, Gerasimov D M, Isaev I K and other 2014 Single-shaft planetary vibrator of directed oscillations. Patent RU 2 515 336
17. Патент на ПМ № 145754**.** Зубчато-планетарный вибровозбудитель. Авторы: Герасимов М.Д., Степанищев А.В., Апанасов А.А. Опубликовано: 27.02.2014.
18. Герасимов М.Д, Воробьёв Н.Д., Герасимов Д.М., Степанищев В.А., Исследование многоступенчатого вибрационного механизма с направленными колебаниями каждой ступени// Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова, 2017, №3, С.88-93
19. Gerasimov M.D, Glagolev S.N., Gerasimov D.M., Mkrtychev O.V., Determination Of The Driving Force's Asymmetry Factor And The Vibrostand's Work's Analysis. International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Vol-

ume 10, Number 24 (2015) pp 45392-45398 http://www.ripublication.com/Volume/ijaerv10n24.htm
20. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах. «Строительные и дорожные машины», 2014, №1, с. 35-38
21. Отакулов О. Х., Герасимов М. Д., Материалы международной конференции «Актуальные проблемы внедрения инновационной техники и технологий на предприятиях по производству строительных материалов, химической промышленности и в смежных отраслях». Фергана, 2019, 24-25 мая, 517 с., С. 8-11.
22. М.Д. Герасимов, Теоретическое обоснование метода повышения коэффициента асимметрии вынуждающей силы многоступенчатого вибрационного механизма направленных колебаний // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова, 2017, №4, С.86-11
23. Gerasimov M D, Mkrtychev O V, Glagolev S N, Gerasimov D M, Latyishev S S 2016 Method of Determination of Vibrating Screens Oscillation's Amplitude in a Characteristic Point for Plane Motion. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences 11(20) 12295-12301
24. Gerasimov M.D., Mkrtychev O. V., Stepanistchev V. A., Sevost`yanov V. S. Calculation of Main Kinematic Characteristics of the Single-Shaft Vibrator with Aimed Fluctuations// Research Journal of Applied Sciences. 2014. №9(11): С. 855-861.
25. Машины для земляных работ. В 2 кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: Учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др., под общ. ред. В.И. Баловнева. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова Изд-во БГТУ, 2012, – 400 с.
26. Патент РФ №2350806 С1. Зубчатый инерционный самобалансный механизм. Авт. Ермоленко В.Н., Насонов И.В., Нестеренко П.Н. Приоритет 01.11.2007

УДК 621;502/504

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ В ДОРОЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Рязанцев В. Г.[1], Локтионов И.О.[1], Герасимов М.Д.[1]

1. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

Введение. Современное промышленное производство решает несколько стоящих перед ним глобальных задач. Эти задачи продиктованы, прежде всего, сложившимися геополитическими и транснациональными амбициями и потребностями технически развитых стран и корпораций. Среди глобальных задач, для решения которых сосредо-

точены финансовые и научно-исследовательские ресурсы можно выделить следующие:

- многократное увеличение *скорости*;
- сверхточное *позиционирование*;
- создание новых *конструкционных материалов* на основе сверхтонких размеров составляющих компонентов.

Стремление увеличения ***скорости*** относится ко всем областям промышленности:

- к военной отрасли (скорость доставки оборонительных или наступательных вооружений),
- к торговой (скорость доставки товаров, услуг и информации),
- к химической, пищевой, перерабатывающей и других отраслей (скорость выполнения технологических операций),

Сверхточное ***позиционирование***, в свою очередь, обеспечивает возможность и качество выполняемых работ:

- в медицине при выполнении операций,
- в микропроцессорной технике,
- в военной, космической, навигационной технике,
- в роботизации процессов.

Использование *сверхтонких размеров конструкционных материалов* позволяет:

- создавать принципиально новые материалы,
- развивать аддитивные технологии,
- сокращать объёмы расходов природных ресурсов.

Поэтому выбор стратегического направления исследований современного должен вписываться с одно из перечисленных направлений глобальных задач современности. Идеальным вариантом может стать комплексное направление исследований, связанное сразу с решением двух и более глобальных задач.

Среди перспективных направлений исследований, которые могли бы стать программой большинства научно-исследовательских микроцентров университета или института, представляющих единый научный организм, работы и технологии с использованием ***аппаратов вихревого слоя*** (АВС) [1,2,3,4]. Данные аппараты могут носить разные названия (например, реактор, активатор и др.), однако все они работают, используя вращающееся электромагнитное поле [5].

Основным узлом, создающим вращающееся электромагнитное поле, является индуктор, рис. 1. Аппарат включает сердечник индуктора 1 и трехфазную обмотку 2. Вращающееся электромагнитное поле индуктора замыкается в области рабочей зоны аппарата, ограниченной немагнитным корпусом 3. В рабочую зону аппарата (реактора) нагне-

тается обрабатываемый материал 5, вместе с ним туда помещаются ферромагнитные тела - иголки 4, которые взаимодействуют с вращающимся магнитным полем индуктора.

Трёхфазная обмотка индуктора создаёт вращающееся электромагнитное поле с промышленной частотой 50 Гц. В немагнитном цилиндрическом корпусе на длине трёхфазной обмотки индуктора располагается рабочая камера реактора. Рабочая камера реактора предварительно заполняется ферромагнитными рабочими телами – иголками. Под действием вращающегося электромагнитного поля ферромагнитные элементы двигаются в рабочей зоне по круговой траектории и создают так называемый «вихревой слой». В рабочей зоне реактора одновременно протекает несколько процессов, накладываемых друг на друга.

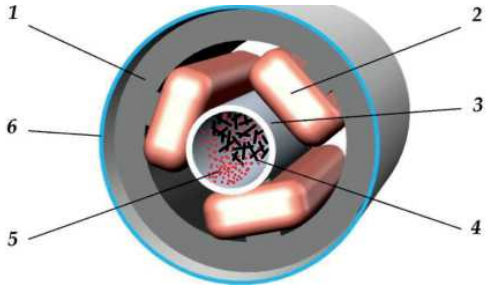


Рис. 1. Типовая конструкция аппарата с вращающимся электромагнитным полем [1,4]; 1 – магнитопровод индуктора; 2 - трёхфазная обмотка индуктора; 3 - немагнитный цилиндрический корпус рабочей зоны аппарата; 4 - ферромагнитные иглы; 5 - обрабатываемый материал; 6 - кожух

В ряду происходящих процессов в рабочей зоне реактора следует выделить некоторые из известных и относительно исследованных:

- механические и ударные взаимодействия на обрабатываемый материал внесенными в рабочую зону ферромагнитными иглами;
- тепловое воздействия иголок;
- высокая энергетическая напряжённость в рабочей зоне;
- возникновение и наличие явления магнитострикции;
- акустические явления, частотный диапазон звуковых волн которых может составлять от десятков герц до десятков мегагерц;
- возможность резонансных проявлений отдельных процессов;
- возникновение и наличие явления кавитации в обрабатываемом материале;
- возможность возникновения в металлических иголках индукционных токов, стимулирующих процессы электролиза в системе.

Широкий спектр областей применения аппаратов вихревого слоя (АВС) обеспечивает их широкое применение в будущем. Данные аппараты хорошо себя зарекомендовали в ряде отраслей:

- нейтрализация сточных вод и отходов, содержащих нефтепродукты;
- ликвидация твердых отходов (ТБО), свалок, отвалов и их стоков;
- уничтожение отравляющих веществ, промышленных и сельскохозяйственных ядов;
- улавливание, нейтрализация и утилизация промышленных выбросов газов;
- обезвреживание и утилизация отходов птицефабрик и животноводческих ферм;
- разделение смесей соединений металлов, выделенных из промстоков и илов (шламов) из осадка после нейтрализации;
- производство стройматериалов;
- производство смазывающе-охлаждающих жидкостей и эмульсий;
- очистка отработанных масел;
- экстракция активных веществ из растений;
- переработка нефти и нефтепродуктов. Биотопливо.

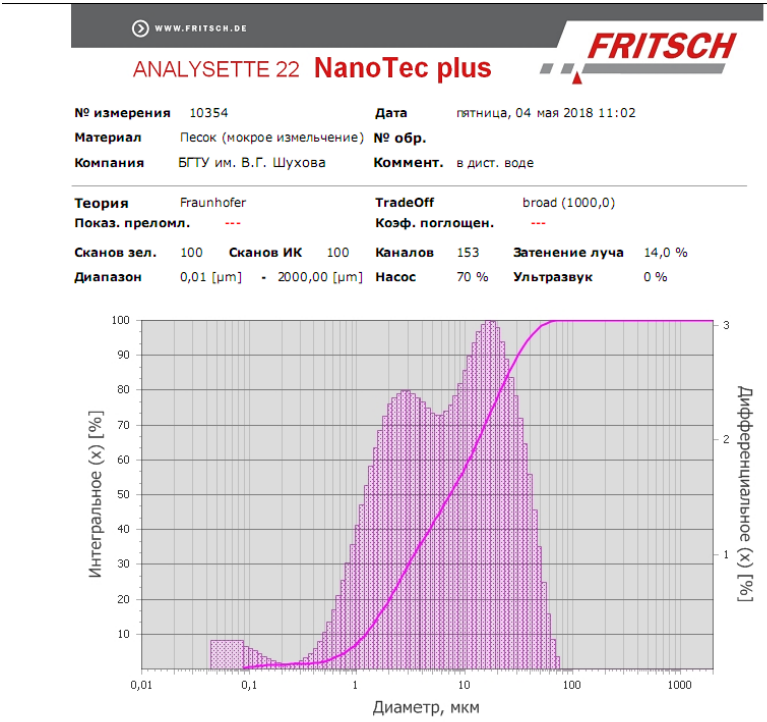
Рядом исследований подтверждается, что скорость протекания процессов в аппаратах вихревого слоя (АВС) в десятки, сотни т тысячи раз выше, чем скорость тех же процессов в традиционных, на сегодняшний день, установках.



Рис. 2. Аппарат вихревого слоя с аппаратурой управления конструкции ООО «Пром-Эко», г. Белгород, партнёр БГТУ им. В.Г. Шухова

Уникальность аппаратов вихревого слоя является то, что они при небольшой конструктивной модернизации могут работать в непрерывном и циклическом режиме, а также по сухому или мокрому (с жидкими средами) способу. На рис. 2 представлен АВС конструкции ООО «Пром-Эко», партнёра БГТУ им. В.Г. Шухова, на котором проведен ряд исследований по измельчению и извлечению материалов.

Результаты измельчения песка мокрым способом представлены на рис. 3. Оценка результатов измельчения произведена в «Центре высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова [5].



Диаметр [мкм]	Интеграл. [%]	Дифф. [%]
0,01	0,25	0,25
0,01	0,25	0
0,01	0,25	0

Персентиль [%]	Диаметр [мкм]
10	1,21
50	7,24
90	30,97

Рис. 3. Результаты измельчения песка мокрым способом

Проведенные в БГТУ им. В.Г. Шухова эксперименты по измельчению материалов в аппарате вихревого слоя и исследованные в центре высоких технологий университета показали, что тонкость помола в них составляет в пределах 0,5…200 мкм по сухому способу измельчения и 1,0… 50 мкм по мокрому способу измельчения. Удельная поверхность составила 24796 $см^2/см^3$.

Для промышленных целей разработана и введена в эксплуатацию модульная конструкция, выполненная с использованием ноу-хау БГТУ им. В.Г. Шухова и ООО «Пром-Эко», реактора роторно-вихревого типа, рис. 4.



Рис. 4. Реактор роторно-вихревого типа модульной конструкции

Вывод. Анализ возможностей и перспектив использования аппаратов вихревого слоя показывает, что процессы, протекающие в них отличаются высокой скоростью протекания и способностью получения сверхтонкого материала, что соответствует современным направлениям решения глобальных задач в промышленном производстве.

Работа выполнена в рамках Программы НИР БГТУ им. В.Г. Шухова.

Список литературы

1. Логвиненко Д.Д., Шеляков О.П. Интенсификация технологических процессов в аппарате вихревого слоя. − Киев: «Техника», 1976. − 144 с.

2. Вершинин Н.В., Вершинин И.Н. Установки активации процессов в промышленности и сельском хозяйстве. − М.: Издательство «Триада Плюс», 2004.

3. Вершинин И.Н., Вершинин Н.П. Аппараты с вращающимся электромагнитным полем. Сальск-Москва: Передовые технологии XXI века, 2007. - 368 с.
4. Мищенко М.В., Боков М.М., Гришаев М.Е. Активация технологических процессов обработки материалов в аппаратах с вращающимся электромагнитным полем. Фундаментальные исследования № 2, 2015. С. 3508-3512
5. Малахов К. С., Печагин Е. А., Егоров М. Г. Использование аппарата вихревого электрического поля с ферромагнитными частицами для получения биодизельного топлива / Вопросы современной науки и практики. Университет им. В.И. Вернадского. 2016. №2(60). С. 208 – 213
6. Герасимов М. Д., Локтионов И. О. Технологические решения двойного назначения. Перспективы применения. Вектор ГеоНаук. 2(1), 2019. с. 19-26.

ПРУЖИННЫЕ ВИБРОУПЛОТНИТЕЛИ-МЕХАНОАКТИВАТОРЫ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ.

Сиваченко Л.А.[1], Абдукаликова Г.М.[2], Утепбергенова Л.М.[2], Сиваченко Т.Л.[3]

1 ГУВПО Белорусско - Российский университет, г. Могилев
2 Евразийский национальный университет им. Л.Н.Гумилева, г. Нур-Султан
3 КБ «Промышленные технологии и комплексы» г.Могилев

Описаны новые конструкции пружинных виброуплотнителей бетонных смесей. Показан потенциал их технологического использования при совмещении процессов уплотнения и механоактивации. Приведены результаты поисковых исследований и обоснованы направления совершенствования пружинных виброуплотнителей.

Ключевые слова: пружинный виброуплотнитель, бетонная смесь, механоактиватор, излучатель колебаний, рабочий орган, степень уплотнения.

SPRING VIBRO-SEALERS-MECHANOACTIVATORS OF CONCRETE MIXES.

Sivachenko L.A.[1], Abdukalikova G.M.[2], Utepbergenova L.M.[2], Sivachenko T.L.[3]

1 GUVPO Belarusian - Russian University, Mogilev
2 Eurasian National University. L.N. Gumileva, Nur-Sultan
3 KB "Industrial Technologies and Complexes" Mogilev

New designs of spring vibratory compactors of concrete mixtures are described. The potential of their technological use when combining the processes of compaction and mechanical activation is shown. The results of exploratory research are presented and the directions for improving spring vibration seals are substantiated.

Key words: spring shock absorber, concrete mix, mechanical activator, oscillator, working body, degree of compaction.

Уплотнение бетонных смесей, особенно актуальное при монолитном бетонировании [1], является важнейшей стадией строительного производства, оказывающее еще большее влияние на свойства бетона, чем перемешивание [2]. Недоуплотнение или неравномерное уплотнение приводит к резкому уменьшению прочности бетона, ухудшает его долговечность и другие свойства. Из различных способов уплотнения бетонной смеси наибольшее распространение получило вибрирование, которое в монолитных конструкциях реализуется с помощью глубинных вибраторов.

При вибрировании компонентов бетонной смеси её начальная структура предельно разрушается, внутренние силы трения и сцепления уменьшаются до минимума и происходит предельное разжижение смеси, которая начинает течь как тяжелая жидкость, заполняя рабочий объем в опалубке конструкции. Одновременно с этим падение вязкости растворной части смеси и цементного теста позволяет защемленным пузырькам воздуха выходить на поверхность. Имеются существенные различия в условиях виброуплотнения подвижных и жестких смесей, что выражается не только в варьировании параметров вибрации, но и к генерированию поличастотных колебаний, которые по разному действуют на крупный и мелкий заполнитель бетонной смеси. Практическая реализация такого подхода ограничивается отсутствием соответствующих конструкции вибраторов.

Тиксотропия цементного геля, определяющего поведение бетонной смеси в целом, может быть вызвана высокочастотными вибриколебаниями любой направленности. Однако для плотной упаковки зерен мелкого и крупного заполнителей в бетонной смеси и предотвращения её разрыхления возникающие при вибрации инерционные силы должны совпадать с направлением силы тяжести[3]. Существующие виброуплотнители, как правило, генерируют колебания перпендикулярно вектору силы тяжести, что не обеспечивает реального потенциала виброуплотнения.

Учитывая, что собственно уплотнение является одной из определяющих, но явно не самой последней стадией в технологии бетона, за которой следуют процессы дифузии, гидратации, термовлажностной обработки и другие, можно предположить, что этот спектр обработки рационально расширить путем введения в него механоактивации компонентов бетонной смеси при совмещении этой операции с вибро-

уплотнением и, что особенно важно, осуществление на одном оборудовании.

