Научное издание

ИНТЕРСТРОЙМЕХ–2011

Материалы международной
научно-технической конференции

Могилев, 5–7 октября 2011 г.

**Авторы несут персональную ответственность
за содержание**

Технический редактор И. В. Брискина

Компьютерная верстка И. В. Брискина

Подписано в печать 06.09.2011г. Формат 60x84/16. Бумага офсетная.
Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.печ.л. 22,72. Уч.-изд.л. 24,68.
Тираж 135 экз. Заказ № 602.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
Лицензия ЛВ 02330/375 от 29.06.2004г.
212005, г.Могилев, пр.Мира, 43.

Министерство образования Республики Беларусь

Министерство образования и науки Российской Федерации

Международная ассоциация автомобильного и дорожного образования (МААДО)

Учебно-методическое объединение вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов

Республиканское унитарное предприятие «МОГИЛЕВАВТОДОР»

ОАО «ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ТРЕСТ №3»

Государственное учреждение высшего профессионального образования «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

50-ЛЕТИЮ БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА ПОСВЯЩАЕТСЯ

ИНТЕРСТРОЙМЕХ–2011

**Материалы международной научно-технической конференции
Могилев, 5–7 октября 2011г.**

Могилев
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
2011

УДК 69.002.5 + 625.08 : 621.87 «324»(043.2)
ББК 39.311 : 39.9
И73

Редакционная коллегия : д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов (гл. редактор); д-р техн. наук, проф. Е. М. Кудрявцев (зам. гл. редактора); В. И. Кошелева (отв. секретарь); д-р техн. наук, доц. В. М. Пашкевич; д-р техн. наук, проф. Е. И. Берестов; д-р техн. наук, проф. Л. А. Сиваченко; канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Рецензенты : д-р техн. наук, проф. Е. М. Кудрявцев; д-р техн. наук, проф. В. А. Зорин; д-р техн. наук, проф. А. И. Доценко

И73 **Интерстроймех–2011** : материалы междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Междунар. ассоциация автомоб. и дорожного образования, УМО вузов Рос. Федерации по образов. в обл. трансп. машин и трансп.-технол. комплексов, Могилевавтодор, Дорожно-строительный трест №12, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 396 с. : ил.
ISBN 978-985-492-095-5.

Рассмотрены вопросы моделирования, проектирования и эксплуатации подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования, средств механизации и автоматизации строительства. Приведены результаты исследований в области современных технологий проектирования и производства подъемно-транспортного и строительного оборудования.

Сборник предназначен для инженерно-технических и научных работников, аспирантов и студентов ВУЗов.

УДК 69.002.5 + 625.08 : 621.87 «324»(043.2)
ББК 39.311 : 39.9

ISBN 978-985-492-095-5

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2011

ДЪЯКОВ И.Ф. Оптимальный метод оценки безотказной работы транспортных машин……. 333
КИМ Б.Г. Методика построения оптимальных алгоритмов диагностирования строительных машин…….. 338
КРАЛИН А.К., РЫБАЛКО Р.И. Механические свойства и точность резьбы, полученной холодным выдавливанием…….. 341
КУРГУЗИКОВ А.М., ЩЕРБАКОВ А.С., СЕЛЕЗНЕВ Н.Г. Перспективы освоения промышленного производства твердого топлива из растительных отходов……. 346
КУРНОСОВ Н.Е., ЛЕБЕДИНСКИЙ К.В. Возможности использования вихревых технологий в транспортно-технологических комплексах…….… 350
КУТУЗОВ В.В. Повышение работоспособности строительных и дорожных машин с учетом изменения их технико-экономических показателей на этапе эксплуатации жизненного цикла…… 354
МАКАЦАРИЯ Д.Ю. Определение граничных условий применения комплектов машин для ремонта асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог…… 357
МАКСИМЕНКО А.Н., МОРГАЛИК Б.М. Реализация импульсного способа диагностирования зубчатых зацеплений систем механических приводов……. 361
МАКСИМЕНКО А.Н., ЛЕСКОВЕЦ И.В., ЛОПАТИН А.И., БЕЗДНИКОВ Д.В. ФЕДОСОВ А.Н., СЕНТЮРОВ В.В. Диагностирование гидропривода СХСДМ методами, исключающими нарушение герметичности гидросистемы…… 365
МАКСИМЕНКО А.Н., ТИМОФЕЕВ Г.С., КУТУЗОВА Е.В., КУТУЗОВ В.В. Влияние наработки с начала эксплуатации строительных и дорожных машин на их выходные параметры…… 369
РЕУТОВ А.А. Оценка долговечности роликов промежуточного привода ленточного конвейера…… 373
СУДАКОВА В.А. Влияние упругих элементов трансмиссии на точность определения суммарного углового зазора при диагностировании в движении…….…..… 377
ХАБИБУЛЛИН Р.Г., МАКАРОВА И.В., МАВРИН Г.В. Фирменный сервис как один из главных факторов повышения конкурентоспособности машиностроительных предприятий…… 381
ХАНУХОВ Х.М., АЛИПОВ А.В., КАРАМНОВ Е.И. Оценка остаточного ресурса вертикальных стальных резервуаров находящихся в эксплуатации в речных и морских портах……. 386

обогащения природного кварцевого сырья……. 264
БОГДАНОВ В.С., ФАДИН Ю.М., ЛАТЫШЕВ С.С. Внутримельничное устройство для трубной шаровой мельницы….. 265
БОГДАНОВ В.С., ЛАТЫШЕВ С.С., РУДАКОВА Е.В. Инерционный грохот с геликоидной просеивающей поверхностью.. 267
ГАЛАБУРДА М.А., КИСЕЛЕВ Д.А. Определение массовых характеристик блок-модулей шлюзов для применения их в новой технологии строительства гидросооружений…….. 269
ГАЛИЦКОВ С.Я., ФАДЕЕВ А.С. Области управляемости вспучивания керамзита…….. 273
ГАЛИЦКОВ К.С., ШЛОМОВ С.В. Структурное моделирование динамики температуры ячеисто-бетонной смеси….. 276
ДОЦЕНКО А.И. Концепция комплексного управления качеством асфальтобетона в дорожном строительстве…… 280
ЕМЕЛЬЯНОВА И.А., БЛАЖКО В.В., ГУЗЕНКО С.А., ДОБРОХОДОВА О.В. Особенности технологических комплектов оборудования для приготовления и транспортирования строительных смесей различного назначения…….. 285
ЕРЕМЬЯНЦ В.Э., АСАНОВА А.А. Моделирование процесса виброударной очистки внутренних поверхностей труб и емкостей... 293
КАПЫРИН П.Д., РОМАНОВА Е.С., СТЕПАНОВ М.А. Современные технологические линии для производства плит перекрытий…….. 298
ОРЛОВ Ю.А., ОРЛОВ Д.Ю., СТОЛЯРОВ Д.П., КАХИЕВ Р.Н. Контроль тормозного момента в электрических лебедках……. 302
СИВАЧЕНКО Л.А., ХОНОНОВ Д.М. Технологическое машиностроение – наукоемкая и высокоэффективная сфера международного сотрудничества…… 306
ТУРПИЩЕВА М.С., НУРГАЛИЕВ Е.Р. Математическое моделирование пассажиропотоков на автомобильном транспорте… 311
ШЕВЛЯГИН Б.М. Повышение устойчивости и грузоподъемности многоклеточного шахтного подъёмника для строительства высотных железобетонных сооружений…… 316
ЯНСОН Р.А., САСЬКОВ Р.В., НАЗИМОВ М.К. Факторы, влияющие на унификацию поворотных платформ одноковшовых экскаваторов……. 320

Секция 3. Производство, эксплуатация и ремонт строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин

ВАСИЛЬЕВ С.И., РОДИКОВА Л.Н. Экономическая эффективность утепления сезонно-мерзлых грунтов карбамидными поропластами для разработки рабочими органами строительно-дорожных машин……. 322
ГУСТОВ Ю.И., ВОРОНИНА И.В., ОРЕХОВ А.А. Методология исследования трибомеханических показателей строительной техники…… 328

УДК 378

Е. М. Кудрявцев, д-р техн. наук, проф.; А.Н. Дроздов, канд. техн. наук, проф.
ФГОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Москва, Россия

ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АСПЕКТ В ОБУЧЕНИИ КАК ТЕНДЕНЦИЯ ЕГО СОВРЕМЕННОГО РАЗВИТИЯ

В статье сообщается о разработке концепции специальных дисциплин и представлении их в учебном процессе для студентов специальности «Строительство».