Механоактивация-способ интенсификации физико-химических процессов путем изменения реакционной способности твердых веществ под действием механических сил. Основными инструментами реализации процессов механоактивации являются механореакторы, т.е. мельницы, в которых посредством удара или трения изменяется химическая активность обрабатываемых компонентов [4]. В излагаемом материале, относящемся к области строительного материаловедения, будем оперировать только потребительскими характеристиками, например, повышением прочности образцов или изделий, экономией вяжущих или других веществ, увеличением морозостойкости, улучшением реологических свойств и т.д. Такой подход является общепринятым[5].

Механоактивация представляет собой многоступенчатый процесс накопления энергии. Он начинается с грубого разрушения частиц материала и заканчивается его трансформацией путем превращения зачастую в совершенно иное вещество [4]. Основным инструментом при реализации таких процессов служит измельчение, особенно сверхтонкий помол. При этом установлено, что приложение напряжений сдвига во время силовых воздействий на частицы материала приводит к резкому ускорению твердофазных взаимодействий.

Ускоренный массоперенос под влиянием пластической деформации может быть вызван двумя причинами: конвективным переносом, связанным с существенными пластическими течениями и ускорением диффузии в результате образования дефектов. Эти факторы являются определяющими для разработки технологии механоактивации вяжущих веществ и создания эффективного оборудования, выполняющего функции механоактиваторов [4].

Современные технологии производства изделий на основе вяжущих веществ являются по своей природе архаичными и решают только задачи их гетерогенного распределения в матрице конгломератной структуры. О механоактивации в этом случае говорить не приходится и, следовательно, процесс повышения реакционной способности вяжущих веществ не происходит. Это по сути простейшие технологии, относящиеся к 3-му технологическому укладу. Убедительным доводом в пользу сказанного служит тот факт, что значительная часть вяжущих веществ в бетонных изделиях выполняет функции мелкого заполнителя [5].

В технологиях совместной обработки исходных компонентов, например, кварцевого песка и вяжущего, необходимо выполнять усло-

вия, чтобы крупность измельчаемого «твердого» и «мягкого» компонентов соответствовала оптимальной крупности измельченных частиц, определяемой закономерностями образования цементобетонного камня. При этом исключительно важное значение в следствие процессов раскола и деформации имеет так называемая свежая поверхность [3]. На ней отсутствуют адсорбционные слои и реакции протекают при воздействии реагентов прямо из среды. За счет этого исключается стадия диффузии реагирующих частиц через матрицу твёрдого тела в реакционный слой, что определяет скорость реакции и процесс развивается в соответствии со скоростью самой химической реакции на поверхности твердого тела. Естественно предположить, что такое условие можно интенсифицировать путем введения в смесь жидкости (воды).

Несмотря на более высокий уровень активации при сухом ведении процесса [4], мокрая технология дает особые преимущества. Например, жидкая фаза позволяет гомогенизировать (диспергировать) по объему мелкие частицы вяжущего, а его «втирание» в поверхность более крупных минеральных объектов заметно усиливается. Важную роль жидкость играет во всех поверхностных явлениях, включая диффузионные и массообменные.

Важным фактором форсирования качества материалов на основе вяжущих веществ может служить завершающая фаза технологии их производства т.е. уплотнение или формования соответствующих изделий. Это во многом определяющий этап общей технологии бетонов, эффективность которого слагается из целого рядя взаимоопределяющих условий: оптимального зернового состава, состояния поверхности исходных компонентов, подвижности смеси, активности вяжущего, а также способа уплотнения. И это далеко не полный перечень факторов, влияющих на итоговый результат.

Имеющиеся научно-технологические наработки [3, 6], основанные на исследовании влияния вибрирования на реологические характеристики, кинетику твердения и набор прочности цементного камня, показывают, что создание интенсивных вибрационных колебаний в уплотняемой бетонной смеси приводит не только к повышению плотности, но и увеличивает прочность бетона в 1,2-1,3 и более раз. Это представляется важным обстоятельством в понимании выбора важнейших направлений повышения качества конгломератных материалов на основе вяжущих веществ. Возможен перенос части работы активации в эту стадию технологического процесса, что является пионерным решением в общей технологии бетона.

Идеология создания нового вида оборудования для совмещения процессов глубинного уплотнения и механоактивации бетонной смеси сводится к приданию рабочему органу двух функций – виброизлучателя и механоактиватора. В качестве такого устройства может быть использована цилиндрическая пружина, витки которой совершают растягивающе-сжимающие перемещения вдоль своей оси. Приводной механизм пружинного излучателя колебаний основан на растяжении или сжатии витков пружины, что определяет его устройство и принцип действия в составе конкретного агрегата.

Рабочий орган пружинного узлучателя колебаний может быть выполнен как в виде пружины растяжения, так и в виде пружины сжатия. В первом случае свободный конец рабочего органа перемещается с помощью жесткого элемента (стержня) или штока, во втором – это перемещение производится посредством гибкого элемента (цепи, каната), работающего на растяжение. Тело пружины, погружаемое в бетонную смесь и находящееся в вертикальном положении совершает сложные поличастотные колебания, причем наибольшую амплитуду при заданной частоте имеют вынужденные осевые колебания витков, обеспечиваемые приводным механизмом. Генерируемые при работе виброизлучателя собственные колебания витков значительно меньше по амплитуде и больше по частоте чем вынужденные. Совокупность перечисленных видов колебаний способствует эффективному уплотнению разнофракционных компонентов бетонной смеси [7, 8].

Задачей проектирования пружинных виброуплотнителей является разработка вариантов сообщения осевых вибрационных колебаний пружинному излучателю, что представлено на рисунке 1. На нем изображены схемы приведения в колебание пружины излучателя через ее свободный конец (см. рисунок 1а),с приводом от планок подвижного штока (см. рисунок 1б) и совмещением привода витков пружины от планок подвижного штока при дополнительном их защемлении на корпусе[9].Принятые обозначения характеризуют: 1 – корпус установки, 2 – шток, 3 – держатель, 4 – витки пружины, 5 – поперечина, 6 – планка на штоке, 7 – удлинитель держателя.

При таком исполнении по первому варианту (рисунок 1а) амплитуда колебаний витков равна перемещению штока, деленному на число рабочих витков, по второму варианту (рисунок 1б) – амплитуда колебаний витков определяется числом витков на отдельных частях пружины между соседними планками, соотнесённым на ход подвижного штока, а по третьему варианту (рисунок 1в) - тоже самое, но с увеличением амплитуды колебаний в число раз, равному числу отрезков пружины между планками на удлинителе держателя. В идеале ам-

плитуда колебаний отдельных витков пружины в последнем случае может быть равна перемещению подвижного штока.

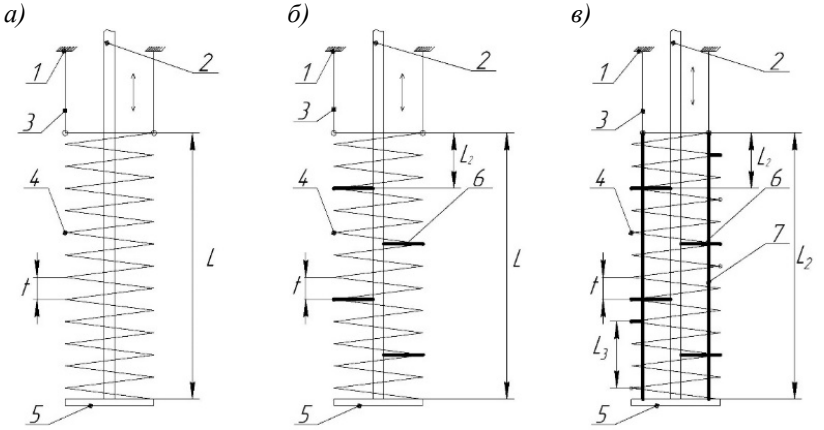


Рис. 1. Варианты сообщения вибрационных колебаний пружинному излучателю

Необходимость такого многообразия выполнения механизмов колебаний витков пружинного излучателя обусловлена различными требованиями к параметрам вибрации, в том числе амплитуде, частоте, как производной от их перемещения, сопротивления бетонной смеси, ее крупности и др.

Для выбора конструктивных схем глубинных пружинных виброуплотнителей нами разработаны следующие варианты: виброуплотнитель на базе электрического перфоратора, виброуплотнитель на базе электрической угловой машины, виброуплотнитель с приводом от малогабаритного двигателя внутреннего сгорания, а также и кассетный виброуплотнитель с крановым подвесом [10-12].

В случае работы пружинного уплотнителя по методу сжатия витков, обеспечиваемом подтягиванием свободного конца пружины с помощью гибкого элемента, помещенного внутри пружины и связанного вторым концом с эксцентриковым приводом, процесс уплотнения бетонной смеси аналогичен варианту использования жесткого штока. Изменять параметры вибрации при этом можно так, как это показано на рисунке 1, но следует иметь в виду, что условия силового нагружения пружинных рабочих органов существенно отличаются между собой. Конструктивное решение пружинного виброуплотнителя с приводом посредством гибкого цепного элемента приведено на рисунке 2.

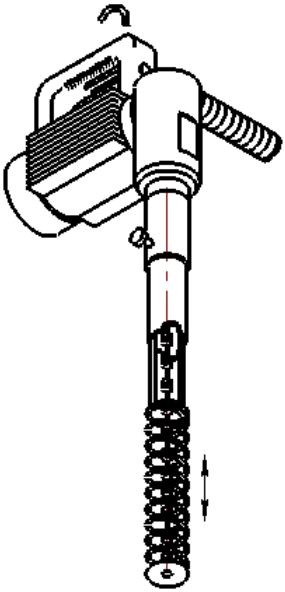


Рис. 2. Пружинный виброуплотнитель с приводом посредством гибкого пружинного элемента.

Рассматривая процесс активации компонентов бетонной смеси с помощью пружинного излучателя колебаний следует выделить особый механизм нагружения обрабатываемой массы, который заключается в том, что периодически сближающиеся между собой витки рабочего органа создают в частицах смеси значительные сжимающе-сдвиговые напряжения. Это позволяет, во-первых, произвести дополнительный домол некоторого количества цемента, во-вторых, втереть значительную часть цемента в поверхность минеральных частиц и вытеснить из нее мелкие пузырьки воздуха, в-третьих, образовать более однородную и плотную структуру бетонного камня. Общим итогом такой обработки является увеличение активной поверхности взаимодействия всех компонентов бетонной смеси и, как следствие, обеспечение улучшения качества бетонных изделий.

Дополнительным фактором активизации процесса уплотнения и механоактивации бетонных смесей с помощью пружинных виброизлучателей можно считать использование своеобразного эффекта адсорбционного повышения прочности, описанного в работах [13, 14] и являющегося антиподом эффекту Ребиндера. Механизм дей-

ствия нового эффекта заключается в том, что мельчайшие частички природного адсорбента, например, трепела, в небольшом количестве вводимые в воду затворения, производят адсорбционное модифицирование поверхности, мелкого заполнителя и некоторой части крупных зерен цемента. Это позволяет вытеснить часть воздуха с поверхности частиц и заполнить образующиеся полости активным вяжущим веществом, а также увеличить поверхность взаимодействия между компонентами бетонной смеси. За счёт этого, что установлено экспериментально, происходило увеличение плотности образцов на 50-250 кг/м³ и увеличение их прочности на 20-48%.

Нами установлено, что пружинный виброуплотнитель позволяет эффективно уплотнять практически все виды бетонных смесей независимо от их жесткости, гранулометрического состава, высоты уплотняемого слоя. При этом по сравнению с контрольными образцами, уплотненными на стандартных вибраторах, плотность массива, обработанного пружинными агрегатами, повышается не менее чем на 50 кг/м^3, что явно свидетельствует о более высоком качестве уплотнения и эффекте механоактивации.

Пружинные виброуплотнители могут быть реальной альтернативой широко применяемым в настоящее время глубинным вибраторам с гибким валом и другим вибраторам с встроенными в их вибрирующие корпуса приводами, где они кроме технологических преимуществ позволяют уменьшить стоимость оборудования, повысить его производительность и степень уплотнения, улучшить условия работы обслуживающего персонала и создать принципиально новое оборудование с дополнительными функциональными возможностями.

Предполагается, что кроме повышения производительности в 1,5-1,8 раза, улучшения качества уплотнения, упрощения строительных работ и снижения эксплуатационных расходов, новая конструкция за счет механоактивакции уплотняемой смеси позволит экономить от 10 до 30 кг цемента на 1м³ бетона.

Список литературы

1. Мосаков Б.С. Основы технологии монолитного строительства / Б.С. Мосаков // Новосибирск, СГУПС, 2003.-258с.

2. Баженов Ю.М. Технология бетона / Ю.М. Баженов // М., Высшая школа, 1978.-455с.

3. Ахвердов И.Н. Основы физики бетона / И.Н. Ахвердов // М:, Стройиздат, 1981-464с.

4. Хайнике Г. Трибохимия / Г. Хайнике: Пер. с англ. М.Г. Гольдфельда, - М.Мир, 1987,-594с.

5. Витязь, П. А. Высокие технологии и наноматериалы в строительной индустрии / П. А. Витязь, В. Г. Горобец // Строительная наука и техника. – 2009. – № 6. – С. 4–16.
6. Ахвердов И.Н. Технология железобетонных изделий специального назначения / И.Н. Ахвердов, Минск, Навука і тэхніка, 1993,-240с.
7. Инновационный патент на изобретение Республики Казахстана №28724 «Способ уплотнения бетонных смесей» по заявке №2013/1026.1 от 31.07.2013. Авт. Унаспеков Б.А., Сиваченко Л.А., Сиваченко Т.Л., Опубл.15.07.2014, бюл. №7.
8. Инновационный патент на изобретение Республики Казахстана №30423 «Кассетный пружинный виброуплотнитель бетонных смесей» по заявке №2014/1179.1 от 09.09.2014. Авт. Унаспеков Б.А., Сиваченко Л.А., Абдукаликова Г.М., Явенков А.П. Опубл. 15.10.2015. бюл. №10.
9. Сиваченко Л.А. Пружинные виброуплотнители для глубинного уплотнения бетонных смесей / Л.А. Сиваченко, А.П. Явенков, Г.М. Абдукаликова // Межвузовский сб. статей Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов, Белгород, БГТУ, 2013. – С.398-402.
10. Сиваченко Л.А. Глубинный виброуплотнитель бетонных смесей с пружинным излучателем колебаний / Л.А. Сиваченко, Г.М. Абдукаликова, Т.Л. Сиваченко // Межвузовский сб. статей Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов, Белгород, БГТУ, 2015. – С.197-300.
11. Сиваченко Л.А. Глубинные виброуплотнители бетонных смесей на основе пружинных излучателей / Л.А. Сиваченко, А.П. Явенков, Г.М. Абдукаликова // Сб. науч. статей, Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины, в 2 томах, Том 1, Курск, ЮЗГУ, 2014 – С.136-141.
12. Сиваченко Л.А. Кассетный пружинный виброуплотнитель бетонных смесей/ Л.А. Сиваченко, А.П. Явенков, Г.М. Абдукаликова// Межвузовский сб. статей Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов, Белгород, БГТУ, 2014. – С.287-290.
13. Патент на изобретение Республики Беларусь №13144 «Способ приготовления строительной смеси» по заявке №а20071300 от 26.10.2007. Авт. Сиваченко Л.А., Михальков В.С., Корзун Т.М., Богатырев М.Г. Опубл. 30.06.2009.
14. Севостьянов, В. С.Основы положения физико-химической механики в совершенствовании технологических процессов / В.С. Севостьянов, Л.А. Сиваченко, Т.Н. Ильина // Сб. докл. межвуз. науч.-практ. конф. Экология и рациональное природопользование как фактор устойчивого развития– Белгород : БГТУ, 2014.– С. 263–270.

УДК 621.86

АНАЛИЗ ПОДХОДОВ К МОДЕЛИРОВАНИЮ ДИНАМИКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Таричко В.И. [1]

1. АО «Брянский автомобильный завод», г. Брянск

В статье рассматривается различные подходы к анализу рабочих процессов механических трансмиссий транспортно-технологических машин, содержащих зубчатые передачи. Приведены обобщенные уравнения вращательного движения элементов трансмиссии. Показана необходимость учета передаточных чисел зубчатых передач при моделировании динамики трансмиссии.

Ключевые слова: механическая трансмиссия, динамика, моделирование, зубчатая передача, передаточное число.

ANALYSIS OF APPROACHES TO MODELING DYNAMICS OF MECHANICAL TRANSMISSIONS OF TRANSPORT VEHICLES

***Tarichko V.I.*[1]**

1. Bryansk automobile plant JSC, Bryansk

The article presents various approaches to the analysis of the working processes of mechanical transmissions with gears of transport and technological machines. Generalized equations of rotational motion of transmission elements are presented. The necessity of taking into account the gear ratios when modeling the dynamics of the transmission is shown.

Keywords: mechanical transmission, dynamics, modeling, gear, gear ratio.

Для передачи крутящего момента от двигателя к движителю, гидравлическим насосам, навесному оборудованию транспортно-технологических машин (далее – ТТМ) используются механические трансмиссии, представляющие собой совокупность валов, зубчатых и карданных передач [1-3].

В качестве двигателя, как правило используется бензиновый или дизельный двигатель внутреннего сгорания, который соединяется с трансмиссией с помощью фрикционного сцепления [1-6].

Расчетная схема для исследования динамики механической трансмиссии, содержащая ряд элементов, последовательно передающих вращающий момент от двигателя к исполнительным механизмам, показана на рисунке 1.

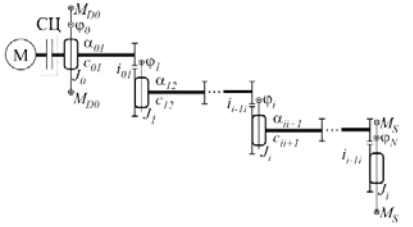


Рис. 1. Расчетная схема механической трансмиссии ТТМ: М – двигатель; СЦ – сцепление

Уравнения движения отдельных частей механической трансмиссии выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} J_0\ddot{\varphi}_0 + \alpha_{01}\left(\dot{\varphi}_0 - \dfrac{\dot{\varphi}_1}{i_{01}}\right) + c_{01}\left(\varphi_0 - \dfrac{\varphi_1}{i_{01}}\right) = M_{D0}; \\ J_1\ddot{\varphi}_1 + \alpha_{12}\left(\dot{\varphi}_1 - \dfrac{\dot{\varphi}_2}{i_{12}}\right) + c_{12}\left(\varphi_1 - \dfrac{\varphi_2}{i_{12}}\right) - \dfrac{\alpha_{01}}{i_{01}}\left(\dot{\varphi}_0 - \dfrac{\dot{\varphi}_1}{i_{01}}\right) - \dfrac{c_{01}}{i_{01}}\left(\varphi_0 - \dfrac{\varphi_1}{i_{01}}\right) = 0; \\ \ldots \\ J_i\ddot{\varphi}_i + \alpha_{ii+1}\left(\dot{\varphi}_i - \dfrac{\dot{\varphi}_{i+1}}{i_{ii+1}}\right) + c_{ii+1}\left(\varphi_i - \dfrac{\varphi_{i+1}}{i_{ii+1}}\right) - \dfrac{\alpha_{i-1i}}{i_{i-1i}}\left(\dot{\varphi}_{i-1} - \dfrac{\dot{\varphi}_i}{i_{i-1i}}\right) - \dfrac{c_{i-1i}}{i_{i-1i}}\left(\varphi_{i-1} - \dfrac{\varphi_i}{i_{i-1i}}\right) = 0; \\ \ldots \\ J_N\ddot{\varphi}_N - \dfrac{\alpha_{N-1N}}{i_{N-1N}}\left(\dot{\varphi}_{N-1} - \dfrac{\dot{\varphi}_N}{i_{N-1N}}\right) - \dfrac{c_{N-1N}}{i_{N-1N}}\left(\varphi_{N-1} - \dfrac{\varphi_N}{i_{N-1N}}\right) = -M_S, \end{cases}$$

где i =0…N – порядковый номер элемента трансмиссии (от двигателя к оборудованию ТТМ); J_i – момент инерции i-го элемента трансмиссии, приведенный к его входному валу; φ_i – угол поворота i-го элемента трансмиссии (в совместных выражениях угол поворота последующего приводится к углу поворота предыдущего звена трансмиссии);

c_{ij} – крутильная жесткость элемента трансмиссии; α_{ij} – коэффициент вязкости элемента трансмиссии; M_{D0} – движущий момент, передаваемый от двигателя на входное звено трансмиссии через сцепление; M_S – момент сопротивления, создаваемый приводимыми в движение исполнительными механизмами ТТМ или насосами гидравлической части гидромеханической трансмиссии оборудования ТТМ; i_{ij} – передаточные значения элементов трансмиссии (соотношение частоты вращения последующего вала к частоте вращения предыдущего, для редукторов i_{ij} <1).

В ряде работ [5, 6] при составлении уравнений движения (1) не учитываются передаточные числа. Считается, что динамические составляющие передаваемых моментов на ведущем и ведомом валу равны (согласно третьему закону Ньютона), а передаточные отношения влияют только на кинематику трансмиссии.

Справедливость использования данного подхода проанализируем на примере трехмассовой системы со следующими параметрами: J_0 =2000 кг·м^2; J_1 =5000 кг·м^2; J_2 =10000 кг·м^2; c_{01} =10 кН/м; c_{12} =20

кН/м; α_{01}=50 Н·с/м; α_{12}= Н·с/м; $i_{01} = i_{12} = 0{,}6$; $M_{D0} = 1000$ Нм; $M_S = 995$ Нм. Результаты моделирования динамики передачи с учетом и без учета передаточных чисел трансмиссии показаны на рисунке 2.

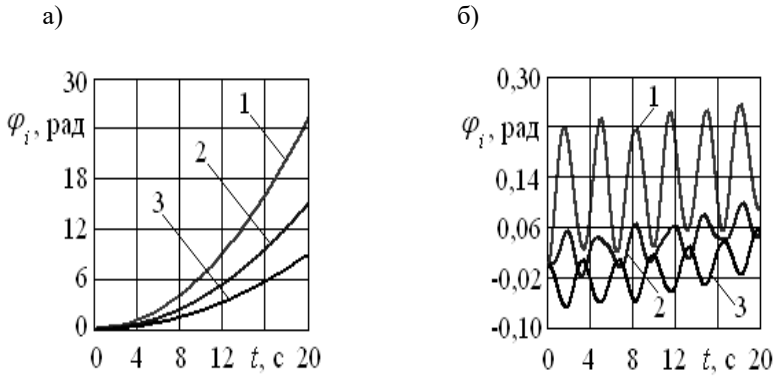


Рис. 2. Сравнение подходов к моделированию динамики трансмиссии: а – результаты моделирования с учетом передаточных чисел трансмиссии; б – результаты моделирования без учета передаточных чисел трансмиссии; 1 – φ_0 ; 2 – φ_1 ; 3 – φ_2

Согласно полученным результатам моделирования, если не учитываются передаточные числа трансмиссии, то при отсутствии существенного запаса движущего момента M_{D0} над моментом сопротивления M_S привод не может сдвинуть трансмиссию с места, так как не происходит повышение момента. В результате энергия двигателя расходуется в большей степени не на разгон вращающихся частей (рисунок 2, а), а на колебательные движения (рисунок 2, б). В реальной трансмиссии такой процесс приводил бы к буксованию сцепления или остановке двигателя. Если в модели, не учитывающей передаточные числа, увеличить движущий момент в 1,5…2 раза, то скорость разгона увеличится и интенсивные колебания сменятся устойчивым вращением трансмиссии. Но даже при десятикратном увеличении движущего момента, разгон трансмиссии будет происходить в 3…5 раз медленнее, чем при использовании модели, учитывающей передаточные числа. Таким образом, при исследовании динамики механических трансмиссий следует использовать разработанную математическую модель (1).

Результаты исследования в дальнейшем будут использованы для совершенствования динамических моделей гидропривода ТТМ [7-9] в

части определения текущей скорости вращения насосов, в зависимости от которой изменяется текущее значение их объемной подачи.

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: МГТУ. – Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Лагерев, И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с.
3. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.
4. Вершинский, А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов / А.В. Вершинский, И.А. Лагерев, А.Н. Шубин, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 210 с.
5. Имангулов, А.Р. Об упрощении динамической модели трансмиссии гибридного легкового автомобиля / А.Р. Имангулов, Н.М, Филькин // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – №2. – С. 55-57.
6. Лелиовский, К.Я. Исследование вибраций трансмиссии при движении автомобиля по дорогам различного микропрофиля [Текст] / К.Я. Лелиовский, В.С. Макаров // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева – 2013. – № 4. – С. 98-103.
7. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
8. Лагерев, А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода: монография / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. – Брянск: РИСО БГУ, 2019. – 201 с.
9. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: изд-во БГТУ, 2006. – 232 с.

УДК621.824.2

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОМ ФОТОУПРУГОСТИ КОВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ НАГРУЖЕНИЯ

Тожиев Р.Ж.[1], Ахоров А.А.[1], Герасимов М.Д.[2]

1.Ферганский политехнический институт, г.Фергана
2.Белгородский государственный технологический университет им. В.Г.Шухова, г.Белгород

В статье приведена серия опытов напряженное состояние конвейерной ленты, изучено посредством метода фотоупругости при разных условиях нагружения моделей лент из оптически активных

материалов. Также опыты проводились с барабанами различных диаметров и при разных растягивающих и окружных усилиях.

Полученные закономерности нормальных и касательных напряжений показывают, что тяговое усилие передается ленты в основном на участке в близи набегающих ветви. На этих участках нормальные касательные напряжения и по дуге и по толщине приобретаемой максимальные значения.

Ключевые слова: фотоупругость, оптический активный материал, конвейерная прокладка, квазиглавные напряжения, полиуретан, деформация.

RESEARCH BY PHOTOELASTICITY OF COVER STRIPES UNDER VARIOUS LOADING CONDITIONS

Tojiyev R.J.[1], Akhroro A.A.[1], Gerasimov M.D.[2]

1.Fergana polytechnic institute, Fergana

2.Belgorod State Technological university named after V.G.Shukhov, Belgorod

The article presents a series of experiments on the stress state of a conveyor belt, studied by the method of photoelasticity under different loading conditions of models of belts of optically active materials. Also, experiments were carried out with drums of various diameters and with different tensile and circumferential forces.

The obtained regularities of normal and tangential stresses show that the traction force is transmitted to the belt mainly in the area near the oncoming branches. In these sections, normal tangential stresses along both the arc and the thickness of the acquired maximum values.

Keywords: photoelasticity, optical active material, conveyor lining, quasi-main stresses, polyurethane, deformation.

В работе приведено аналитическое исследование конвейерных лент работающей в условиях изгиба, растяжения и при передаче ей от барабана окружного усилия, возникает сложное напряженное состояние, и ими было описано предложенной системой интегральных уравнений [1].

Предложенными интегральными уравнениями определен характер изменения касательных и нормальных напряжений по дуге обхвата и по толщине ленты от изгиба и от окружного усилия. Ими также определен характер изменения сжимающих напряжений в конвейерной прокладке от окружного усилия и при совместном действии растяжения и от окружного усилия.

Для проверки аналитического описания напряженного состояния конвейерной ленты приведенного в работе изучено посредством метода фотоупругости [1].

Исследование методом фотоупругости основаны на свойстве оптически активных материалов сохранят пропорциональность оптической активных материалов сохранят пропорциональность оптической разности хода лучей разности напряжений от внешних нагрузок на модели из оптически активных материалов

$$\delta = \mathrm{C}\, d(\delta_1 - \delta_2) \qquad [1]$$

где δ- разность хода лучей, проходящих через модель;

C- коэффициент оптической чувствительности по напряжениям;

d- толщина исследуемой модели по линии просвечивания;

δ_1, δ_2-квазиглавные напряжение в плоскости, перпендикулярной направлению просвечивания.

Для опытов использован полиуретан на основе полиэфира. Этот материал обладает высокой оптической чувствительностью и хорошо отливается в формах. Его состав и технология изготовления моделей дана в работе [1].

После изготовления модели лент разным числом слоев, различной толщины и с необходимыми модулями упругости (модули упругости прокладки к прослойке относились 1 к 10). Исследования упругих характеристик проводились на плоской модели полиуретана, подвергавшейся растяжению. Ширина модели b=10 мм, толщина h_0=5 мм и свободная длина l_0=150 мм. Модель закреплялась в двух зажимах, из которых верхний прикреплялся к раме, а нижний – свешивался свободно. Вес нижнего зажима 100 г. Гири по 50 г. подвешивались непосредственно к зажиму. Деформации образца измерялись КСП-5. Измерялись перемежения точек, лежащих в среднем сечении образца, и оптическая разность хода лучей δ.

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \qquad [2]$$

где l_0 −длина недеформированного образца;

l −длина недеформированного образца.

Результаты опытов приведены на рис. 1 На горизонтальной оси графика отложены значения разностей хода лучей δ в делениях компенсатора, на вертикальной оси – напряжения σ, в соответствующих масштабах.

Как следует из графика зависимость разности хода лучей δ от напряжения σ-линейная, оптический коэффициент упругости С-величина постоянная в изучаемых пределах деформации.

Таким образом, уравнение Вертгейма для одноосного растяжения сохранять вид [2]:

$$\delta = C\, d\, \sigma \qquad [3]$$

где σ-напряжения, отнесенные к деформированному поперечному сечению;

d- толщина модели;

C-оптический коэффициент упругости.

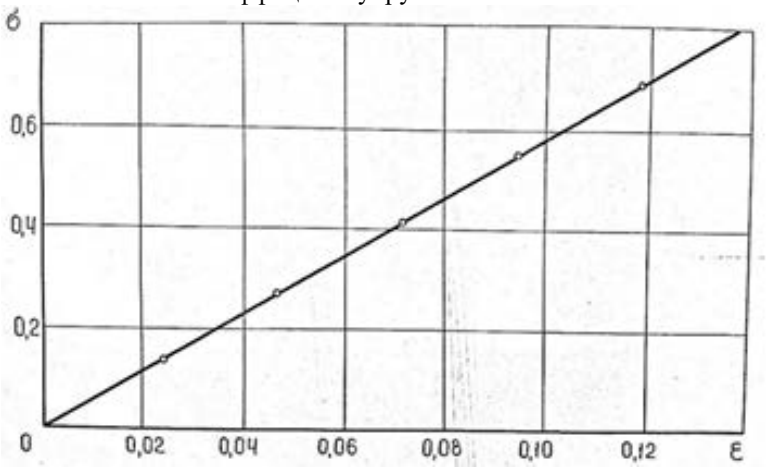


Рис. 1- Зависимость $\sigma(\varepsilon)$ для полиуретана (модуль упругости E=24,6 кгс/см^2)

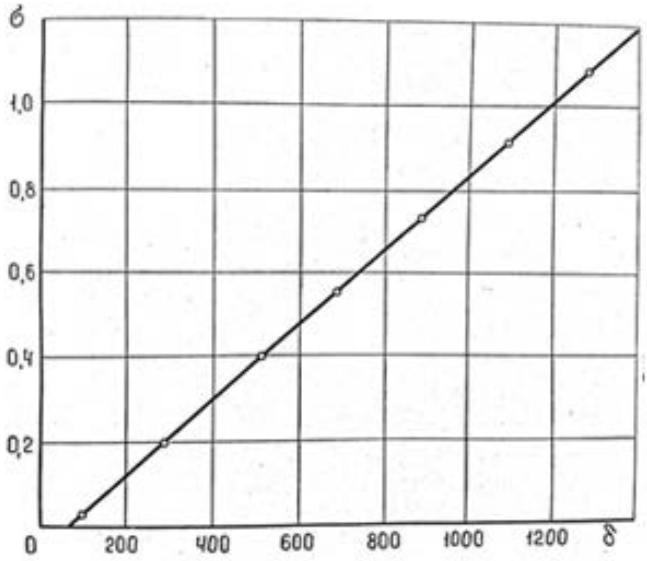


Рис.2- Зависимость $\sigma(\delta)$ (модуль упругости E=2,46 кгс/см^2)

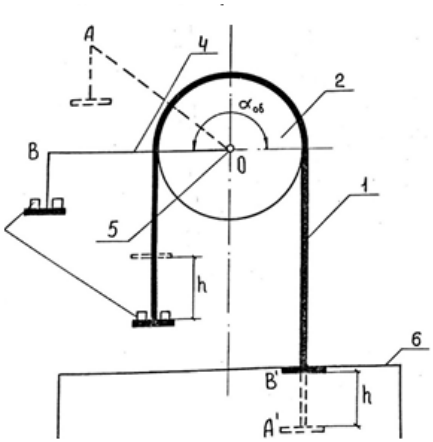


Рис.3- Схема нагружения модели

Нормальные и касательные напряжения для всех 3-х случаев нагружения оптическая разность хода δ и направление главных напряжений φ измерялис, как отмечалось, на координатно-синхронном поляриметре КСП-5 с компенсатором краснова (рисунок 4).