Развитие ФГОУ ВПО МГСУ, как научно-исследовательского университета, предполагает наличие научно-исследовательских основ в изучаемых дисциплинах для студентов направления подготовки «Строительство» (специалистов и бакалавров), являющимся основным в строительных вузах. Такими дисциплинами являются «Строительные машины и оборудование» и «Строительные машины, оборудование и инструмент».

Кафедрой «Строительные и подъемно-транспортные машины» ГОУ ВПО МГСУ разработана и проанализирована в учебном процессе инновационная концепция развития указанных дисциплин, отражающая комплекс теоретических аспектов механики машин, их рабочих процессов и основ эффективного использования [1]. Практическая реализация указанной концепции отражена в учебнике и практикуме по указанным дисциплинам, издание которых планируется в текущем году в издательском центре «Академия» РФ г. Москва (авторы изданий Дроздов А.Н., Кудрявцев Е.М.). Сформированная цельная теория дисциплины и ее практическая реализация с применением компьютерных технологий являются базой для исследовательской работы студентов. В практикуме дисциплины авторами предложен широкий ряд примеров, отражающих указанные возможности.

В докладе рассматривается ряд конкретных задач, подтверждающих эффективность реализации решения и анализа полученных результатов.

Параллельно с модернизацией теории и практики дисциплины в рамках федеральной программы по развитию ГОУ ВПО МГСУ как научно-исследовательского университета, модернизируются учебно-исследовательские лаборатории на базе технологий автоматизированного эксперимента и виртуальных приборов, что позволит объективно сопоставить результаты проведенных научных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дроздов, А. Н.** Концепция развития дисциплины «Строительные машины, оборудование и инструмент» направления «Строительство». Итоги реализации / А. Н. Дроздов, Е. М. Кудрявцев, Н. Е. Симакова // Интерстроймех–2009 : науч.-техн. конф.

УДК 378

В. Н. Мещерин, канд. техн. наук, доц.
ФГОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Москва, Россия

О НАПРАВЛЕНИЯХ ПОДГОТОВКИ МЕХАНИКОВ-СТРОИТЕЛЕЙ ПО ФГОС-3

Рассматриваются вопросы подготовки механиков по государственным образовательным стандартам третьего поколения в МГСУ по направлениям 190100, 190109 и 270800 и особенности разработки учебных планов специалиста и бакалавра.

С 2011/2012 учебного года в нашем университете будет проводиться подготовка специалистов по направлению 190109 по очной форме обучения со специализацией № 2, бакалавров по направлениям 190100, профиль «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», по очной и заочной формам обучения и 270800 с профилями, аналогичными специальностям 270101 и 270113 ФГОС-2, по очной и очно-заочной формам обучения. Прием в магистратуру пока будет проводиться только по направлению 270800 – «Строительство», программа «Комплексная механизация и автоматизация строительства».

Разработка восьми рабочих планов, полностью соответствующих ФГОС-3 и практически единому в университете графику учебного процесса, проводилась не один год и завершилась только в апреле 2011 года.

Наиболее сложными в разработке оказались учебные планы по профилю и специализации «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование». Формальное сравнение объемов теоретического обучения инженеров по направлению 190200 и специалистов по направлению 190109, соответствующего четырем специальностям направления 190200, свидетельствует о существенных изменениях. Уменьшился с 50 до 35…40 зачетных единиц (з.е.) объем цикла ГСЭ, а цикла ЕН увеличился с 52 до 70…80 з.е. Циклы ОПД и СД для подготовки инженеров у специалистов представлены в виде единого профессионального цикла, причем объем его возрос со 115 до 140…150 з.е. При этом трудоемкости циклов для специалистов включают все виды текущей и промежуточной аттестации, а максимум аудиторных занятий в неделю увеличился с 27 до 32 часов.

Основной трудоемкостью в составлении и утверждении рабочего учебного плана для подготовки специалиста явился перечень дисциплин базовой части, а именно обязательности соответствия этого перечня стандарту. Специализации, ранее бывшие пятью специальностями двух направлений, компетентностный подход (49 компетенций), 12 укрупненных различных объектов профессиональной деятельности выпускников не способствовали разработке лишенного минусов стандарта. По традиции руководство учебно-методического департамента нашего вуза не утверждает учебный план, в который не включены все дисциплины базовой части цик-

СЕМЧЁН В.И., ПАРТНОВ С.Б. Выбор параметров вибрационного уплотнения на основании реологической модели… 205
СИВАЧЕНКО Л.А., БОЧКОВ Г.В., МЕДВЕДЕВ Е.С. Расширение ассортимента асбестоцементной продукции…… 209
СИВАЧЕНКО Л.А., БОЧКОВ Г.В., МЕДВЕДЕВ Е.С. Разработка специального оборудования для производства новых асбестоцементных изделий с минеральным защитно-декоративным покрытием…… 214
СИВАЧЕНКО Л.А., ХУСТЕНКО А.Н., КУРОЧКИН Н.В., МЕДВЕДЕВ Е.С. Активаторное оборудование для приготовления строительных смесей…… 216
СИВАЧЕНКО Л.А., ХУСТЕНКО А.Н., МЕДВЕДЕВ Е.С. Сушилка барабанная с канатным интенсификатором…… 220
СИВАЧЕНКО Л.А., ШАРОЙКИНА Е.А., ХУСТЕНКО А.Н. Пути развития конструкций рессорно-стержневых мельниц…… 222
СИНЕЛЬЩИКОВ А.В., ПАНАСЕНКО Н.Н. Реконструкция башенных кранов общепромышленного назначения для обеспечения их сейсмостойкости…….. 227
СЛЮСАРЕВ А.С., ЯБЛОКОВ А.С. Снижение пиковых нагрузок в приводе механизма подъема грейферного плавучего крана……. 232
СМОЛЯР А.П. Спектр инженерных задач, решаемых с использованием методов моделирования резания грунта рабочими органами землеройных машин…….. 235
ХАЛЬФИН М.Н., ИВАНОВ Б.Ф., СОРОКИНА Е.В. К расчету на прочность несущего каната подвесной канатной дороги……... 237
ХАЛЬФИН М.Н., ПОДУСТ С.С., ИВАНОВ Б.Ф., ШАГЕВ Р.К. Винтовой конвейер с гибким рабочим органом…….. 240
ШАМБАЛОВА М.Г. Исследование кинематики зубчатого зацепления при наличии единичных дефектов зубьев…… 245
ШИМАНОВСКИЙ А.О., КУЗНЕЦОВА М.Г. Моделирование колебаний жидкостей в резервуарах строительных и дорожных машин…… 247
ЩЕМЕЛЕВ А.М., НАУМЕНКО А.Е., ХАДКЕВИЧ И.Ю. Предпусковой подогрев гидравлической рабочей жидкости……. 251
ЩЕМЕЛЕВ А.М., ШИБЕКО А.С. Выбор параметров основных элементов гидравлической системы рекуперативного торможения……. 256

Секция 2. Технологии, комплексы и автоматизированные системы в строительстве

АНАНИН В.Г., ДОМБРОВСКИЙ В.В., ОСИПОВ С.П., КОВАЛЕВ А.А. Конструктивные решения снижения явления подрессовки дробимого материала в конусных дробилках……. 261
АСАНОВ А.А., МУСАБАЕВ А.С., ДУЙШЕЕВ М.К., МАМЫТКОЖОЕВ К.А. Проблемы добычи, переработки и