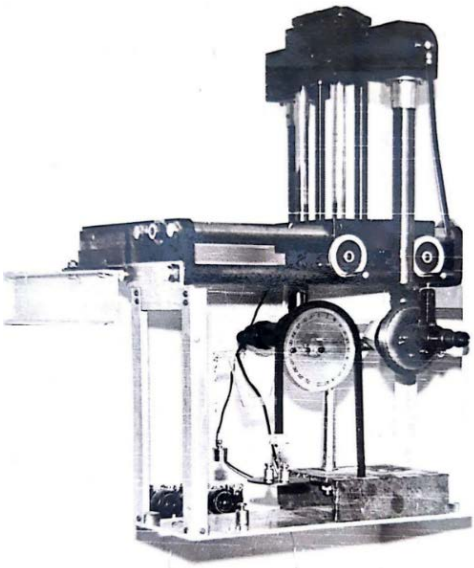


Рис.4. Координатно-синхронным поляриметр КСП-5 компенсатором Красного

В результате исследований по методу фотоупругости установлено, что на напряженное состояние лент существенно влияет характер их нагружения.

На рисунке 5 показаны эпюры нормальных и касательных напряжений в полиуретаном образце многослойной ленты общей толщиной 12 мм (две прокладки толщиной по 3 мм и три прослойкой толщиной по 2 мм) и шириной 10 мм, нагруженной слева силой $S_{нб}$ =0,7 кгс, справа силой $S_{сб}$ =0,7 кгс и огибающей барабан диаметром 150 мм.

Анализируя закономерности распределения напряжения по толщине ленты и по дуге обхвата видим, что величина нормальных и касательных напряжений при передаче тягового усилия в месте набегания при переходе прямолинейного участка к изогнутому быстро увеличивается. Максимальное напряжение возникает при α = 10-15^0. Оно незначительно уменьшается на участке дуги обхвата до 30^0 (рисунок 5), а на участке дуги обхвата 30^0-70^0 напряжение начинает заметно уменьшается.

Из эпюр напряжений в по перечном сечении образца ленты (рисунок 5) следует, что между слоями напряжения изменяются скачкообразно. Это объясняется тем, что напряжения в несущих слоях ленты с высоким модулем упругости значительно выше, чем в низкомодульных прослойках, при одинаковой величине из деформации.

В изогнутых образцах наблюдается растянутся и сжатая зоны.

Наибольшее значение приобретают растягивающие напряжения в верхних прокладках в начале зоны контакта в пределах дуги до 30^0, а затем постепенно уменьшаются (рисунок 5).

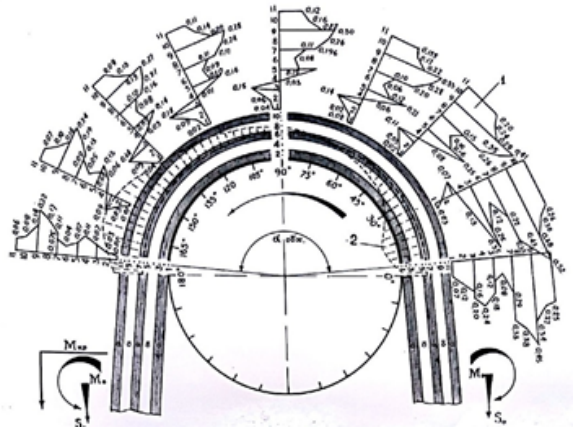


Рис.5. График определения нормальных и касательных напряжений по дуге обхвата при совместном действии растяжения, изгиба и окружного усилия

Сжатая зона увеличивается на участке контакта ленты лента с барабаном в пределах дуги до 60^0. Затем она плавно уменьшается до 90^0 и в пределах угла обхвата от 120^0 до 150^0 опять увеличивается. На переходе от изогнутого к прямолинейному участку ленты нормальные напряжения в прокладках постепенно стабилизируется.

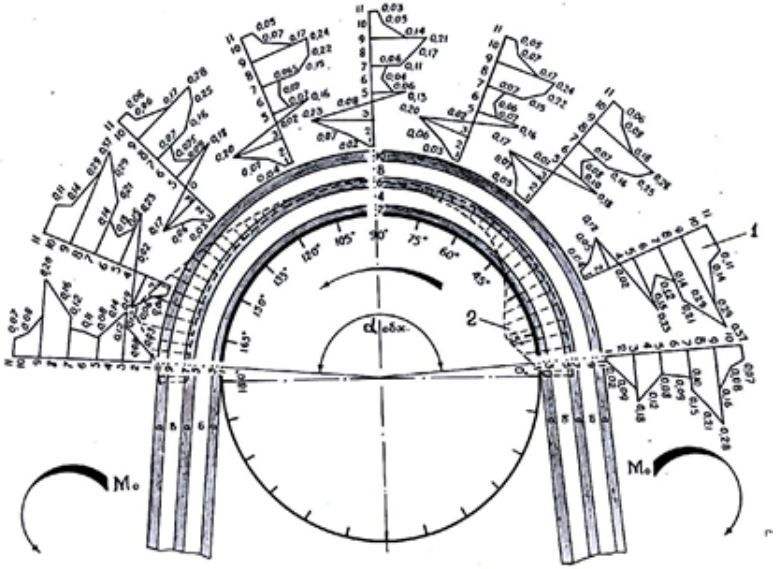


Рис. 6- График распределения нормальных и касательных напряжения по дуге обхвата при изгибе

При чистом изгибе многослойной ленты зона сжатия больше, чем при изгибе с растяжением. Окружное усилие оказывает существенное влияние в зоне дуги обхвата от 0^0 до 70^0. При дуге обхвата от 150^0 до 180^0 наблюдается уменьшение сжатой зоны.

В пределах дуги обхвата от 70^0 до 150^0 напряжения мало изменяются. Известно, что окружное усилие передается через ниже лежащие слои ленты. Поэтому окружное усилие намного уменьшает сжатую зону и меньшей степени влияет на напряжения в верхних слоях ленты, что приводит к смешению нейтральной линии. Опыты проводились с барабанами различных диаметров и при разных растягивающих и окружных усилиях. С изменением диаметров барабанов изменяются зоны сжатия и растяжения а также смещается нейтральная ось. С увеличением диаметров барабанов нейтральная ось образца ленты проходит ближе к поверхности барабана.

Полученные закономерности нормальных и касательных напряжений показывает, что тяговое усилие передается ленте в основном участке в близи набегающей ветви. На этих участках нормальные касательные напряжения и по дуге и по толщине приобретают максимальные значения.

При изгибе без окружного усилия эпюры касательных и нормальных напряжений симметричны относительные оси ОХ (рисунок 6). Это подтверждается работой в отношении монолитной игдантиновой полосы.

Анализ напряжений в моделях по методу фотоупругости установлено, что на напряженное состояние лент существенное влияет характер их нагружения.

Список литературы

1.Тожиев Р.Ж., Исследование усталостных свойств резинотканевых конвейерных лент с целью повышения их долговечности. Диссертация, Киев,1977.
2.Фрохт М. Фотоупругость. Гостехиздат, т.1,1948, т.2,1950.

УДК 621.824.2

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВАЛА С ПОПЕРЕЧНЫМ ОТВЕРСТИЕМ ПРИ СОВМЕССТНОМ ДЕЙСТВИИ ИЗГИБА И КРУЧЕНИЯ

[1]Тожиев Р.Ж., [1]Садуллаев Х.М., [1]Сулаймонов А., [2]Герасимов М.Д.

1.Ферганский политехнический институт,г.Фергана

2.Белгородский Государсвенный технологический университет им. В.Г.Шухова,г.Белгород

Данная работа посвящена вопросам исследования напряженного состояния консольных валов с поперечным отверстием при совместном действии изгиба и кручения.

Исследование проводилась с использованием поляризационно-оптического метода путем "замораживание" модели в результате которого получены четкие изоклины, свидетельствующие характер напряженного состояния вала.

Изучая в поляризованном свете семейства срезов в разных плоскостях и решая для каждого из срезов плоской задачи теории упругости определено объемное напряженное состояние исследуемой модели.

Полученные картины и графики показывают, что отверстия значительно влияет на напряженное состояние вала.

Ключевые слова: сложное напряженное состояние, тензометрирование, поляризационно оптический метод, изгиб, кручение, замораживание, высокоэластическое состояние.

STRESSED CONDITION OF A SHAFT WITH A CROSS HOLE DURING JOINT ACTION OF BENDING AND SPINNING.

Tojiyev R.J.[1], Sadullayev Kh.M.[1], Sulaymonov A.[1], Gerasimov M.D.[2]
1.Ferghana Polytechnic Institute, Fergana
2.Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

This work is devoted to the study of the stress state of cantilever shafts with a transverse opening under the combined action of bending and torsion.

The study was carried out using the polarization-optical method by "freezing" the model, which resulted in clear isoclines, indicating the nature of the stressed state of the shaft.

Studying the family of slices in different planes in polarized light and solving for each of the slices the plane problem of the theory of elasticity, the volumetric stress state of the model under study is determined.

The obtained pictures and graphs show that the hole significantly affects the stress state of the shaft.

Keywords: complex stress state, strain gauging, polarization-optical method, bending, torsion, freezing, highly elastic state.

В конструкциях механизмов строительных и дорожных машин используются валы, ослабленные одним или двумя поперечными круговыми отверстиями, работающие как консольная балка и испытывающие сложное напряженное состояние из-за совместного действия изгиба и кручения. Наличие сложных напряжений приводить быстрому выходу из строя валов с поперечным отверстием.

Поэтому исследование, подобных валов имеет большое значение. Такие задачи аналитическим путем при чистом изгибе были решены в работах [1; 2.].

Экспериментально (путем тензометрирования и оптическим методом) валы с поперечными круговыми отверстиями отдельно на изгиб и на кручение исследовались в работах [3; 5].

Но до настоящего времени отсутствуют решения валов с поперечными отверстиями при совместном действии изгиба и кручения.

В большинстве случаев, за исключением не большого числа решенных уже частных вопросов [4-9], даже теория упругости бессильна дать соответствующие формулы, по которым можно было бы производить расчет на прочность такого рода деталей.

В связи с этим при решении большинства технических задач приходиться обращаться к экспериментальным методам определения напряжения. Одним из самых эффективных экспериментальных мето-

дов определения напряжений является поляризационно оптический метод.

Для исследования распределения напряжения при совместном действии изгиба и кручения изготовлена модель (валик с поперечным отверстием) из оптического активного материала ЭД-6М, который представляет собой высокополимер, полученный путем отверждения эпоксидной смолы малеиновым ангидридом (Рисунок 1)[1].

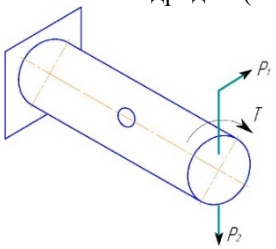


Рис. 1 модель (валик с поперечным отверстием)

Модель с жестко закрепленными в нагрузочном приспособлении “замораживалась” при нагрузке (Рисунок 2)

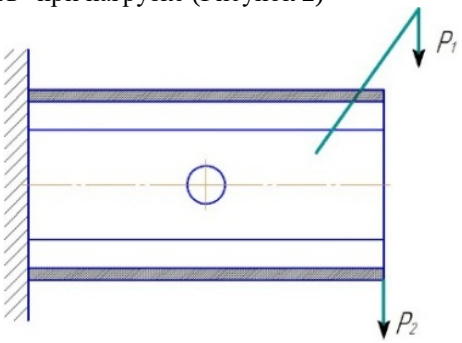


Рис. 2 Модель жестко закрепленная в нагрузочном приспособлении

Решение пространственных задач поляризационно – оптическим методом как известно связано с явлением “замораживания” деформированного состояния в исследуемой модели.

Если нагруженную модель ввести в высокоэластическое состояние, а затем медленно снижать температуру до комнатной, то при снятии нагрузки напреженное состояние модели сохраняется и при последующей разрезке модели на тонкие пластинки (срезы) [1].

Соблюдая выше сказанное “замороженная” модель разрезалась на три семейтсва срезов параллельно координатным плоскостям и под углом 45^{o} (см. Рисунок 3).

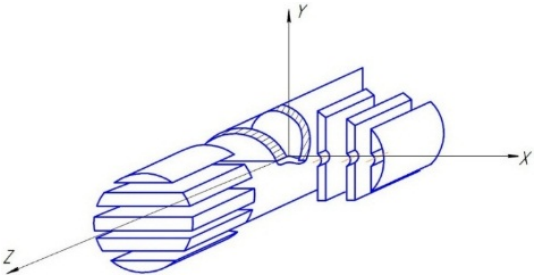


Рис. 3 Срезы модели

Отдельные срезы исследовались в поляризованном свете на установке КСП – 5, с компенсатором Краснова и фотографировались при монохрома-тическом свете круговым полярископом черные и белые полосы для исследования изохромы.

Во всех срезах модели наблюдалась четкая изоклина (см. Рисунок 5,6).

Это свидетельствует о том, что стеновые срезы валика находятся в плоско напряженном состоянии.

Изучая в поляризованном свете семейства срезов модели и решая для каждого из срезов задачу плоской теории упругости определили объемное напряженное состояние исследуемой модели (Рисунок 4).

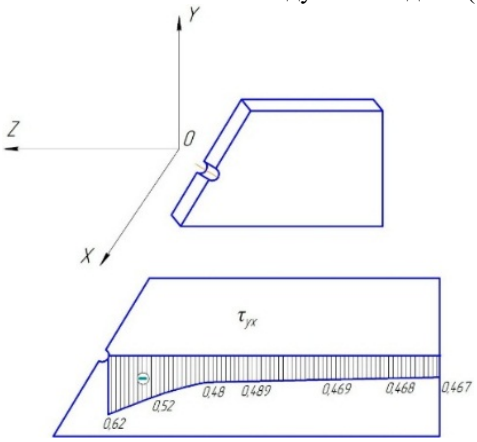


Рис. 4. Объемное напряженное состояние исследуемой модели

Как известно для полного решения пространственной задачи необходимо знать в каждой точке шесть независимых величин, а по данным оптических замеров получается лишь пять независимых величин.

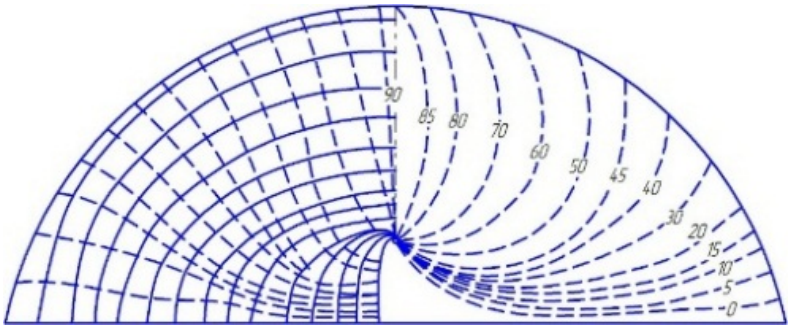


Рис. 5. Изоклиника модели

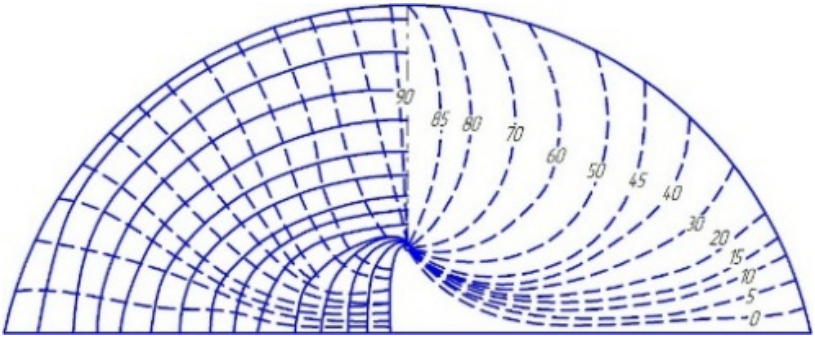


Рис. 6. Изоклиника модели

Шестая независимая величина определяется численным интегрированием дифференциальных уравнений равновесия [3].

Пространственная задача решается на основе следующих данных:

$\delta_{xy}, \delta_{yz}, \delta_{xz}$ - оптические разности хода в среза, вырезанных параллельно координатным плоскостям

XOY, YOZ, XOZ;

$\varphi_{xy}, \varphi_{yz}, \varphi_{xz}$- соответствующие параметры псевдоизоклины; ΔX, ΔY, ΔZ – приращения координат; t_1, t_2, t_3 - толщины исследуемых срезов; $б_n$- нормальное напряжения в начале интегрирования; C – оптическая постоянная материала модели при температуру замораживания. Расчет касательных напряжений производится по формулам

$$\tau_{xy}^{i} = \frac{\delta_{xy}^{i}}{2Ct_1} Sin2\delta_{xy}^{i} = \frac{1}{2}(\sigma_1^I - \sigma_2^I)_{xy} Sin2\delta_{xy}^{i};$$

$$\tau_{yz}^{i} = \frac{\delta_{zy}}{2Ct_2} Sin2\varphi_{yz}^{i} = \frac{1}{2}(\sigma_1^{II} - \sigma_2^{II})_{yz} Sin2\varphi_{yz}^{i};$$

$$\tau_{xz}^{i} = \frac{\delta_{xz}^{i}}{2Ct_3} Sin2\varphi_{xz}^{i} = \frac{1}{2}(\sigma_1^{III} - \sigma_2^{III})_{xz} Sin2\varphi_{xz}^{i};$$

где σ_e^I, σ_e^{II}, σ_e^{III}, - псевдоглавные напряжения в срезах, вырезанных параллельно координатным плоскостям XOY, YOZ, XOZ; $\tau_{xy}^{i}, \tau_{yz}^{i}, \tau_{xz}^{i}$ - касательные напряжения в *i* – й точке рассматриваемого сечения.

Для вычисления нормальных составляющих напряжения в точках сечения, выбранного параллельно какой – либо из осей координат, требуется вычислить численное интегрирование соответствующего уравнения равновесия. Так при интегрировании вдоль оси *OX* имеем

$$\sigma_x^i = \sigma_x^{i-1} - \sum_{i=1}^{n} \frac{\Delta\tau_{xy}^{i}}{\Delta Y_i} \Delta X^i - \sum_{i=1}^{n} \frac{\Delta\tau_{xz}^{i}}{\Delta Z} \Delta X^i;$$

где $\sigma_x^i = \sigma_x^{i-1}$ - нормальное напряжение $\boldsymbol{\sigma}_x$ в *i* - й и (*i - 1)*- й точках намеченного сечения;$\Delta\tau_{xy}^{i}$, $\Delta\tau_{xz}^{i}$ - разности касательный напряжений τ_{xy} и τ_{xz} и в точках лежащих в плоскости перпендикулярной к прямой *OX*.

Два других нормальных напряжения вычисляются по формулам

$$\sigma_y^i = \sigma_x^i - \frac{\delta_{xy}^{I}}{ct_1} Cos2\varphi_{xy}^{i} = \sigma_x^i - (\sigma_1^I - \sigma_2^I)_{xy} Cos2\varphi_{xy}^{i}$$

$$\sigma_z^i = \sigma_x^i - \frac{\delta_{xz}^{I}}{ct_3} Cos2\varphi_{xz}^{i} = \sigma_x^i - (\sigma_1^{III} - \sigma_2^{III})_{xz} Cos2\varphi_{xz}^{i}$$

Нам известно, что разность фаз

$$\delta = t(\sigma_1^I - \sigma_2^I)C \qquad \text{(а)}$$

Согласно диаграмме напряжений Мора, она связана соответствующими напряжениями по осям координат соотношением

$$\sigma_1^I, \sigma_2^I = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_z - \sigma_y + 4\tau_{xy}^2} \qquad \text{(б)}$$

Замеряют разности псевдоглавных напряжений в соответствии с уравнением (б), затем рассчитывать главные напряжения по уравнению (а) и элементарной теории прочности.

Для проверки правильности эксперимента, вдали от отверстия (по сечениям сплошного вала) определились напряжения и сравнивались по обычным формулам (по III-теории прочности) [10] для расчета кругового вала при совместном действии изгиба и кручения.

Для определения коэффициента концентрации напряжения у отверстия, периметр отверстия делился на 24 части (центральные углы по 15 град.) и определялись напряжения в каждой точке. Отсюда взяли наибольшие напряжение / $Б_{max}$ / и разделили на номинальное напряже-

ние / σ_H / в этой же точке без отверстия. У нас коэффициент концентрации равен

$$K_\alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_H} = 2{,}14;\ \sigma_{max} = \frac{\delta}{ct} = 1.18;$$

$$\sigma_H = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{kp}^2} = 0{,}84$$

Из Рисунок 7 видно, что построенные эпюры нормальных и касательных напряжений в срезах модели у отверстия валика резко меняются : например

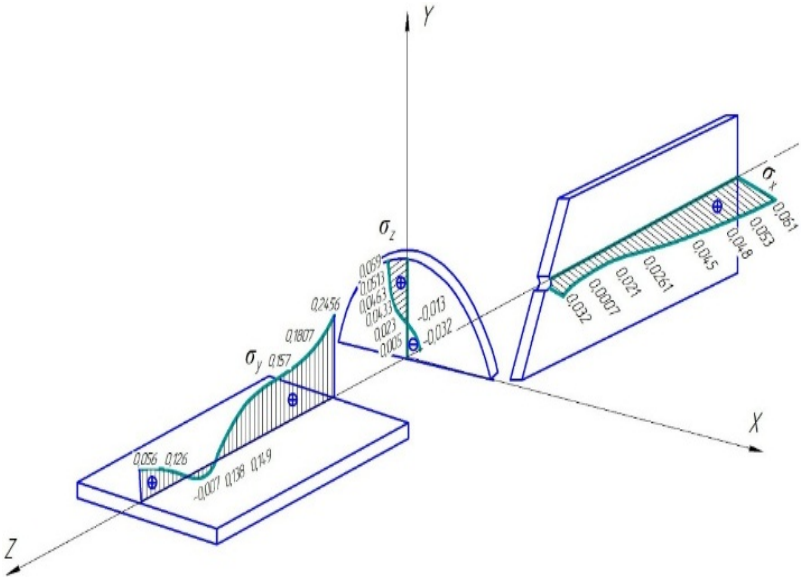


Рис. 7. Эпюры нормальных и касательных напряжений в срезах модели

I. Первый (I) срез находится на плоскости *XOZ*

а) Номинальные напряжения в близи отверстия резко увеличиваются (зона действия I0 мм), а затем постоянно затухают.

б) Наибольшие касательные напряжения возникают у кромки отверстия, а затем постоянно уменьшаются до 0 и увеличиваются с обратным знаком до предела.

II. Второй срез (2) находится на плоскости *XOY*

а) Наибольшие нормальные напряжения возникают у отверстия и на поверхности среза. Изотропная точка (точка перехода от растяжения к сжатию) находится не в точке 0, а смещена вверх на 5 мм.

б) Наибольшие касательные напряжения возникают у кромки отверстия и поверхности вала; в середине по оси OY напряжения равны нулю. Тот же срез в плоскости УОХ. Наибольшие касательный напряжения возникают у кромки отверстия, из-за чего смещается нулевая точка.

Изоклины и линии главных нормальных напряжений (Рисунок 8) указывают на неравномерность распределения напряжений; расположение нулевых изоклин даёт нам действительные пределы, в которых наблюдается неравномерность распределения напряжений, являющаяся следившем выкружки указанной на чертеже формы.

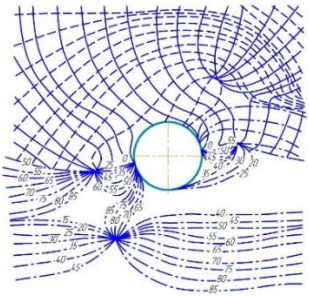


Рис. 8. Изоклины и линии главных нормальных напряжений

III. Третий срез находится в плоскости *УОХ.*

а) Наибольшие нормальные напряжения возникают у кромки отверстия, а затем затухают, но к месту зажима значительно увеличиваются.

б) Наибольшие касательные напряжения возникают у кромки отверстия, а затем постепенно уменьшаются (10мм) до определенного предела и остаются постоянными.

Анализируя напряженное состояние валика с поперечным отверстием при совместном действии изгиба и кручения можно сделать следующие с основные выводы:

1. Методом фотоупругости можно определить коэффициент концентрации напряжения у отверстия вала при совместном действии изгиба и кручения (см. Рисунок 9)

2. Полученные картины полос, изоклин и изостат в каждом срезе показывают, что плоские срезы валика находятся в плоском напряженном состоянии. Значит нужно определить напряженное состояния

каждой пластины отдельно методом фотоупругости. На основании этих данных можно получить общую картину напряженного состояния валика с поперечным отверстием.

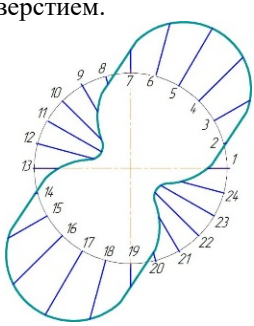


Рис. 9. Метод фотоупругости

3. Картина изоклин, изостат и распределения напряжения у отверстия показывают, что точка перехода от растяжения к сжатию сместилась (52^0 от оси OX). Кроме того, нормальные и касательные напряжения у отверстия резко возрастают. Это позволяет сделать вывод, что отверстие в валике значительно влияет на напряженное состояние валика при совместном действии изгиба и кручения.

Качественная картина напряженного состояния, полученная оптическим методом в целом дает возможность судить о действительном напряженном состоянии валика с поперечным отверстием.

Список литературы

1. Напряжения и деформации в деталях и узлах машин. под. ред. проф. Н.И. Пригоровского. М., Машгиз, 1961
2. В.И. Водопьянов, А.Н.Савкин, О.В.Кондратьев. Сопротивление материалов с примерами и задачами: учеб. пособие Волгород.2012.
3. Дюрелли А., райли У. Введение в фотомеханику (поляризационно-оптической метод) перевод с английского.М., Мир,1970
4. Серенсен С.В., Котаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчёты деталей машин на прочность.М., Машгиз, 1963
5. *Александров,* В. Д. Потапов, Б. П. Державин *А. В.* Сопротивление материалов : учеб. для вузов / - М.: Высш. шк.,2003. -560с.
6. *А. Г. Горшков.* В. Н. Трошин, В. И. Шалашилин. Сопротивление материалов : учеб. пособие / - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. - 544 с.
7. Н. А. Костенко [и др].Сопротивление матер иалов : учеб пособие - М.: Высш. шк., 2004. - 430 с.
8. *М. Д. Подскребко,* Сопротивление материалов : учеб. /- Минск : Выш. шк., 2007. - 797 с.
9. *Н. М. Беляев,* Сопротивление материалов / - М.: Наука, 1976.-607 с.
10. Филоненко-Бородич М.М. Механические теории прочности, М.,1961.

УДК 629.33

КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРЕНДЫ В КОММЕРЧЕСКОМ АВТОТРАНСПОРТЕ

***Трушин Н.Н.*[1]**

1. ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

В статье рассматриваются некоторые характерные особенности конструкций грузовых автомобилей, автобусов и других автотранспортных средств, которые были представлены на Московской международной выставке коммерческого автотранспорта COMTRANS-2019.

Ключевые слова: грузовые автомобили, автобусы, конструкции.

TYPICAL SOLUTIONS FOR COMMERCIAL VEHICLES

***Trishin N.N.*[1]**

1. Tula State University, Tula

The article discusses some characteristic features of the designs of trucks, buses and other vehicles, which were presented at the Moscow international exhibition of commercial vehicles COMTRANS-2019.

Key words: trucks, buses, constructions.

С 3 по 7 сентября 2019 г. в Москве в выставочном центре "Крокус-Экспо" состоялась очередная 15-я международная выставка коммерческого автотранспорта. Выставки серии COMTRANS традиционно проходят в Москве каждые два года. В выставке 2019 г. приняли участие многие ведущие автостроительные компании: отечественные КамАЗ, ГАЗ, МАЗ, УралАЗ, ЯМЗ, иностранные – DAF, Ford, FUVA, HINO, Hyundai, ISUZU, IVECO, JAC, Kögel, KRONE, MAN, Mercedes-Benz, Renault, Schmitz Cargobull, Voith, Volvo, Webasto, Wielton, Yutong, Zanotti, ZF и многие другие.

В трёх павильонах и на открытой площадке общей площадью более 44000 м^2 были представлены многочисленные образцы грузовых автомобилей, седельных тягачей, автобусов, электробусов, автомобилей коммунального и специального назначения, прицепов и полуприцепов. На выставке были также предложения продукции и услуг от компаний, работающих в области производства комплектующих и запасных частей, технического обслуживания и ремонта, смазочных материалов и технических жидкостей, организации транспортных потоков. Всего в выставке приняли участие 230 компаний из 28 стран мира.

Подробная информация о выставке COMTRANS представлена на сайте *https://www.comtransexpo.ru/*.

Анализ конструкций автотранспортных средств разных производителей и технологий их изготовления показывает существование ряда характерных тенденций в современном автомобилестроении. В период 2016-2019 гг. автор участвовал в работе других аналогичных московских выставок: Автомеханика-MIMS, Busworld Russia, Московский международный автосалон ММАС, Строительная техника и технологии ССТ. В результате анализа конструкций механизмов и машин различного происхождения представилась возможность систематизировать характерные направления развития и совершенствования автомобильного транспорта. Отметим, что на выставке 2019 г. автозавод КамАЗ представил легендарный грузовой автомобиль КамАЗ-5320 с номером 0000001, и каждый посетитель выставки мог сравнить современные технологии автомобилестроения с технологиями 1976 г., когда с конвейера сошёл первый камский грузовик. Желающие могут обратиться к научно-популярной книге [1], вышедшей на языке оригинала в 2001 г., в которой рассмотрены основные конструктивные решения для автомобилей по состоянию на начало XXI века. При этом можно оценить, насколько далеко продвинулись автомобильные технологии за последние 15-20 лет. К сожалению, некоторые современные учебные пособия по устройству автомобиля опираются на доступную информацию по машинам советской разработки, не отражая инновационные технологии в сфере автотранспорта. На наш взгляд, качественным изданием по устройству автомобилей является учебник [2], написанный авторским коллективом МГТУ "МАДИ". Конструкторские и технологические аспекты современных автомобилей и тракторов с точки иностранных инженеров изложены, в частности, в объёмных англоязычных изданиях [3-8]. Большие объёмы информации по конструкциям автотранспортных средств сконцентрированы в патентных базах данных ведущих стран мира.

Рассмотрим далее некоторые характерные конструктивные особенности коммерческого автотранспорта, представленного на выставке COMTRANS-2019.

В современных автомобилях очень широко применяются, кроме традиционных стали и чугуна, сплавы лёгких металлов и полимерные материалы. Низколегированные стали многие годы вытесняют углеродистые стали для элементов сильно нагруженных автомобильных рам и кузовов. Автомобильные конструкторы также стремятся заменять стальные и чугунные детали деталями, изготовленными из высокопрочных неметаллических материалов.

В процессах проектирования очень широко применяются методы компоновки автотранспортных средств на основе хорошо зарекомендовавших себя агрегатов и комплектующих. Так, например, в грузовых автомобилях и автобусах различных производителей применяются дизельные двигатели Cummins, сцепления, механические и гидромеханические коробки передач, передние и задние мосты ZF, автоматические коробки передач Allison и Diwa, тормозное оборудование WABCO и Haldex, самосвальное оборудование Hyva и Meiller, климатические системы Webasto. Автомобили российских автозаводов также во многом используют технически сложные агрегаты зарубежного происхождения.

Жёсткие экологические требования Евро 5 и Евро 6, предъявляемые к автомобильным двигателям, вынуждают автопроизводителей оснащать свою продукцию нейтрализаторами выхлопных газов и соответствующей диагностической аппаратурой. С другой стороны, ведущие автопроизводители расширяют свои модельные ряды электромобилей. Так, компания Volvo показала в Москве беспилотный седельный тягач на электрической тяге. Отечественные автозаводы также представляют свои электромобили и электробусы, но запас хода электробусов между подзарядками все ещё невелик – порядка 60-80 км. Поэтому электробусы КамАЗ/НефАЗ оснащаются зарядными устройствами, размещёнными на крыше и предназначенными для быстрой зарядки аккумуляторов на маршруте движения. На московских выставках Электротранс-2018 и Busworld-2018 российская компания "Транспортные системы" экспонировала электробус "Пионер" с 4-колёсным прицепом, на котором размещаются аккумуляторы ёмкостью 150 кВт/ч. Необходимая продолжительность пробега такого электробуса обеспечивается периодической заменой прицепа с аккумулятором. Прицепы-аккумуляторы можно заряжать отдельно и доставлять на маршруты эксплуатации электробуса по мере необходимости. Однако, сама идея электробуса с прицепными аккумуляторами далеко не новая: ещё в 1970-х гг. экспериментальные 100-местные электробусы с прицепом, созданные совместно с компаниями MAN, Bosh и Varta, эксплуатировался в некоторых городах ФРГ [9]. Существенным недостатком такого технического решения является ухудшение маневренности электробуса.