ЛЫСЯННИКОВ А.В., ЖЕЛУКЕВИЧ Р.Б., КАЙЗЕР Ю.Ф., БЕЗБОРОДОВ Ю.Н. Комплект навесного оборудования на автогрейдер тяжелого типа…… 128
ЛЮТОВ В.Н., ЛЮТОВА Т.Е. Сменное навесное грунтосмесительное рабочее оборудование на базе среднего автогрейдера ДЗ-180…….. 132
МАМАЕВ Л.А., ГЕРАСИМОВ С.Н., ФЕДОРОВ В.С. Определение мощности привода дискового рабочего органа бетоноотделочной машины с магнитным активатором…….. 136
МАСЛОВ А.Г., САЛЕНКО Ю.С. Одновальный бетоносмеситель принудительного действия с переменными формами лопастей…….. 140
МЕРДАНОВ Ш.М., ЯРКИН А.В., ШАРАЕВ Ф.Д. Локальный прогрев элементов гидропривода строительной машины при низких температурах…….. 145
МИХАЛЬКОВ В.С., ШАРОЙКИНА Е.А. Исследование процесса измельчения клинкера в рессорно-стержневой мельнице.. 150
НАЗАРЕНКО І.І., СВІДЕРСЬКИЙ А.Т., ДЕДОВ О.П. Теорія і принципи створення багатомасних машин вібраційноі дії…… 155
НАУМЕНКО Ю.В. Моделирование трехфазного режима движения внутрикамерной загрузки барабанной мельницы…….. 159
ОСИПОВ С.П., АНПИЛОГОВ П.В. Комплекс для исследования процесса разработки прочных сред траншеекопателями непрерывного действия с комбинированным рабочим органом……. 164
ПАРТНОВ С.Б., СЕМЧЕН В.И., КЛИМОВА Е.С. Выбор комплекта машин для поточного строительства асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог…… 169
ПЕНЧУК В.А., БЕЛИЦКИЙ Д.Г. Повышение эффективности разработки грунта грейферным рабочим органом…… 171
ПЕНЧУК В.А., МЫЛЬНИКОВ Н.В. Энергосберегающие процессы разработки связанного грунта шарикозахватным рабочим органом……. 175
ПОПОВ М.Ю., ФЕДЯЕВ Р.В. Моделирование действия тормозной силы лифтовых ловителей плавного торможения……. 180
ПУСТОВАЛОВ И.А., ЯРКИН А.В. Надежный пуск двигателя строительной машины зимой…….. 185
РАЧКОВ Е.В. Минимизация удельных энергозатрат винтовых конвейеров общего назначения……..… 188
РОМАНОВИЧ А.А. К вопросу эффективности в работе пресс-валкового оборудования……. 192
СЕВОСТЬЯНОВ В.С., СИВАЧЕНКО Т.А., СИВАЧЕНКО Л.А. Штифтовой способ измельчения и его развитие……. 196
СЕЛИВЕРСТОВ Н.Д. Выбор оптимальных параметров бульдозерно-рыхлительного агрегата в зависимости от условий эксплуатации…… 201

лов. Этому способствуют опасения несоответствия учебного плана контрольному шаблону, возможность разного толкования пунктов 6.2 и 6.3 стандарта специалиста, несоответствия доступных нам вариантов примерных учебных планов специализаций тем же пунктам 6.2 и 6.3. В результате в нашем вузе пришлось включить в рабочий учебный план специалиста все 10 дисциплин цикла С.1, 6 дисциплин цикла С.2 и 29 дисциплин цикла С.3 (не считая дисциплин вариативных частей). Дифференциация машин и оборудования по назначению в модуле «Конструкции подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования» (ПТСДСиО) и в вариативной части профессионального цикла, взаимоувязка с дисциплинами «Теория ПТСДСиО», «Проектирование ПТСДСиО» позволяют надеяться на оптимальную реализацию учебного плана в части этих «интегральных» дисциплин. Оптимизации плана заметно мешало правило: равно 60 з.е. в учебном году.

Разработка рабочего учебного плана для подготовки бакалавров по направлению 190100 была менее трудоемкой, несмотря на то, что этот стандарт нацелен на обеспечивание соответствия восьми специальностям ФГОС-2, охватывающих 16 групп машин и оборудования. Всего 32 компетенции и 16 дисциплин базовых частей циклов представляют большую свободу вузам при определении содержания вариативных частей. Две базовые общепрофессиональные дисциплины «Конструкция наземных транспортно-технологических машин (НТТМ)» и «Теория НТТМ» в нашем учебном плане представлены в виде модулей, включающих раздельное изучение подъемно-транспортных, строительных машин и оборудования, лифтов и подъемников и соответственно дополняемых дисциплинами по выбору студента. Причем в первый модуль вошла общая для профиля дисциплина «Классификация и основные параметры наземных транспортно-технологических машин», которая должна представить конкретные цели их создания и области применения.

При составлении наших рабочих учебных планов использованы тенденции, содержащиеся в примерных учебных планах, которые разработаны нашими коллегами из ведущих вузов УМО: выделение специальных разделов математики и механики (теория колебаний), используемых в спецдисциплинах, увеличение доли компьютерных технологий и др. Видимо на очереди стоят и аналогичные проблемы со специальными разделами такой глобальной дисциплины, как «Физика», а также переход от общей к технической, прикладной химии.

Созданию рабочих планов бакалавров-механиков по направлению 270800 – Строительство и магистров по этому направлению предшествовала длительная и трудоемкая работа по формированию проектов стандартов и примерных учебных планов. То, что наш университет являлся основным разработчиком этих документов, облегчило работу на заключительной стадии. Но жесткие требования по унификации базовых частей циклов Б.1, Б.2 и графиков учебного процесса для бакалавров всех профилей строительного вуза, превалирующее положение профиля «Промышленное и гражданское строительство» работу по профилям «Механизация и автоматизация строительства» и «Механическое оборудование и технологические комплексы предприятий строительных материалов, изделий и конструкций» усложнило. В меньшей степени это коснулось магистерской программы «Комплексная механизация и автоматизация строительства».

УДК 621.9

О. В. Алексеева, канд. техн. наук, доц.; Л. И. Белоусов, канд. техн. наук, доц.; И. В. Карпекин
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕШЕТЧАТЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПО НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

В работе рассматривается расчет пространственных решетчатых ферм. Разработана программа по определению усилий в элементах фермы и линейная модель реакций и усилий в элементах.

Расчет пространственных конструкций сводится обычно к расчету плоских ферм с учетом расположения силовых плоскостей и принципа независимости действия сил. Решетчатые конструкции строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин (СДиПТМ) являются весьма металлоемкими и существенно влияют на технико-экономические показатели машин. Цель работы – разработка программы по определению усилий в элементах пространственной фермы для оптимизации ее по металлоемкости.

При расчете несущих конструкций СДиПТМ на первом этапе определяются направления действия и значения внешних нагрузок с учетом вероятностного характера изменения условий работы, выделяются наиболее значимые и второстепенные факторы. Значимость факторов определялась методом экспертной оценки и путем численного эксперимента.

Например, для металлоконструкции стрелы башенного крана основными факторами являются вылет стрелы, вид решетки, углы установки раскосов, грузоподъемность крана и собственный вес стрелы, которые можно отнести к нерегулируемым, неуправляемым факторам. Количество оттяжек, место крепления и углы установки оттяжек – это управляемые факторы.

В зависимости от управляемых факторов разработана программа расчета реакций опор и усилий в стержнях в зависимости от управляемых факторов.

Анализ результатов расчета позволил установить зависимость между реакцией в оттяжке Rb, реакциями в опорном шарнире Rax, Ray, которые определяет напряжение в элементах металлоконструкции, и углом установки оттяжки α, а также местом крепления L_1 и количеством оттяжек N (рис.1).