На выставке 2019 г. были представлены седельные тягачи и автобусы с двигателями, работающими на сжиженном природном газе. Данная технология по сравнению с автомобилями, оснащёнными двигателями, работающими на сжатом газе, позволяет существенно увеличить пробег автомобиля на одной заправке. Такой автомобиль со-

держит один или два изотермических резервуара типа "сосуд Дьюара", поскольку температура жидкого метана составляет минус 162ºС. Однако, автомобили, работающие на сжиженном газе, требуют специальных заправочных пунктов.

Достаточно широко на выставке были представлены седельные тягачи с колёсными формулами 4×2, 6×2, 6×4 и 6×6, поскольку автопоезда являются основным средством перевозки грузов (протяжённость автомобильных дорог с твердым покрытием в РФ составляет порядка 1 млн. км). Представленные на выставке тягачи с колёсной формулой 6×2 оснащены поддерживающей осью с пневматическим приводом подъёма-опускания. Управление дополнительной осью может осуществляться вручную либо автоматически в зависимости от величины нагрузки на тягач. Подвеска и ведущих, и поддерживающих мостов седельных тягачей выполнена, как правило, на основе пневматических элементов.

Отметим некоторые особенности построения трансмиссий грузовых автомобилей. Ведущие производители магистральных грузовиков и седельных тягачей применяют в ведущих мостах гипоидные главные передачи с относительно низким передаточным отношением. Так, например, передаточное отношение главной передачи седельного тягача КамАЗ-6569 составляет 2,278. При этом планетарные редукторы в ступицах ведущих колёс отсутствуют. В то же время грузовые автомобили всё чаще оснащаются 12-ступенчатыми и 16-ступенчатыми механическими роботизированными коробками передач; в некоторых междугородных автобусах (например, в автобусах MAN) устанавливаются 12-ступенчатые коробки передач.

Такие многоступенчатые коробки передач содержат основную коробку, передний и задний делители передач. Они имеют 2-4 повышающие передачи и 2-4 передачи заднего хода. Такими свойствами обладают, например, коробки передач ZF TraXon, имеющие диапазон регулирования 16,78. Низшая "ползучая" передача в трансмиссии позволяет плавно стронуть с места тяжело нагруженный автопоезд и обеспечивает длительное движение тягача с постоянной скоростью порядка 0,5 км/ч. Однако, низкое передаточное отношение главной передачи приводит к увеличению нагрузки на карданный вал по сравнению с двухступенчатой главной передачей (коническая и цилиндрическая передачи или коническая передача и колёсные редукторы).

В кабине водителя грузовика традиционный напольный рычаг переключения передач может отсутствовать, небольшой рычаг управления коробкой передач при этом размещается под рулевым колесом. Управление такими коробками передач и сцеплением осуществляется

с помощью сервоприводов и программируемых контроллеров, позволяющих гибко менять и настраивать алгоритмы переключения передач. Большое количество передач в коробке позволяет производить последовательные переключения "перескакивая" через 1-2 смежные ступени.

Ряд зарубежных компаний (Voith Turbo, ZF и др.) предлагает гидродинамические ретардеры как автономные агрегаты для дополнительного оснащения грузовых автомобилей и автобусов. Ретардер, или тормоз-замедлитель, позволяет получать постоянный тормозной момент в пределах широкого диапазона частот вращения карданного вала, что и обусловило использование гидравлических ретардеров на скоростных и тяжёлых транспортных средствах – грузовиках и автобусах.

Во многих случаях ретардеры интегрируются в коробку передач. Автономный ретардер представляет собой устройство, которое устанавливается на выходе штатной коробки передач и карданной передачей, либо ретардер устанавливается в разрыв между двумя частями карданного вала. Система автоматического управления ретардером интегрируется с основной тормозной системой автомобиля, в результате чего обеспечивается плавное торможение автомобиля, поддерживается постоянная скорость при движении под уклон, снижается скорость износа тормозных накладок. В качестве рабочей жидкости в ретардере может использоваться масло, вода или антифриз.

Современный автотранспорт интенсивно насыщается всё более разнообразными функциями технической диагностики. Количество оперативно контролируемых параметров непрерывно увеличивается: это, например, контроль износа тормозных накладок, контроль давления в каждой шине, величина нагрузок на оси, контроль положения автомобиля в пространстве и многие другие, которые трудно все перечислить. Многие зарубежные и отечественные компании специализируются на разработке и внедрении микрокомпьютерных систем управления и бортовой диагностики автомобилей и прицепов. Так, в частности особое внимание проектировщики уделяют рулевому колесу. На рулевом колесе и в подрулевом пространстве может устанавливаться порядка 10-20 дополнительных элементов (переключателей) для управления автомобилем.

Глубокая автоматизация функций управления автотранспортными средствами и насыщения их средствами оперативной диагностики обусловили высокое потребление электрической энергии. В связи с этим многие грузовые автомобили и автобусы оснащаются двумя-

тремя генераторами. Три генератора характерны для больших городских и междугородных автобусов.

Изготовили прицепов и полуприцепов наряду с производителями автомобилей также демонстрируют высокий технический уровень для своей вроде бы "пассивной" продукции. Так, полуприцепы-контейнеровозы и полуприцепы-тяжеловозы имеют механизированные раздвижные и расширяемые рамы, а полуприцепы-фургоны могут изменять форму своей крыши с плоской на шатровую. Самосвальные полуприцепы могут оснащаться многопозиционным гидравлическим приводом управления положением заднего борта кузова. Так, полуприцепы Kögel оснащены системой централизованной накачки шин и диагностикой величины износа тормозных накладок. Прицепной состав наряду с автомобилями активно оснащается многочисленными функциями управления и средствами диагностики. В прицепах и полуприцепах также активно внедряются средства телематики, позволяющие дистанционно управлять ими с помощью смартфона.

Обратная сторона технического прогресса в автомобильной промышленности – высокая стоимость новых автотранспортных средств. Седельный тягач типа 4×2 имеет стоимость порядка 85 тыс. евро плюс немалая стоимость полуприцепа. Поэтому в сфере коммерческого автотранспорта активно рекламируется услуга по приобретению небогатыми автотранспортными предприятиями грузовиков, автобусов и иной новой техники в лизинг. Очевидно также, что прогрессивные конструкторские решения требуют высокой культуры технического обслуживания и приводят к удорожанию эксплуатации столь сложных автотранспортных средств.

В заключении отметим, что данный материал отражает только собственные наблюдения автора и не претендует на глубину анализа всех тенденций развития и совершенствования автомобильного транспорта. Вне рассмотрения остались, например, вопросы двигателестроения, в сфере которого за последние 15-20 лет также наблюдаются громадные достижения. Основные тенденции развития автотранспорта, как и всей техники в целом, показывают, что инновационные решения возникают на совместном творческом сочетании различных традиционных технологий из областей механики, электротехники, электроники, гидравлики, эргономики и других отраслей науки и техники.

Список литературы

1. Даниэлс Дж. Современные автомобильные технологии. – М.: ООО "Издательство АСТ": ООО "Издательство Астрель", 2003. 223 с.
2. Основы конструкции современного автомобиля: Учебник для вузов. А.М. Иванов [и др.] – М.: ООО "Издательство "За рулем", 2012. 336 с.

3. Heisler H. Advanced Vehicle Technology. 2nd Edition. – Butterworth-Heinemann, 2002. 654 p.
4. Nanney M.J. Light and Heavy Veicle Technology. 4th Edition. – Butterworth-Heinemann, 2007. 671 p.
5. Erjavec J. Automotive Technology: A System Approach. 5th Edition. – Delmar, Cengage Learning, 2010. 1648 p.
6. Huzij R., Spano A., Bennet S. Modern Diesel Technology: Heavy Equipment Systems. 2nd Edition. – Delmar, Cengage Learning, 2014. 583 p.
7. Encyclopedia of Automotive Engineering. – John Wiley & Sons, Ltd. 2014. 2697 p.
8. Duffy O.C., Scott A.H., Wright G. Fundamentals of Mobile Heavy Equipment. – Jones & Bartlett Learning, 2019. 1406 p.
9. Электромобиль на смену автобусу // Наука и жизнь. – 1971. – № 12. – С. 48.

УДК 625.144

МОДЕРНИЗАЦИЯ СОСТАВА ДЛЯ ЗАСОРИТЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ С ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫМИ ЩЕБНЕОЧИСТИТЕЛЬНЫМИ КОМПЛЕКСАМИ

Чалова М.Ю.[1], Федасов Д.С.[1], Григорьев П.А.[1]
1. ФГБОУ ВО Российский университет транспорта (МИИТ)

Все щебнеочистительные машины должны сопровождаться составами для перевозки засорителей и удаления загрязненных отсевов. При работе щебнеочистительных комплексов требуется три состава для засорителей до модернизации. В работе предлагается модернизация состава засорителей СЗ-800, позволяющая повысить производительность, снизить затраты и время производимых работ. Также при изменении конструкции вагонов СЗ-800, с помощью наращивания и упрочнения боковых стенок, можно добиться увеличения вместимости состава на 30%. После модернизации состава для засорителей измененные габаритные размеры соответствуют ГОСТ 9238-83.

Ключевые слова: модернизация, состав для засорителей, повышение производительности, сокращение технологического окна.

THE MODERNIZATION OF THE COMPOSITION FOR WEEDS WHEN WORKING WITH HIGH-PERFORMANCE GRAVEL CLEANING COMPLEXES

Chalova M.Y.[1], Fedasov D.S. [1], Grigoryev P.A. [1]

All ballast cleaning machines must be accompanied by the train sets of cars for contaminant and removal of contaminated screenings. When working ballast cleaning machines requires three train sets for the weeds to upgrade. The paper proposes the modernization of the train set of cars for

contaminant SZ-800, which allows increasing productivity, reducing costs and time of work. In addition, when changing the design of SZ-800 cars, with the help of building and strengthening the sidewalls, it is possible to increase the capacity of the composition by 30%. After the modernization of train set of cars for contaminant, changed dimensions correspond to GOST 9238-83.

Keywords: modernization, the train set of cars for contaminant, increase in efficiency, duration reduction of track possession.

В настоящее время современный парк путевых машин представляет собой многообразие типов и конструкций. Постоянное совершенствование машинного парка позволяет выполнять поставленные перед железнодорожным транспортом задачи: полное удовлетворение народного хозяйства и населения в перевозках, значительное повышение скоростей движения поездов, повышение производительности и эффективности, снижение затрат и время производимых работ.

В настоящее время проектируются и производятся современные высокопроизводительные путевые машины, которые совместно работают с составами засорителями и во время работы им требуется ни один и ни два состава, а более. Поэтому необходимо производить составы засорителей с большей вместимостью или модернизировать существующие составы.

Состав применяется при текущем содержании и ремонте железнодорожного пути в сцепе со щебнеочистительными машинами и комплексами, уборочными машинами, машинами для очистки и нарезки кюветов и предназначен для механизированного накопления, транспортирования к месту выгрузки, выгрузки в специально отведенных местах или перегрузки в другой состав засорителей, а также других сыпучих материалов, применяемых в конструкции железнодорожного пути [1].

Все щебнеочистительные машины должны сопровождаться составами для перевозки засорителей и удаления загрязненных отсевов. Работа без специализированных составов, особенно в выемках, нулевых местах и на станциях, должна быть запрещена [2].

Состав состоит из двух одинаковых модулей. В состав каждого модуля входят пять полувагонов-накопителей и один вагон концевой. Один из полувагонов-накопителей каждого модуля имеет место оператора. Первый полувагон-накопитель (по направлению загрузки состава) каждого модуля имеет реверс движения ленты конвейера-накопителя [1]. У остальных полувагонов-накопителей движение лен-

ты только в одном направлении (от натяжного вала к приводному валу) (рис. 1).



Рис. 1. Модуль состава засорителей

При работе щебнеочистительных комплекса с ведущией машиной ЩОМ-1200 на участке ст. Яхрома – ст. Дмитров протяженностью 1700 м требуется три состава для засорителей. Предлагается модернизация состава засорителей СЗ-800. Она позволяет повысить производительность, снизить затраты и время производимых работ. Также при изменении конструкции вагонов СЗ-800, с помощью наращивания и упрочнения боковых стенок, можно добиться увеличения вместимости на 30%.

После модернизации состава засорителя измененные габаритные размеры соответствуют ГОСТ 9238-2013 [3]. При расчете высота боковой стенки модернизированного вагона с увеличенной вместимостью на 30% составляет 2670 мм, что не превышает максимальное допустимое значение установленное стандартом.

Так как стенки увеличены необходимо выполнить прочностной расчет, который доказывает, что при модернизации нарощенные стенки выдержат все необходимые нагрузки при работе. Для расчета были определены момент сопротивления стенки и требуемый момент сопротивления.

Выполненные расчеты показали что сечение стенки модернизированного вагона для засорителей отвечает требованиям прочности..

Анализ совместной работы составов для засорителей с высокопроизводительным щебнеочистительным комплексом показывает, что после модернизации требуется меньшее количество составов для засорителей и время работы на участке сокращается на 30 мин, тем самым можно сократить продолжительность «окна» для глубокой очистки щебня.

Для повышения производительности состава произведена замена скребкового конвейера на ленточный, так как обладают рядом преимуществ перед другими видами подъемно-транспортного оборудования, а именно:

— высокой производительностью, обеспечиваемой большой скоростью движения ленты;

— малыми энергозатратами;

— несложной конструкцией и простотой в эксплуатации;

— высокой надежностью;

— металлоемкость меньше.

Таким образом, модернизация позволит сократить продолжительность технологического окна повысить производительность, снизить затраты и время производимых работ.

Список литературы

1. Попович, М.В. Путевые машины: учебник / М.В. Попович, В.М. Бугаенко, Б.Г. Волковойнов и др.: под общ.ред. М.В. Попович, В.М. Бугаенко. – М.: ГОУ «Учебно – методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2009. – 820 с.

2. Воробьев, Э.В. Технология капитальных ремонтов пути: Методические указания / Э.В. Воробьева, А.А. Абрашитов, Н.В. Гирш и др.: под редакцией Э.В. Воробьева – М: МИИТ, 2012 – 108 с.

3. ГОСТ 9238-2013 Габариты железнодорожного подвижного состава и приближения строений – М.: Стандартинформ, 2014.

УДК 658.5.012.14

ОПТИМИЗАЦИЯ МЕТОДА УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ДРОБЛЕНИЯ ПО КРУПНОСТИ КОНЕЧНОГО ПРОДУКТА

Четвериков Б.С.[1], Троян С.А.[1], Любимый Н.С.[1]

1. ФГБОУ ВО Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, г. Белгород

На сегодняшний день существуют различные методики автоматизации процесса измельчения и сортировки готовой продукции на этапе проектирования. Их адаптация к влиянию внешней среды на изменение параметров на этапе эксплуатации носит систематический характер. Однако постоянное совершенствование и рост уровня микроконтроллерной техники позволяет решать задачи автоматизации технологических процессов при управлении дробильно-сортировочным производством с применением новейших современных методик и средств автоматизации. Всё это требует более подроб-

ной проработки самих методов управления, в частности, по крупности конечного продукта [1, 2].

Ключевые слова: автоматизация, дробильно-сортировочное производство, управление размером выходной щели, математическая модель.

OPTIMIZATION OF THE METHOD OF MANAGING THE CRUSHING PROCESS BY THE LARGE PRODUCT LARGE

Chetverikov B.S.[1], Troyan S.A.[1]

[1.] Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod

Nowadays there are various techniques for automating the process of grinding and sorting of finished products at the design stage. Their adaptation to the influence of the external environment on the change of parameters at the operation stage is systematic. However, continuous improvement and growth in the level of microcontroller technology allows us to solve the problems of automation of technological processes in the management of crushing and screening production using the latest modern techniques and automation tools. All this requires a more detailed study of the management methods themselves, in particular, by the size of the final product [1, 2].

Key words: automation, crushing and screening production, output slit size control, mathematical model.

В настоящее время существуют различные подходы к решению проблемы автоматизации технического процесса управления измельчением и сортировкой продукции на этапе проектирования. Их адаптация к влиянию внешней среды на изменение параметров на этапе эксплуатации носит систематический характер. Однако постоянное совершенствование и рост уровня микроконтроллерной техники позволяет решать задач автоматизации технологических процессов при управлении дробильно-сортировочным производством с применением новейших современных методик и средств автоматизации. Следовательно, требуется более подробная проработка самих методов управления, в частности, по крупности конечного продукта [1, 2].

Основным параметром управления для дробилок является размер выходной щели, характеризуемый как - b^Z. Крупность продукта дробления зависит от размера выходной щели ($z_{вх}$ - входная, $z_{вых}$ - выходная и z – текущая) и производительности дробильно-сортировочного комплекса. Чтобы обеспечивать необходимую крупность продукта дробления $z_0=z_{вых}$ необходимо управлять этим параметром.