ГОНЧАРЕВИЧ И.Ф., ЧЕТВЕРТУХИН Н.В. Роторные перегружатели и экскаваторы с импульсным приводом…… 57
ГРУЗИН В.В., ГРУЗИН А.В. Экспериментальные исследования ударного воздействия конической модели на грунт… 61
ДЖАЛИЛВАНД Э.Х. Расчет сопротивлений при заглублении отвала бульдозера……. 66
ЕМЕЛИН В.И. Разработка универсальных приводов для бестраншейного ремонта трубопроводов……..… 67
ЕРЕСКО С.П., ЕРЕСКО Т.Т., СТРУЧКОВ А.В., КЛИМОВ А.А. Моделирование динамических процессов в трансмиссиях машин с учетом диссипативных свойств элементов…… 73
ЕФРЕМОВ И.М., ЛОБАНОВ Д.В. Интенсификация процесса перемешивания бетонной смеси в роторно-вибрационном смесителе…….. 79
ЖУЛАЙ В.А., ШАРИПОВ Л.Х., СКРИПЧЕНКОВ А.В. Математическая модель автогрейдера с двигателем постоянной мощности…….…. 83
ЗАКИРОВ М.Ф., БАРАНЧИК В.П. Оптимальные параметры процесса резания снега плужным снегоочистителем…….. 86
ЗЕНЬКОВ С.А., КОЗИК А.С., БАНЩИКОВ М.С. Высокочастотный способ снижения адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин……. 90
ИВАННИКОВ П.А. Исследования по определению площади приложения нагрузки для отделения блока грунта от межщелевого целика…… 93
ИСАКОВ В.С., АРСЕНЯН А.А., ЕРЕЙСКИЙ А.В. О применении энергосберегающих и энергонакопительных тормозных устройств в строительных, грузоподъемных и транспортирующих машинах……. 97
ИСАКОВ В.С., ТИГРАНЯН М.Г., ИСАКОВА О.В. Об использовании напряженных замкнутых контуров в конструкциях подъемно-транспортных и строительных машин..... 99
КЛАШАНОВ Ф.К. Методология проектирования средств механизации на базе системного подхода…… 101
КОБЗОВ Д.Ю., ЕРЕСКО С.П., ЛХАНАГ Д., ДЭЛЭГ Д., ТАРАСОВ В.А. Optimum form of the hydraulic cylinder rod cross-section…… 106
КОБЗОВА И.О. О направляющих гидроцилиндра с шариками. 110
КУЛАКОВ А.Ю. Система бортового диагностирования гидроцилиндров по параметрам несущей способности…….. 115
ЛЕОНОВА О.В., ВЕРЕТЕННИКОВ Е.Г. Обоснование безопасности портальных кранов на основе оценки риска……. 117
ЛЕСКОВЕЦ И.В. Структура и взаимосвязи в САПР бульдозера……. 121
ЛУКАШКОВ Н.Н. Теоретический и экспериментальный методы определения параметров пневматического движителя……. 125

СОДЕРЖАНИЕ

КУДРЯВЦЕВ Е.М., ДРОЗДОВ А.Н. Исследовательский аспект в обучении как тенденция его современного развития…… 3

МЕЩЕРИН В.Н. О направлениях подготовки механиков-строителей по ФГОС-3…… 4

Секция 1. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин

АЛЕКСЕЕВА О.В., БЕЛОУСОВ Л.И., КАРПЕКИН И.В. Оптимизация параметров решетчатых конструкций по несущей способности…… 6

АНИСИМОВ И.А., БУТОРИН В.Ф., ЧЕРМЕНИНА Е.А. Формирование расхода топлива транспортного средства и транспортно-технологической машины на режиме холостого хода. 9

АФХАМИ АЛИШАХ А.Х. О перспективах использования антифрикционных покрытий при резании грунта…… 13

АЩЕУЛОВ А.В., ВАФИН К.Ш., БЫСТРОВ С.А. Влияние осадков на нагрузки подъемных механизмов разводных мостов…… 14

АЩЕУЛОВ А.В., ВАФИН К.Ш., СМИРНОВ А.В. Влияние ветровой нагрузки на разводной пролет Троицкого моста в Санкт-Петербурге…… 18

БАЛОВНЕВ В.И. Оптимизация параметров и выбор землеройной техники по анализу четвертой координаты рабочего процесса машины…… 22

БЕРЕСТОВ Е.И., АФХАМИ АЛИШАХ А.Х., ДЖАЛИЛВАНД Э.Х. Распределение давлений по поверхности ножа при резании грунта…….. 26

БЕРЕСТОВ Е.И., КУЛАБУХОВ А.В., ЛЕСКОВЕЦ И.В. О повышении силы тяги по сцеплению гусеничных машин…… 30

ВАСИЛЬЕВ С.И., ЕРЕСКО С.П. Моделирование системы стабилизации давления в гидроприводе траншейного экскаватора.. 31

ВЕРИГИН Ю.А., ВЕРИГИНА Я.Ю. Пути оптимизации процессов механического измельчения материалов…… 35

ГАРАНИН Н.П., ТЕРЕХОВ А.М., РАСКАТОВ А.В. Эффективность спаренной работы портальных кранов с применением критерия быстроты выравнивания нагрузок…… 39

ГОЛОВАЧЕВ Ю.Н. Методы оценки хладостойкости металлоконструкции портальных кранов, работающих в условиях дальнего севера……..... 43

ГОНЧАРЕВИЧ И.Ф., КАБЫЧКИН Д.А. Исследование режимов работы цепного рабочего органа портового перегрузочного комплекса типа «Кратцер» с целью выбора эффективных режимов работы и разработки метода прочностного расчета силовых элементов в условиях динамического нагружения. 48

ГОНЧАРЕВИЧ И.Ф., НИКУЛИН К.С. Анализ и динамика механизмов поворота манипуляционных погрузчиков…… 51