Для того чтобы в щековых дробилках управлять процессом регулирования значений производительности и выходящей крупности дробления необходимо варьировать размер ширины выходной щели, амплитуды и частоты качания щеки [3].

Регулирование процесса дробления с требуемыми значениями крупности и производительности конусными дробилками обеспечивается, как и в щековых, за счет изменения ширины выходной щели, но путем изменения частоты вращения и эксцентриситета дробящего конуса.

Для роторных дробилок регулирование процесса дробления за счет изменения ширины выходной щели осуществляется перемещением отражательных элементов и изменением частоты вращения ротора.

Очевидно, что автоматическое регулирование размера выходной щели и параметров привода, обеспечивает технологическую гибкость при модернизации производства для выпуска продукта дробления в широком диапазоне требуемого фракционного состава.

Управление входным потоком исходного материала $Q_{вх}$ позволяет, после грубой предварительной сортировки, иметь на входе в дробильную установку исходный поток со случайным значением крупности $z_{вх}$.

Выходной поток продукта дробления $Q_{вых}$ непосредственно связан по объему с входным потоком. Требуемый фракционный состав z_0=$z_{вых}$ – величина случайная, числовые характеристики закона распределения которой зависят от крупности исходного материала $z_{вх}$, размера выходной щели b^z, частоты вращения и амплитуды качания (эксцентрисистета вращения).

Структурную схему дробления можно представить следующим образом (рис. 1).

Одним из важнейших вопросов при автоматизации дробильного производства является оптимизация управления процессом дробления, обеспечивающая требуемое значение выходных параметров щебня (крупности) при минимальных затратах на производство.

Таким образом, процесс дробления можно приближенно считать некоторым случайным процессом преобразования крупности исходного материала в крупность требуемого фракционного состава продукта дробления. Другими словами, если на вход в дробильную установку поступает исходный материал с некоторой, определённой заранее плотностью распределения крупности, то в дробильной установке происходит преобразование её в плотность распределения крупности продукта дробления, среднее значение которого должно соответствовать требуемому значению крупности.

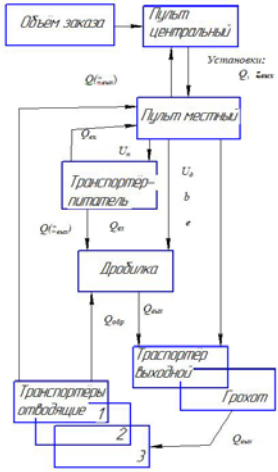


Рис. 1. Структурная схема управления дробильно-сортировочным производством

Исследования процессов дробления показывают, что как случайный входной поток крупности исходного материала в дробилку, так и случайный выходной поток крупности требуемого размера, с точки зрения закона распределения, можно аппроксимировать, с достаточной степенью точности, нормальным законом распределения. Числовые характеристики нормального закона распределения крупности исходного материала для основных типов дробилок, применяемых в промышленности нерудных строительных материалов, полученные путем обобщения данных, приведенных в ряде научных работ и представлены в таблице 1.

Таблица 1

Числовые параметры распределения крупностей для основных типов дробилок

Тип дробилки	Z_{min}-Z_{max}, мм	$Z_{вх,ср}$, мм	σ, мм	Q, м^3/ч
Конусная среднего и мелкого дробления	40…500	270	77	12..1100
Роторная, молотковая	100…1100	600	163	10…1200
Щековая со сложным движением щеки	210…510	360	50	7…75
Щековая с простым движением щеки	750…1300	1025	92	180…600

Обозначения в таблице 1:

$z_{min} \div z_{max}$ – диапазон изменения входной крупности,

$z_{вх,ср}$ – среднее значение крупности,

σ – среднее квадратическое отклонение крупности – числовые характеристики нормального закона распределения крупности на входе в дробилку,

Q – диапазон изменения производительности дробилки.

К основным параметрам управления дробильных агрегатов относят частоту качания или вращения рабочего органа дробилки и размер выходной щели.

Данные параметры напрямую связаны с параметрами закона распределения и выходной крупности продукта дробления. В связи с этим оптимальное управление данными параметрами необходимо отнести к главным воздействиям, которые влияют на качество продукта дробления.

Частоту качания щековой дробилки и угловую скорость вращения конусной (роторной) дробилки могут быть изменены простым включением или выключением напряжения питания электропривода, так же можно контролировать крупность продукта дробления и производительностью дробилки [4].

Итоговой целью при управлении процесса измельчения, является получение необходимой фракции продукта измельчения, которая оказывается стохастической характеристикой продукта измельчения. Значит, при управлении процессом автоматизированная система будет владеть средним значением крупности продукта измельчения. При отклонении текущего значения от требуемого значения, производство будет иметь потери продукта. При использовании автоматизированной системы расходы на управление процессом вынуждают находить целесообразные соотношения между производственными потерями продукта измельчения и стоимостью управления в результате анормальности от требуемого значения крупности. Таким образом, получается что, оптимальность управления получение требуемого значения крупности продукта дробления при минимальном значении суммарных производственных потерь продукта.

Определить максимальный средний суммарный уровень производственных потерь можно записать в виде

$$V(x_0) = r(x_0, a_0) + E\{[r(X_1, a_1) + \ldots + r(X_{n-1}, a_{n-1}) + r_0(X_n)]\} \quad (1)$$

С помощью метода индукции назад можно определить вид оптимальной процедуры так:

$$V_j(x)=\sup_{a\in A}\left\{r(x,a)+\int_S V_{j-1}(x')f(x'\mid x,a)\cdot d\mu(x')\right\} \quad (2)$$

Для любого состояния *x*-*S* положим $V_0=r_0\ (x)$ и определим функции V_1, V_2, V_n по формуле (3). Тогда

$$V_1(x)=\sup_{a\in A}\{r(x,a)+E[r_0(X_n)\mid X_{n-1}=x,a_{n-1}=a]\}, \quad (3)$$

Задача оптимального управления процессом дробления исходного материала заключается в определении последовательных значений u_1, u_n управления оптимальным образом.

В связи с этим, для оптимизации значения управления u_j на *j*-м шаге, будем оценивать некоторую функцию ущерба - $_j(x_j)$.

Так как в этой задаче управления имеется только конечное число шагов, то оптимальный выбор последовательности значений управления можно осуществить с помощью метода индукции назад. Рассмотрим некоторый шаг *j* (*j*=1, …, n) и допустим, что было наблюдено значение $X_j=x_ji$ и надо выбрать значение u_j. Общий ущерб от оставшихся шагов процесса:

$$L_j(x_j)=\sum_{i=j}^{n}\lambda_j \quad (4)$$

Последний шаг процесса управления (останов), определяется в момент равенства, с определенной точностью, среднего текущего значения крупности требуемому значению.

Конечной целью управления процессом дробления, при принятых допущениях, является получение требуемого значения крупности продукта дробления. Это означает, что в процессе управления автоматизированная система будет иметь информацию только о некотором среднем значении крупности продукта дробления, и несут ли производители производственные потери продукта, вследствие отклонения его текущего значения от требуемого значения.

При практической реализации автоматизированной системы затраты на управление процессом заставляют искать рациональные соотношения между стоимостью управления и производственными потерями продукта дробления вследствие отклонения от требуемого значения крупности. С этой точки зрения оптимальность управления понимается в смысле достижения с некоторой точностью требуемого значения крупности продукта дробления при минимальном значении суммарных производственных потерь продукта.

Список литературы
1. Романович А.А. Исследование влияния скорости вращения валков на выходные показатели процесса измельчения и разработка рекомендаций по повышению износостойкости их рабочих поверхностей // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2011. № 4. С. 71-73.
2. Абдулханова М.Ю., Золотарев С.Ю., Давалос Л.М., Гальвес К.Д. Автоматизированные системы управления дробильно-сортировочным оборудованием // Механизация строительства. – 2015. – № 3. – С. 19-21.
3. Холодилов А.Ю. Математическое моделирование технологических процессов и агрегатов дробильно-сортировочного автоматизированного производства: дис. канд. техн. наук: 05.13.18. – М., 2016. – 223 с.
4. Маринич И.А. Адаптивное согласованное управление дробильно- измельчительным комплексом на базе структуры с распределенными параметрами функции сокращения крупности руды // Вестник Криворожского национального университета. 2017. Т. 1. № 31-1. С. 225-227

УДК 621.926.322

ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА АГРЕГАТА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИДНОГО ЩЕБНЯ

Чеховской Е.И.,[1] Романович М.А.,[1] Киселева В.А.,[1] Агафонов Д.С.,[1] Костоев З.М.[1]

1. ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им В.Г. Шухова»

В данной статье приведено описание конструкции агрегата для получения кубовидного щебня и устройства, которое необходимо для создания направленного движения в заданном направлении. Срок службы дорог, построенных на кубовидном щебне в 2–2,5 раза больше, чем на щебне игловатой и пластинчатой формы, поэтому разработка агрегата, который учитывает структуру измельчаемого материала является актуальным направлением.

Ключевые слова: агрегат, кубовидный щебень, агрегат, устройство, лещадный.

DESCRIPTION OF THE DEVICE OF THE UNIT FOR OBTAINING CUBA SPITAL

Chehovskoy E.I., Romanovich M.A., Kiseleva V.A., Agafonov D.S., Kostoev Z.M.[1]

1. "Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov"

This article describes the design of the unit to obtain cube-shaped crushed stone and the device, which is necessary to create directional

movement in a given direction. The service life of roads built on cube-shaped crushed stone is 2–2.5 times longer than on needle-shaped and plate-shaped crushed stone, therefore, the development of an aggregate that takes into account the structure of the crushed material is an actual direction.

Key words: aggregate, cube-shaped crushed stone, aggregate, device, flaky.

Кубовидный щебень образует устойчивую трехмерную структуру дорожного полотна, требует меньшего расхода вяжущих – цемента или битума. Лещадные частицы в процессе уплотнения ломаются, образуя «островки» лещадных зерен, что является причиной локальных разрушений дорожных покрытий. Прочность бетона при использовании кубовидного щебня возрастает на 5–10% при одновременном уменьшении расхода цемента на 7–12% и снижении на 3–5% водопотребности бетонной смеси. [1].

При производстве щебня кубовидной формы необходимо учитывать, что форма зерен дробленого материала определяется текстурно-структурными особенностями исходной горной породы, используемым оборудованием и технологией переработки.

Согласно отечественных и зарубежных данных для получения щебня кубовидной формы обычно применяют конусные дробилки или дробилки ударного действия, которые позволяют получать щебень, форма зерен которого близка к кубовидной. Однако в этих дробилках достаточно проблематично получать кубовидный щебень при дроблении сланцевых материалов с лещадной текстурой. [2].

В соответствии с президентской программой «Дороги России XXI века» потребности в щебеночных материалах для нового строительства, реконструкции и ремонту автомобильных дорог составляет примерно 140 млн. м3 в год. Мировая потребность в щебне превышают 3 млрд. м3 в год, причем за последние десятилетия стоимость щебня, производимого из природного минерального сырья во всем мире, выросла в 2,5–3 раза. [3].

В то же время при добыче рудных и нерудных полезных ископаемых ежегодно направляется в отвал десятки миллиардов тонн горных пород, которые по своему минералогическому составу вполне могут быть использованы при производстве широкой гаммы строительных материалов. Значительное количество среди вскрышных пород занимают сланцевые материалы, имеющие лещадную текстуру и характеризующиеся различными физико-механическими параметрами среды. Это, в свою очередь, предъявляет дополнительные требования к усло-

виям измельчения этих материалов, с учетом их физико-механических характеристик, а, следовательно, к конструкторско-технологическим параметрам дробильного оборудования. [4].

Результаты проведенных исследований показали, что разработанные и используемые как в РФ, так и за рубежом конструкции агрегатов и комплексов не учитывают специфику и текстуру измельчаемых материалов, что затрудняет получение щебня кубовидной формы [5].

Большинство железорудных месторождений, добыча полезных ископаемых на которых осуществляется открытым способом, содержат отвалы из твердых вскрышных пород. Так, Центрально-черноземный экономический район, на территории которого находятся огромные месторождения КМА, содержит сотни миллионов тонн сланцевых материалов.

В этой связи проблема разработки агрегатов для измельчения сланцевых материалов с целью получения кубовидного щебня, является весьма актуальной. [6].

Основная часть. Нами разработана конструкция агрегата с устройством для направленной подачи сланцевых материалов, предназначенная для получения кубовидного щебня путем раздавливания между двумя зубчатыми валками.

Агрегат состоит из устройства, предназначенного для направленной подачи сланцевых материалов и пресс-валкового агрегата (рис.1), включающего в себя установленные на раме 1 валки 2 со сменными зубьями, установленными с определенным шагом (рис.2).

Устройство для направленной подачи сланцевых материалов состоит их приемного бункера, внутри которого, расположены две подвижные пластины 5 и валики 3, 4, которые служат для создания направленной подачи кусков сланцевой породы (рис.3).



Рис. 1. Экспериментальная установка для получения кубовидного щебня



Рис. 2. Зубчатые валки ПВИ

Агрегат для получения кубовидного щебня работает следующим образом. Материал засыпается в приёмный бункер, где по подвижным пластинам подаётся к валикам, захватывается ими, поворачивается в вертикальное положение и направляется к зубчатым валкам, где раздавливается и выходит из межвалкового пространства в виде кусков, имеющих кубовидную форму с размерами, не превышающими шаг зубьев. [7].

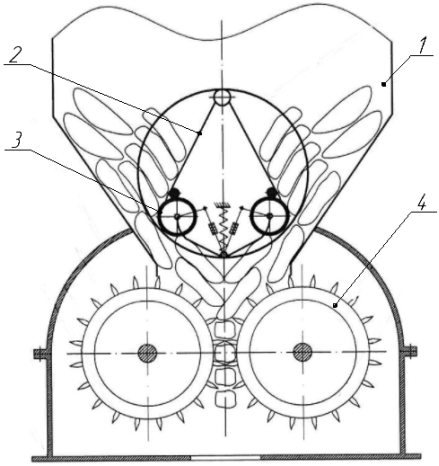


Рис. 3. Схема ПВА с зубчатыми валками для измельчения сланцевых материалов: 1 – устройство для направленной подачи материала; 2 - подвижные щеки; 3 - направляющие валики; 4 - зубчатые валки.

Преимущества данной установки заключается в том, что:

- из сланцевого материала, у которого длина значительно больше ширины, в процессе дробления получается кубовидный щебень;

- создание направленного движения и осуществление раздавливающего деформирования кусков с приложением силового воздействия в заданном направлении.

Список литературы

1. Шонерт К., Кноблох О. Измельчение цемента на валковом измельчителе в постели материала // Zement - kalk gips. - 1986. - Т.37. №11. - p.1-9.
2. Победа В.К. Пресс-валковые измельчители ОАО «Тяжмаш» // Цемент и его применение. - 2007. - №4. - С. 26.
3. Мерсман М. Й., Крумп. Технология по модернизации цементных заводов фирмы KHD Humboldt Wedag GmbH // Цемент и его применение. - 2005. - №3. - С.40-43.
4. Romanovich A.A. Performance review and principal directions for development of a grinding equipment in cement factory // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. - 2014. - Т. 9. № 11. - С. 2367-2370.
5. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Chekhovskoy E.I., Calculation of capacity reduced to create directed movement of slant materials in press roll unit // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. - 2018. - Т. 194 (032025).
6. Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I., Determination of rational parameters for process of grinding materials precrushed by pressure in ball mill // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2018. - Т. 327 (042091).
7. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I., Chekhovskoy E.I. Energy-saving technology of obtaining composite binders using technogenic wastes // IOP Conference Series: Journal of Physics: Conf. Series. - 2018 - Т. 1118 (012035).

УДК 621.926.322

РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ КУБОВИНОГО ЩЕБНЯ

Чеховской Е.И.,[1] Романович М.А.,[1] Киселева В.А.,[1] Агафонов Д.С.,[1] Костоев З.М.[1]

1. ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им В.Г. Шухова»

В данной статье представлены аналитические исследования по расчету мощности затрачиваемой на создание направленного движения и осуществление раздавливающего деформирования кусков с приложением силового воздействия в заданном направлении.

Ключевые слова: агрегат, кубовидный щебень, мощность, направленное силовое воздействие.

CALCULATION OF THE POWER OF THE DRIVE OF THE ENERGY-SAVING UNIT FOR GETTING CUBANBAR

Chehovskoy E.I., [1] ***Romanovich M.A.,*** [1] ***Kiseleva V.A.,*** [1] ***Agafonov D.S.,*** [1] ***Kostoev Z.M.***[1]

1. "Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov"

Annotation: this article presents analytical studies on the calculation of the power spent on the creation of directional movement and the implementation of crushing deformation of the pieces with the application of force in a given direction.