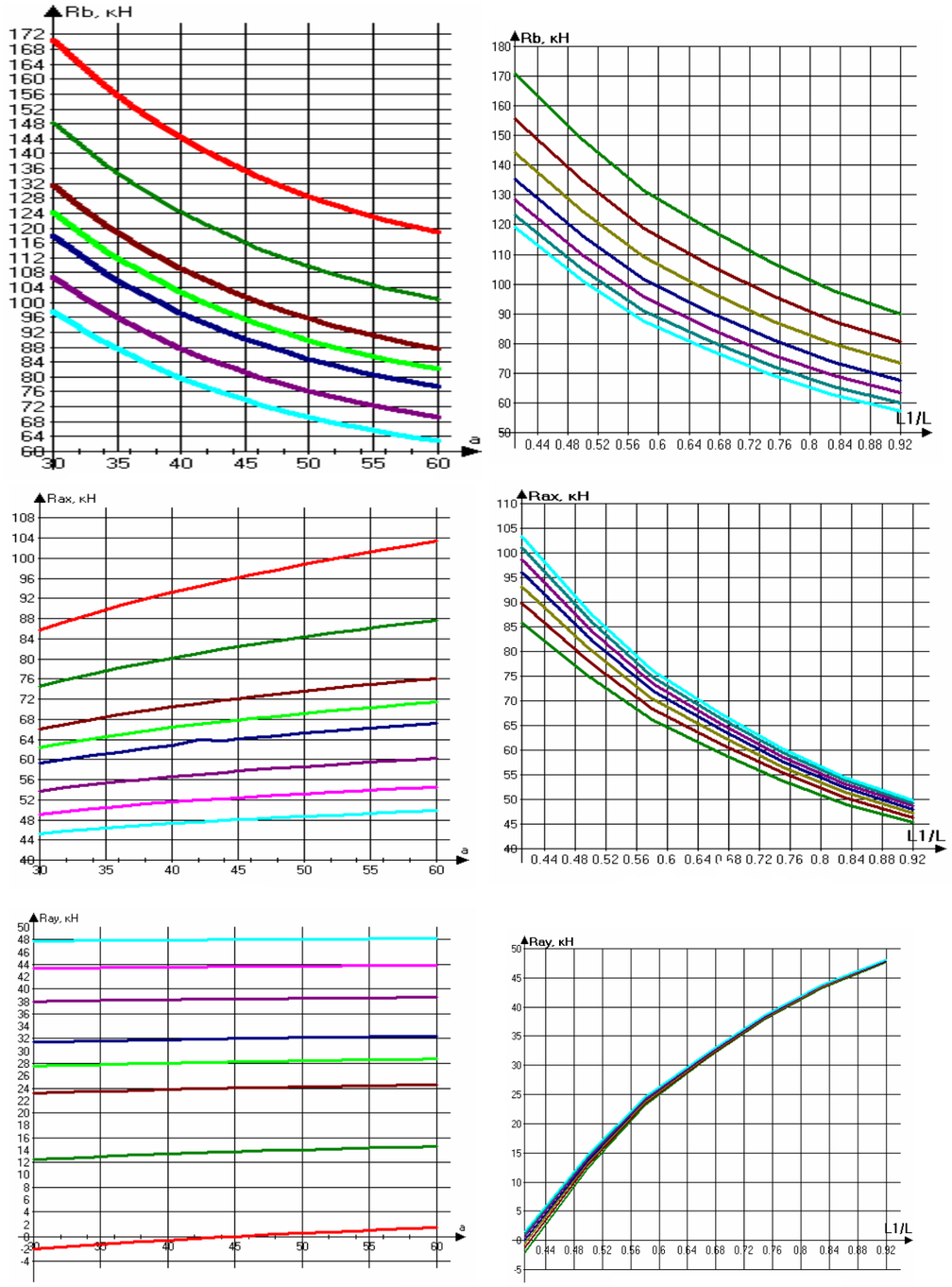


Рис. 1. Опорные реакции фермы

В результате выполненной работы разработана модель влияния на величину максимального усилия в стержнях названных выше факторов. Число факторов – три. Это угол установки оттяжки $\alpha = x_1$, место крепления оттяжки $L_1/Ll = x_2$ и количество оттяжек $N = x_3$. Составлена матрица планирования эксперимента, где x_1 изменяется 30 ^{0}C…60 ^{0}C , x_2 – 0,5…1, x_3 – 1…3. Функция отклика $y_1 = Rb$, $y_2 = Rax$, $y_3 = Ray$ – величина опорных реакций. Усилия в стержнях определяются значением реакций. Линейные модели опорных реакций, для рассматриваемой в примере фермы, имеют вид:

$$y_1 = 1{,}35-0{,}098x_1-0{,}058x_2-0{,}088x_3$$
$$y_2 = 0{,}72+0{,}044x_1+0{,}25x_2-0{,}02x_3$$
$$y_3 = 0{,}2+0{,}003x_1-0{,}2x_2-0{,}05x_3$$

Анализ результатов расчета показал, что минимальные нагрузки в стреле будут при $x_1 = 60°$, $x_2 = 1$(т.е. на конце стрелы) и $x_3 = 3$.

Программа является универсальной и может быть использована при любом очертании решетки и любой конструкции стрелы, при выполнении курсовых и дипломных проектов, а также при проектировании решетчатой конструкции на производстве, выполнении проектных и проверочных расчетов.

риваемых сооружений. К ним относятся полный и необратимый выход из строя резервуара после потери общей устойчивости, а также постоянно развивающиеся процессы коррозии, приводящие к уменьшению толщины поясов цилиндрической стенки. Все это заставляет либо выискивать сугубо теоретическим путем имеющиеся резервы, либо принимать какие-то практические, в большинстве своем дорогостоящие, меры в отношении обеспечения устойчивости.

Необходимо отметить, что все современные нормы расчета относятся к расчету вновь проектируемых конструкций, влияние дефектов появившихся на резервуаре в процессе эксплуатации не учитывается, за исключением учета равномерного коррозийного износа, путем введения припуска на коррозию.

Исходя из вышеперечисленного, нужно признать важность и слабое развитие изучения проблем устойчивости РВС.

В процессе эксплуатации на резервуаре образуются дефекты (такие как коррозийный износ, неоднородная просадка основания и т.п.) которые негативно влияют на устойчивость резервуаров. В частности необходимо выяснить, какие параметры дефекта влияют на потерю устойчивости в большей степени. Не менее важной видится задача по изучению взаимодействия дефектов между собой, устойчивость резервуаров с дефектами под действием внешних факторов (ветровая нагрузка, снеговая нагрузка, аварийный вакуум).

На основании представленного анализа сформулируем ряд актуальных вопросов необходимых для возможности оценки состояния РВС, находящихся в эксплуатации и имеющих дефекты:

1) оценить влияние локального коррозийного износа на устойчивость стенки РВС;

2) выявить являются ли зоны локального коррозионного износа «инициаторами» потери устойчивости?;

3) выяснить, возможно, ли введение аналога термину «отверстия, не требующие укрепления» для задачи устойчивости. Будут ли размеры подобных дефектов такими же, как и в случае прочностного расчета?;

4) дать оценку таким параметрам локального коррозионного износа как глубина износа и его размер. Оценить взаимное влияние этих параметров на устойчивость;

5) оценить взаимное влияние дефектов на устойчивость стенки РВС;

6) оценить влияние дефектов на потерю устойчивости при различных нагрузках.

кальных стальных резервуаров уделяется сравнительно мало места. То же относится и к нормативным документам, касающимся контроля технического состояния резервуаров, находящихся в эксплуатации.

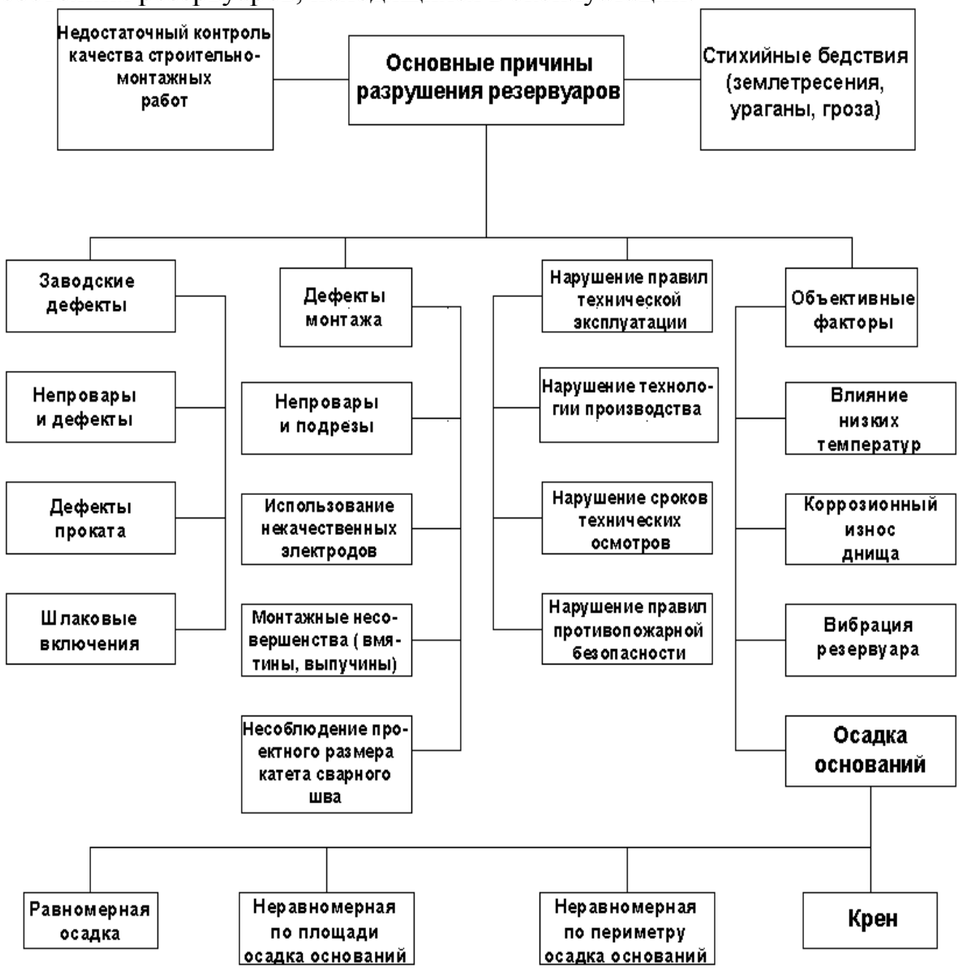


Рис. 3. Основные причины разрушения резервуаров

Вместе с тем с позиций общих представлений теории оболочек проблема устойчивости должна быть и на самом деле является для резервуаров весьма актуальной, поскольку, с одной стороны, имеется целый комплекс сжимающих нагрузок (собственный вес конструкций, ветер, снег, вакуум), с другой стороны, основной конструктивный элемент резервуаров рассматриваемого вида – цилиндрическая стенка, которая представляет собой тонкостенную, а значит и малоустойчивую, оболочку, имеющую, к тому же, многочисленные начальные несовершенства геометрии, что также должно было бы снижать общую ее устойчивость. Нужно также иметь в виду и целый ряд других обстоятельств, которые заставляют постоянно держать под контролем и совершенствовать теоретическую базу оценки устойчивости рассмат-

УДК 629.11

И. А. Анисимов, канд. техн. наук, доц.; В. Ф. Буторин; Е. А. Черменина
ГОУ ВПО «ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЕГАЗОВЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Тюмень, Россия

ФОРМИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ТРАНСПОРТОГО СРЕДСТВА И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Статья посвящена оценке вклада режима холостого хода в общий расход топлива транспортного средства и транспортно-технологической машины.

В процессе эксплуатации автомобилей выделяют следующие основные режимы их работы – разгон, установившееся движение, торможение и холостой ход.

Наибольший вклад в процесс формирования расхода топлива вносят нагрузочные режимы. Режим холостого хода является безнагрузочным, при нем не выполняется работа, т.е. он является балластным. Однако может быть исключение, когда на холостом ходу в работу включается технологическое оборудование (гидросистема самосвала, крана, манипулятора). Время, в течение которого двигатель работает в режиме холостого хода, доходит до 25 %.

Все топливо, затрачиваемое на работу силового агрегата в этом режиме, расходуется на преодоление внутренних сопротивлений двигателя, таких как: механические потери (преодоление трения в сопряженных узлах), привод вспомогательного оборудования. Как правило, мощность ДВС в этом режиме незначительна и все потери оказывают серьезное влияние на расход топлива.

Распределение мощности, механических потерь двигателя автомобиля КамАЗ-740 на приведение в действие вспомогательного оборудования выглядит следующим образом (рис.1) [1].

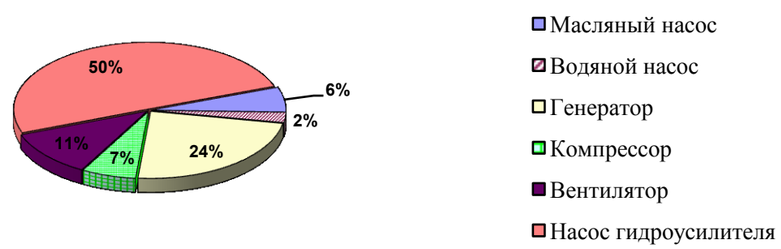


Рис. 1. Распределение мощности механических потерь, кВт

Как видно из рис. 1 к внушительной составляющей этих потерь относятся затраты энергии на привод вспомогательного оборудования, такого как вентилятор, масляные и водяные насосы, генератор, компрессор, нагнетатель, гидропривод технологического оборудования.

Таким образом, очевидно, что на режиме малых нагрузок, к которым относится режим холостого хода, вклад привода генератора в механизм формирования расхода топлива, будет очень значим.

Расход топлива можно разделить на два вида: путевой и расход на режиме холостого хода (рис. 2).

Рис. 2. Факторы, влияющие на изменение расхода топлива

Анализируя рисунок в части работы двигателя на холостом ходу можно сделать вывод о том, что на изменение расхода топлива на этом режиме влияют: природно-климатические условия, которые мы можем только учитывать; нагрузка от потребителей электрической энергии, регулируемая со стороны водителя; нагрузка от привода компрессора тормозной системы; нагрузка от привода гидронасоса вспомогательного технологического оборудования; нагрузка от привода насоса гидроусилителя рулевого управления; нагрузка от привода компрессора кондиционера.

Увеличение расхода топлива двигателем внутреннего сгорания под действием, например, нагрузки от потребителей электрической энергии формируется следующим образом. При включении потребителей возрастает сила сопротивления вращению якоря генератора, что повышает ЭДС и нагружает двигатель. Частота вращения коленчатого вала двигателя падает и для выхода двигателя на исходный режим увеличивается подача топлива. Потребители электрической энергии на автомобиле можно сгруппировать по следующим признакам (рис. 3).

Если же говорить о доле нефти и нефтепродуктов в грузообороте морских портов России, то здесь перевалка нефти и нефтепродуктов стоит на первом месте. Так, например, по данным за первые два месяца 2011 года объем перевалки наливных грузов составил 47,8 млн. т., в том числе: нефти – 31,8 млн т., нефтепродуктов – 15,8 млн т., при общем объеме перевалки порядка 78 млн т.

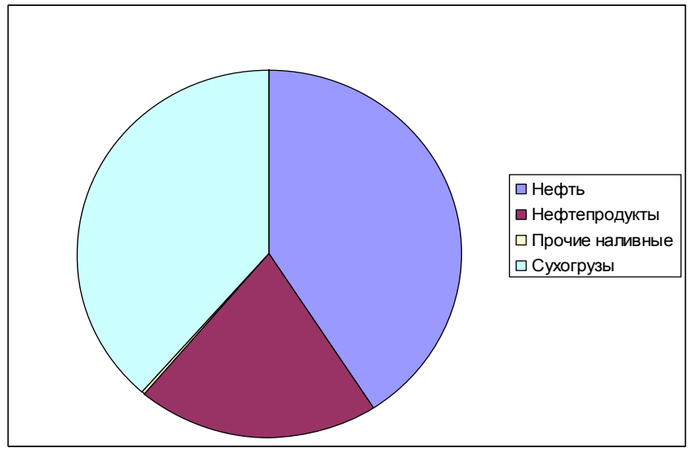


Рис. 2. Структура грузов перевозимых морским транспортом

Для осуществления морских и речных перевозок нефти необходимо сооружать специальные причальные сооружения для швартовки и налива нефти в танки нефтеналивных судов (танкеров, барж). Комплекс таких объектов обычно называют нефтеналивными терминалами. В состав нефтеналивных терминалов входят: резервуарные парки; технологические трубопроводы; технологические насосные узлы; узлы учета; узлы защиты от гидроударов; причальные сооружения (береговые причалы, пирсы, выносные приемные устройства и др.); шлангующие устройства (стендера, гибкие резиновые армированные шланги); очистные сооружения; вспомогательные здания и сооружения (химическая лаборатория, центральный диспетчерский пункт, котельная и др.); системы диспетчерского управления и сбора данных (ЗСАВА) и системы связи. В речных и морских портах на нефтеналивных терминалах широкое применение получили вертикальные стальные резервуары. В связи со значительным числом подобных резервуаров, значительным сроком эксплуатации некоторых из них (срок эксплуатации 70–80 % превысил 30 лет), эксплуатацией в неблагоприятных условиях, решающее значение получает задача их безаварийной и безопасной работы.

На основании отечественного и зарубежного опыта эксплуатации резервуарных конструкций, Галеевым В.Б. предложена следующая классификация причин аварий резервуаров.

Современная наука уделяет значительное внимание вопросам пожаробезопасности, взрывобезопасности, прочности резервуаров. Этим вопросам посвящено множество исследований, однако вопросу устойчивости верти-

УДК 627.35.032:621.64

Х. М. Ханухов, д-р техн. наук; А. В. Алипов, канд. физ.-мат. наук; Е. И. Карамнов
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТАЛЬНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ НАХОДЯЩИХСЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ В РЕЧНЫХ И МОРСКИХ ПОРТАХ

Доля нефти и нефтепродуктов в перевозках речным и морским транспортом в последние годы неуклонно растет. Перевалка нефти и нефтепродуктов с одного вида транспорта на другой связана со значительными техногенными рисками. А в связи со скорым вступлением в силу нового технического регламента о безопасности объектов внутреннего водного транспорта, вопросу промышленной безопасности уделяется значительное внимание. Особо важной проблемой представляется вопрос о промышленной безопасности вертикальных стальных резервуаров, находящихся в эксплуатации и имеющих дефекты. Выявлены направления, требующие скорейшей разработки, сформулированы первоочередные задачи. Одной из таких проблем является проблема устойчивости вертикальных стальных резервуаров для нефти и нефтепродуктов, находящихся длительный срок в эксплуатации и имеющих дефекты.

Значительную долю в грузоперевозках водным транспортом занимают нефть и нефтепродукты. Нефть и нефтепродукты занимают третье место в списке грузов перевозимых внутренним водным транспортом.