Keywords: aggregate, cubical crushed stone, power, directional force action.

Мощность привода агрегата для получения кубовидного щебня, затрачиваемая на выполнение основных технологических операций, определяющиеся по формуле:

$$N = \frac{N_{P.B.} + N_{изм} + N_{тр}}{\eta_1}, \text{ Вт} \qquad (1)$$

где $N_{р.в.}$ - мощность, затрачиваемая валковым устройством на создание направленного движения исходного материала, Вт; $N_{изм}$ - мощность, затрачиваемая на создание раздавливающего деформирования сланцевых материалов зубчатыми валками, Вт; $N_{тр}$ - мощность, необходимая на преодоление сил трения в подшипниковых узлах валков, Вт.

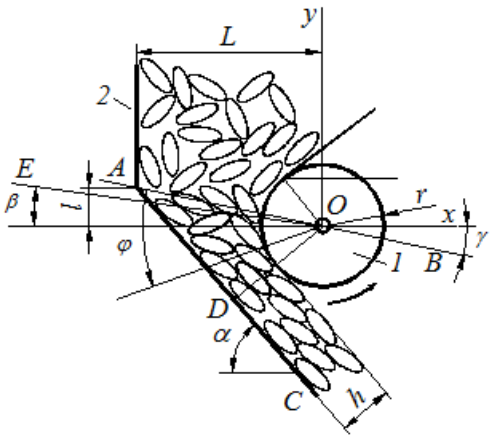


Рис. 1. Схема механизма: *1* - валок; *2* - стенка бункера

Мощность привода, затрачиваемая устройством на создание направленного движения, зависит от максимального усилия *F*, радиуса валков $R_в$ и угловой скорости вращения валков $\omega = 2\pi n$.

Будем считать, что процесс создания направленного движения кусков материала начинается с момента попадания частиц материала, которая ограничена углом захвата валка. Начало процесса направленного движения большого влияния на величину суммарной силы взаимодействия материала и валка не имеет, поскольку на начальных стадиях очень мало. Положение валика радиуса r по отношению к бункеру зададим через смещение его центра по горизонтали – L и вертикали – l. Угол наклона стенки бункера обозначим через *a*, а угол, с которого начинается уплотнение материала, - через β. [1-3].

Полагая, что сила воздействия валика, необходимая на создание направленного движения кусков материала, прямо пропорциональна величине его уплотнения:

$$F = \mu r b (h + r)\left(\frac{\pi/2 - \psi}{\sin(\psi)} + \ln \operatorname{tg}\frac{\psi}{2}\right) \qquad (2)$$

$$\psi = \alpha - \gamma + \beta$$

где μ – коэффициент пропорциональности, зависящий от характеристик уплотняемого материала (гранулометрического состава, формы, дефор-мируемости частиц и др.), *r* - радиус валика, м; *b* – ширина валика, м; *h* – толщина слоя сланцевых материалов, м.

Мощность, затрачиваемая на создание раздавливающего деформирования сланцевых материалов валками, $N_{изм}$ зависит от крутящего момента $M_{кр}$, необходимого на разрушение куска материала и момента трения $M_{мр}$, возникающего в опорах валков. [4-6].

Крутящий момент, при создании направленного движения кусков материала, равен:

$$M = F \cdot r \text{ , Н·м} \qquad (3)$$

Максимальное усилие, определяется по формуле:

$$F = G_{сж} \cdot S = G_{сж} \cdot B \cdot h \cdot z, \text{ Н} \qquad (4)$$

где $G_{сж}$ – предел прочности на сжатие куска материала, Н/мм^2; *S* – площадь силового воздействия, м^2; *B* – ширина волков, м; *h* – толщина зуба в месте контакта с материалом, м; z – количество зубьев, воздействующих с материалом.

Крутящий момент, создаваемый при измельчении материалов, равен:

$$M_{кр} = F \cdot (2B \cdot h) \cdot R_в = G_{сж} \cdot B \cdot h \cdot z, \text{ Н.м} \qquad (5)$$

где B – длина зуба, h – ширина зуб, *l* – шаг между зубьями, м.

Мощность, затрачиваемая на создание раздавливающего деформирования сланцевых материалов валками, равна:

$$N_{изм} = 2M_{кр} \cdot \omega \text{ . Вт} \quad (6)$$

Момент от сил трения $M_{тр}$ в опорах валков, равен:

$$M_{тр} = \frac{F_{рез} \cdot f_{пр} \cdot d_{ц}}{2}, \text{ Н.м} \quad (7)$$

где $F_{рез}$ - результирующая сила от максимального усилия измельчения F и силы тяжести валка $G_в$, Н; $f_{пр}$- коэффициент трения качения, $f_{пр}$ = 0,001; $d_ц$ - диаметр цапфы валка, м.

Результирующая сила определяется по формуле

$$F_{рез} = \sqrt{F^2 + G_в^2}, \text{ Н} \quad (8)$$

Мощность, затрачиваемая на измельчение сланцевых материалов между валками, равна:

$$N_{изм} + N_{тр} = 2\left(M_{кр\max} + M_{тр}\right) \cdot \omega, \text{ Вт} \quad (9)$$

$$N = \frac{N_{Р.В.} + N_{изм} + N_{тр}}{\eta_1} = \frac{2(M + M_{кр} + M_{тр}) \cdot \omega}{\eta} = \frac{2((F \cdot r) + (F \cdot \cos\alpha \cdot R_в) + (\frac{F_{рез} \cdot f_{пр} \cdot d_ц}{2}) \cdot \omega}{\eta} \quad (10)$$

Общая мощность, затрачиваемая валками $N_{Р.В.}$ на направленное движение, измельчение сланцевых материала между зубчатыми валками $N_{изм}$ и на преодоление сил трения в опорах валков $N_{тр}$, с учетом КПД привода определяем по формуле 10. [7-9].

По полученному уравнению (10) можно определить мощность, расходуемую на создание направленного движения и осуществление раздавливающего деформирования кусков с приложением силового воздействия в заданном направлении.

Проведенные экспериментальные исследования на опытной установке агрегата для получения кубовидного щебня позволили подтвердить адекватность данного уравнения, расхождение значений мощно-

сти привода полученные расчетным и экспериментальным путем составила менее 10%.

Список литературы

1. Romanovich L.G., Romanovich M.A., Vybornova V.V., Riapukhina V.N. Small businesses is a sphere of innovation in the age of globalization // Journal of Applied Engineering Science. - 2014. - Т. 12. № 4. - С. 297-301.
2. Romanovich L.G., Sevostyanov V.V., Romanovich M.A., Arkatov A.Y. Innovation activity and technology transfer of higher education //Journal of Applied Engineering Science. - 2014. - Т. 12. № 4. - С. 273-276.
3. Верич Е.Д., Егошин Ю.С. Новый тип мельниц и их управление // Горные машины и автоматика. - 2005. - № 1. - С. 41-56.
4. Егошин Ю.С., Лобинский А.В. Новый век - новый тип мельниц мельница барабанно – валковая // Сборник научных статей современная наука.- 2010. - №3(5). - С.73-76.
5. Матвейков С.В., Белобров Ю.Н. Валковый пресс- измельчитель // Горная промышленность. - 1998. - № 2. - С.28-29.
7. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Chekhovskoy E.I., Calculation of capacity reduced to create directed movement of slant materials in press roll unit // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. - 2018. - Т. 194 (032025).
8. Romanovich A.A., Romanovich L.G., Chekhovskoy E.I., Determination of rational parameters for process of grinding materials precrushed by pressure in ball mill // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. - 2018. - Т. 327 (042091).
9. Romanovich A.A., Romanovich M.A., Belov A.I., Chekhovskoy E.I. Energy-saving technology of obtaining composite binders using technogenic wastes // IOP Conference Series: Journal of Physics: Conf. Series. - 2018 - Т. 1118 (012035).

УДК 62-137

АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА

Чекрыгин С.А.[1], Прокопенко В.С.[1], Сафонов М.С.[1]

1. ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им В.Г. Шухова»

Структура потоков в технологических аппаратах оказывает большое влияние на проводимые в них тепловые и гидродинамические процессы. Эффективность работы рассматриваемых аппаратов для охлаждения и пневмоклассификации зернистых материалов в значительной степени определяется полем течения в них газового потока, которое, в свою очередь, влияет на профиль температур и концентраций твердой фазы в двухфазном потоке. Рассмотрение характера движения газа важно для установления закономерностей взаимодействия его с твердой фазой, что определяет скорость движения и

время пребывания частиц в рабочем объеме аппарата; для определения режимных параметров ведения процесса в аппарате; для нахождения конструктивных характеристик газораспределительных устройств.

В основе всех гидродинамических расчетов дисперсных двухфазных потоков лежит второй закон Ньютона:

$$m\left(\frac{dU_T}{d_\tau}\right)=\sum F \tag{1}$$

где U_T - скорость твердой частицы; τ - время; m – масса твердой частицы; $\sum F$ - сумма всех сил действующих на твердую частицу.

В общем случае уравнения движения частиц полидисперсного материала рассматривается с учетом следующих сил: гидродинамического сопротивления со стороны восходящего газового потока, тяжести, столкновения частиц со стенками аппарата и контактными элементами, удара частиц друг о друга, с вращением частиц и их взаимодействием с газовым потоком.

Рассмотрим динамику нисходящего (режим гравитационно падающего слоя») и восходящего (пневмотранспорт) движения твердой фазы в вертикальном канале аппарата. Уравнения движения частиц в горизонтальном и вертикальном направлении имеют следующий вид [2]:

$$\begin{cases}\dfrac{dU_{TX}}{d\tau}=\dfrac{3}{4}\varsigma\rho\dfrac{\left(W-U_T\right)^2}{\rho_T d_T}\\[2ex]\dfrac{dU_{TY}}{d\tau}=\pm g\pm\dfrac{3}{4}\varsigma\rho\dfrac{\left(W-U_T\right)^2}{\rho_T d_T}\end{cases} \tag{2}$$

Знак «+» ставится, когда направления векторов сил тяжести и гидродинамического сопротивления совпадают, знак «-» соответствует противоположному направлению векторов сил.

Величина коэффициента гидродинамического сопротивления ς определяется средним эффективным диаметром частицы d_T, относительной скоростью $V_T=\left(W-U_T\right)$, плотностью r и вязкостью m газового потока, то есть связана с критерием Рейнольдса [3]:

$$\mathrm{Re}_T = \frac{d_T \left(W - U_T\right)\rho}{\mu} \qquad 3)$$

При $\mathrm{Re}_T < 0,5-1$ справедлива формула Стокса:

$$\varsigma = \frac{24}{\mathrm{Re}_T} \qquad (4)$$

При $\mathrm{Re}_T > 800-1000 \varsigma = 0,44$

В реальных условиях технологических аппаратов существенное влияние на движение твердых частиц оказывают стесненность их движения вследствие высокой концентрации частиц в рабочем объеме, взаимодействие частиц друг с другом, форма частиц и стенок аппарата. Поэтому предложена универсальная зависимость, учитывающая эти факторы:

$$\zeta = 0,46 K_1 K_2 K_3 + \frac{\left(30 K_1 K_2\right)}{\mathrm{Re}_T} \qquad (5)$$

где K_1, K_2, K_3 - коэффициенты, учитывающие соответственно условия стесненного движения частиц вследствие их взаимодействия, влияния стенок аппарата и формы частиц.

Интегрирование дифференциальных уравнений с учетом зависимости дает выражения для определения относительных скоростей твердой фазы в рабочем объеме аппарата на нестабилизированном участке двухфазного потока:

$$\begin{cases} V_{TY} = \dfrac{\left(V_{TO}+B\right)A - \left(V_{TO}+A\right)B\exp\left(c\tau\right)}{\left(V_{TO}+A\right)\exp\left(c\tau\right) - \left(V_{TO}+B\right)}, при\ \Delta < 0 \\ V_{TY} = \dfrac{cV_{TO} - \left(D + abV_{TO}\right)tg\left(\dfrac{c\tau}{2}\right)}{c + a\left(b+2V_{TO}\right)tg\left(\dfrac{c\tau}{2}\right)}, при\ \Delta > 0 \\ V_{TX} = \dfrac{bV_{TO}}{\left(b+V_{TO}\right)\exp\left(ab\tau\right) - V_{TO}} \end{cases} \qquad (6)$$

и времени пребывания твердых частиц в рабочем объеме аппарата:

$$\begin{cases} \tau_y = \dfrac{1}{c}\ln\dfrac{(V_T + A)(V_{TO} + B)}{(V_T + B)(V_{TO} + A)}, при\ \Delta < 0 \\ \tau_y = \dfrac{2}{c} arctg \dfrac{c(V_{TO} - V_T)}{(D + abV_{TO}) + (в + 2V_{TO})aV_T}, при\ \Delta > 0 \\ \tau_x = \dfrac{1}{ab}\ln\left[\dfrac{V_{TO}(V_T + B)}{V_T(V_{TO} + B)}\right] \end{cases} \quad (7)$$

где $V_T = W \pm U_T$, $a = \dfrac{0,346K_1K_2K_3\rho}{d_T\rho}$, $\Delta = \pm 4ag - в^2a^2$,

$$в = \frac{22,5K_1K_2K_3\rho}{d_T^2\rho},\ c = \sqrt{\left|4ag - в^2\right|}$$

$$A = \frac{ав + c}{2a},\ B = \frac{ав - c}{2a},\ D = \frac{a^2в^2 + c^2}{2a}$$

На стабилизированном участке технологических аппаратов частицы движутся с постоянной скоростью, называемой скоростью витания. В данном случае наступает равенство сил тяжести и давления газового потока на частицу.

Скорость витания твердых частиц зависит от формы, размера и плотности частиц, физических свойств взвешивающей среды. При равенстве скорости газового потока скорости витания $(W = U_T)$ в условиях установившегося движения частицы будут находиться в покое относительно стенок аппарата. Если $(W > U_T)$, то реализовывается режим «пневмотранспорта» и частицы движутся со скоростью $(W - U_T)$ В режиме «гравитационно падающего слоя» скорость частиц равна $(W + U_T)$

Соотношение для определения скорости витания твердых частиц:

$$U_{TB} = \sqrt{\frac{4gd_T(\rho_T - \rho)}{3\varsigma\rho}} \quad (8)$$

Данное выражение не дает точных результатов, поскольку коэффициент сопротивления ς зависит от скорости и явный вид данной зависимости различается в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса. Поэтому широко используется универсальная формула Тодеса для определения скорости витания частиц [4]:

$$\mathrm{Re}_B = \frac{Ar}{18 + 0,61\sqrt{Ar}} \tag{9}$$

$$\text{где } Ar = \frac{g d_T^3 \left(\rho_T - \rho\right)}{\nu^2 \rho} \tag{10}$$

Необходимым условием пневмотранспорта является $U_{TB} < W$. Для нахождения рабочей скорости газа W рекомендуется использовать коэффициент К к скорости витания частиц:

$$W = K \cdot U_{TB} \tag{11}$$

Для частиц размером больше 100 мкм, К = 1,1, для более мелких К = 1,3 – 1,5, для мелких частиц К = 1,9 – 2,0.

Установка в вертикальном канале аппарата вставок различной конструкции создает дополнительное торможение частиц и увеличение времени их пребывания при гравитационном падении в рабочем объеме аппарата. Общее время пребывания частиц в рабочем объеме аппарата выражается через время движения их над поверхностью вставок и в пространстве между ними:

$$\tau = \sum_{i=1}^{i=n+1} \left(\tau_1 + \tau_2\right) \tag{12}$$

Анализ литературных источников позволил установить, что на структуру двухфазного потока, определяющего гидродинамику аппарата и его эффективность работы, влияют такие характеристики. Как гидродинамического сопротивления со стороны восходящего газового потока, тяжести, столкновения частиц со стенками аппарата и контактными элементами, удара частиц друг о друга, с вращением частиц и их взаимодействием с газовым потоком. В настоящее время перспективные разработки дополнительных вставок, позволяющих секционировать объем сепарационной камеры в продольном и поперечном се-

Научное издание

ЭНЕРГО-РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ В ДОРОЖНОЙ И СТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛЯХ

Материалы международной научно-практической конференции

Ответственный за выпуск: Романович А.А.
Компьютерная верстка: Любимый Н.С.

Подписано в печать: 17.09.19 Формат: 60x84/16. Усл.печ.л. 18,1. Уч.изд.л.

Тираж 40 экз Заказ №146 Цена Договорная

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете им В.Г. Шухова

308012, г. Белгород, ул. Костюкова 46