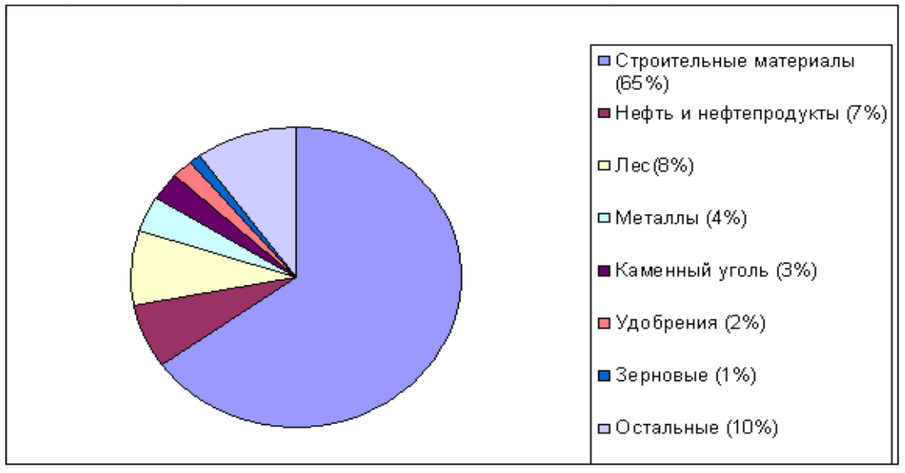


Рис. 1. Структура грузов перевозимых внутренним водным транспортом

Рис. 3. Классификация потребителей электрической энергии

Для анализа классификации, необходимы следующие пояснения.

К постоянно включенным в работу потребителям электрической энергии относятся элементы системы зажигания двигателя автомобиля. Также в эту подкатегорию входят элементы электрической системы движителя автомобиля. К ним можно отнести системы безопасности (ESP, EBD, ABS) и т.д. Эти элементы постоянно включены в работу и не влияют на изменение расхода топлива двигателем автомобиля.

Следующая подкатегория – потребители, включаемые в работу периодически на короткое время. К ним относятся электродвигатели приводов и подогреватели. Остальные составляющие этой подкатегории классификации не нуждаются в комментариях.

Заключительная подкатегория – потребители, включаемые в работу периодически на продолжительный период времени. В свою очередь, эту подкатегорию также можно проклассифицировать на потребители, имеющие большую мощность и имеющие незначительную мощность.

Можно предположить, что лампы фар ближнего света и противотуманных фар своим включением оказывают значительное влияние на расход топлива при работе двигателя на холостом ходу. Их отключение приведет к экономии. Габаритные размеры при стоянке автомобиля в темное время суток при его стоянке обозначаются габаритными огнями [2]. Влияние работы кондиционера также весомо, однако, его отключение снизит комфорт в салоне автомобиля и снизит эргономические показатели автомобиля.

При включении технологического оборудования лесозаготовительной, строительной, дорожной техники, машин и оборудования горной промышленности, нефтедобывающих производств возникает принудительный холостой ход. При этом нагрузка на двигатель будет формироваться на основе сопротивления, оказываемого гидравлической системой.

Также необходимо отметить, что в настоящее время отсутствует четкая система нормирования расхода топлива ДВС при работе на холостом ходу. Поэтому необходимо проведение соответствующих исследований для восполнения этого пробела.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Котиков, Ю. Г.** Транспортная энергетика: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Ю. Г. Котиков, В. Н. Ложкин; под ред. Ю. Г. Котикова. – М. : Издательский центр Академия, 2006. – 272 с.

2. **Анисимов, И. А**. Нагрузка на двигатель внутреннего сгорания и ее влияние на показатели рабочего процесса / И. А. Анисимов, В. Ф. Буторин, Е. А. Черменина // Интерстроймех–2009 : сб. материалов междунар. научн.-техн. конф. – Бишкек, Кыргызский ГУСТА им. Н. Исанова, 2009. – С. 317–319.

вис и широкий спектр качественных услуг. Будущее отечественного рынка сервиса импортной строительной техники за специализированными российскими компаниями, имеющими разветвленную сеть филиалов по всей территории России и за ее пределами, располагающими штатом высококвалифицированных менеджеров и механиков, прошедших обучение в фирменных центрах или специальных учебных заведениях. Это позволит повысить эффективность эксплуатации парка машин, как новых, так и имеющих большие сроки службы [3]. При создании сети таких центров эффективным методом управления, минимизирующим роль субъективных факторов, становится система поддержки принятия решений, внедрение которой позволяет повысить эффективность оперативного управления в среднем на 10%–15%, а при стратегическом планировании экономия может составлять до десятков процентов от стоимости проекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Износ парка строительно-дорожной техники в России приближается к 50%URL:http://marketing.rbc.ru/news_research/13/05/2011/562949980237686.shtml. Дата обращения 05.06.2011.

2. **Николаев, С. Н.** Эффективная организация технического сервиса строительной, дорожной и грузоподъемной техники / С. Н. Николаев, при участии А. Л. Филатова, М. С. Николаевой. URL: http://www.stroyteh.ru/publication/teh_service_machine_1. Дата обращения 16.02.2010

3. **Столбов, В. В.** Анализ состояния рынка и технического сервиса импортной техники в дорожно-строительной отрасли / Столбов В. В., Максимов С. Е., Скороходов Д. А. 2006-09-26 STROIT.RU. URL: http://exkavator.ru/articles/marketing/~id=5470. Дата обращения 26.05.2011

4. **Николаев, С. Н.** Организация высокоэффективного технического сервиса строительных, дорожных и грузоподъемных машин / С. Н. Николаев // Вестник МС Консалтинг. Ч. 2. URL: http://www.msconsulting.ru/ru/articles/24/ Дата обращения 12.07.2010

5. **Богачев, С.** Увеличение срока службы техники / С. Богачев // Строительная техника и технологии. URL: http://www.mediaglobe.ru/ctt/about_ctt.php Дата обращения 26.02.2011

– техобслуживании и ремонте машины;
– заправке новыми эксплуатационными жидкостями;
– работе через изношенные валы, поврежденные уплотнения и др.

Степень загрязненности часто определяется с помощью специальных приборов в лабораторных условиях или с помощью переносных счетчиков частиц. Программа управления загрязненностью основывается на четырех составляющих: чистые жидкости, чистые агрегаты, чистые средства обслуживания, чистота при работе в мастерских. Все в большей мере при заправке систем машин эксплуатационными жидкостями используются малогабаритные высокоэффективные очистные установки внешней фильтрации. Эти же установки используют на рабочих местах в случае чрезмерной загрязненности систем [4].

В настоящий момент большинство эксплуатирующих предприятий имеют на балансе небольшой парк самоходных машин. Отсутствие квалифицированных специалистов, оборудованных помещений для ремонта, нормативно-технической документации и диагностического оборудования в несколько раз повышает трудоемкость ремонта, снижает его качество. Если раньше, при развитой системе ремонтных органов, затраты на эксплуатацию на 15–20% формировались ремонтными расходами, то в создавшихся условиях ремонтные расходы могут составить более 30 % от всех затрат на эксплуатацию.

Эксплуатирующим предприятиям надо либо создавать собственную службу технического обслуживания и ремонта, занимать производственные площади, закупать дорогостоящее оборудование и инструмент, формировать склад запасных частей, готовить кадры, либо воспользоваться услугами сторонней организации. Но качественный ремонт стоит дорого.

Одним из выходов из создавшейся ситуации может стать развитие системы фирменного технического обслуживания строительных и дорожных машин. Эта система предусматривает полную ответственность производителя техники за работоспособность своей продукции в течение всего срока эксплуатации в любом регионе ее использования. В последнее время по этому принципу организована эксплуатация строительно-дорожной техники во всем мире. Фирменное обслуживание техники иностранного производства, в основном обеспечиваемое дилерами крупных компаний, достаточно быстро развивается на всей территории России. К сожалению, с отечественной техникой ситуация обратная. Низкая платежеспособность эксплуатирующих предприятий, отсутствие оборотных средств, квалифицированных кадров и другие причины не дают возможности сформироваться структурам, отвечающим за техническую поддержку устаревшего парка российских машин [5].

С большой долей вероятности можно прогнозировать усиление конкуренции на рынке сервиса импортной строительной техники. Останутся только ремонтные организации, способные предложить комплексный сер-

УДК 621.828.6

А. Х. Афхами Алишах
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

О ПЕРСПЕКТИВАХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ РЕЗАНИИ ГРУНТА

Одним из направлений снижения сил сопротивления грунта при разработке землеройными машинами является уменьшение трения между грунтом и поверхностью рабочего органа, что можно достигнуть самым простым способом – нанесением на поверхность рабочего органа антифрикционного покрытия.

Этой проблеме начинает уделяться все большее внимание, это подтверждается и тем, что в настоящее время увеличивается объем публикаций по проблемам снижения трения о грунт за счет поверхностных покрытий в других областях строительства – при погружении в грунт свай, колец и других объектов, а также в машиностроении.

Для оценки эффективности снижения сил трения при резании грунта разработан метод расчета, позволяющий всесторонне проанализировать влияние трения на процесс отделения стружки как с точки зрения снижения сопротивлений, так и общего влияния на параметры, которые могут быть замерены при проведении физических экспериментов. Этот метод расчета, помимо сказанного, позволяет рассчитать минимальную эффективную длину антифрикционного покрытия, что особенно важно, поскольку такие покрытия могут иметь относительно высокую стоимость.

Анализ полученных результатов, показывает, что наиболее эффективным будет нанесение антифрикционного покрытия непосредственно у режущей кромки ножа (минимальная длина покрытия при длине всего ножа 150 мм и толщине стружки 20 мм составляет 11 мм при угле резания 30^0 и 9 мм при угле резания 60^0). При выполнении этого условия максимальное значение касательной составляющей сопротивления резанию снижается на 14 % для ножа с углом резания 30^0, и на 17 % для ножа с углом резания 60^0.

Если всю поверхность ножа покрыть антифрикционным покрытием, то снижение этой же силы составит лишь около 19 % для этих же условий резания. Показательно, что при этом длина антифрикционного слоя увеличивается в 15 раз.

Таким образом, полученные результаты позволяют более обоснованно подойти к выбору расчетной длины покрытия с учетом допустимой степени износа ножей.

УДК 624.824/828

А. В. Ащеулов, д-р техн. наук; К. Ш. Вафин; С. А. Быстров
ГОУ ВПО «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ОСАДКОВ НА НАГРУЗКИ ПОДЬЕМНЫХ МЕХАНИЗМОВ РАЗВОДНЫХ МОСТОВ

Представлены количественные оценки фактических значений нагрузок на подъемные механизмы разводных мостов от снега и дождевых осадков, полученные в результате обработки данных систем мониторинга санкт-петербургских разводных мостов.

Подъемные механизмы разводных мостов относятся к категории механизмов грузоподъемных машин. При проектировании разводных мостов их механизмам уделяется недостаточное внимание, так как мост рассматривается, в первую очередь, как транспортное сооружение. В руководстве по проектированию [1] описана методика расчета нагрузок на разводной пролет. Установлены проектные нормы, но нет объяснения, на каком основании приняты для расчета именно эти значения. Факторы, влияющие на нагруженность механизмов разводных мостов, учитываются в упрощенном виде.

При движении разводного пролёта, он находится под воздействием ряда внешних нагрузок. Следует исходить из того, что согласно [1] при расчёте суммарного момента сопротивления перемещению пролета однокрылого моста должны быть учтены следующие виды нагрузок:

$$M_C = M_H + M_{ИР} - M_{ИТ} + M_{ТР} + M_{Л.С.} \pm M_{В.Г} \pm M_{В.В} - M_{О.С.} + M_{Ц.У.}, \quad (1)$$

где M_H – неуравновешенность разводного пролёта; $M_{ИР}$, $M_{ИТ}$ – силы инерции движущихся масс при разгоне и торможении; $M_{ЛС}$ – давление льда и снега на проезжую часть и тротуары; $M_{ТР}$ – момент от сил трения; $M_В$ – вертикальное давление ветра на пролётное строение; $M_Г$ – горизонтальное давление ветра на пролетное строение; $M_{ОС}$ – момент сопротивления, возникающий при переводе пролётного строения на ось с опорных стоек; $M_{ЦУ}$ – момент сопротивления от центрирующих устройств.

Оценим влияние осадков в виде льда и снега.

В соответствии с методикой Ащеулова А.В [2] для дней навигации, которые характеризуются осадками в виде снега, мокрого снега и заморозками может быть определена составляющая момента сил неуравновешенности, связанная от давления льда и снега на проезжую часть

$$Мснег = Мсопр(снег)-Мнеур(сух) . \quad (2)$$

модействия между элементами системы, определяемого их геометрическими размерами, физическими, механическими и другими показателями. Числовые значения этих показателей достаточно полно описывают техническое состояние, работоспособность и качество функционирования элементов машин. Эти величины называются структурными параметрами. Структурными параметрами могут быть для деталей – геометрические размеры; для машин в целом – виброакустические параметры, мощность, уровень расхода ГСМ и т.д. В процессе эксплуатации вследствие изнашивания, коррозии, загрязнения и т.д. структурные параметры изменяются от номинальных значений до предельных. Разность между текущими и номинальными значениями характеризует степень отклонения состояния системы от номинального, а разность между текущими значениями и предельными – остаточный ресурс. Таким образом, для оценки возникшей неисправности или определения остаточного ресурса машины или агрегата необходимо знать текущие, номинальные и предельные значения ее структурных параметров. Нормативные и предельные значения параметров указываются в документации на машину, а текущие определяются по контрольным приборам или с помощью диагностического оборудования. Поэтому на строительно-дорожных машинах используются различные датчики, отслеживающие техническое состояние машины, и компьютерные системы, позволяющие не только обрабатывать данные состояния различных систем машины и предупреждать заранее возможные отказы, но и автоматизировать управление самой машиной.

Крайне важен правильный выбор информативных диагностических параметров: теплотехнических, анализов рабочих сред (масел, охлаждающих жидкостей, топлива и др.), виброакустических характеристик. Исследования, проведенные в Институте проблем транспорта РАН, показали, что одной из наиболее информативных характеристик является анализ показателей качества моторного масла, позволяющий прогнозировать пограничные состояния двигателя, его основных агрегатов и узлов. Перспективным является использование виброакустических характеристик [3].

С целью повышения срока службы агрегатов машин, а также снижения затрат на технический сервис (ТС) в передовой практике все большее внимание уделяется обеспечению чистоты эксплуатационных жидкостей машин, допустимые нормы загрязненности которых устанавливаются стандартами ИСО. Чистота эксплуатационных жидкостей характеризуется степенью концентрации инородных частиц и жидких примесей. Загрязненность эксплуатационных жидкостей вызывает быстрый износ деталей агрегатов. В результате повышается вероятность преждевременных отказов. Кроме того, загрязнение, например, гидравлических систем снижает эффективность их работы.

Загрязняющие вещества могут попасть в системы машины при:

– изготовлении машины;

свою очередь, это вызывает снижение темпов механизированных работ, уменьшение прибыли, рост капительных вложений (в т.ч. за счет увеличения потребности в технике), рост травматизма, физической и психологической напряженности работ, снижение качества работ и конкурентоспособности предприятия-пользователя машин. Кроме того, поскольку сервисное обслуживание все в большей мере становится неотделимой частью техники, продаваемой производителями, то некачественный сервис отрицательно сказывается на конкурентоспособности производителя [2].

Многие из представленных в России брендов имеют в штате своих представительств, в лучшем случае, несколько сервисных инженеров, способных устранить мелкие неисправности или произвести плановое техническое обслуживание в виде замены фильтрующих элементов и агрегатной замены навесного оборудования. И мало кто располагает на территории РФ собственными ремонтно-производственными мощностями, обеспечивающими возможность квалифицированного капитального ремонта техники, не говоря уже о восстановительном ремонте базовых деталей и узлов (который, как правило, требуется для машин с большими сроками службы). Все это вполне объяснимо – построить сервисную сеть в огромной России гораздо сложнее, чем в маленьких странах с устоявшейся рыночной экономикой.

Одной из наиболее важных составляющих эффективной эксплуатации является принятая система технического обслуживания и ремонта. На сегодняшний день практически вся импортная техника эксплуатируется «по наработке». Однако все более остро встает задача обеспечения научного прогнозирования остаточного ресурса машин для обеспечения безаварийной работы в заданный промежуток времени, что особенно важно в условиях старения парка. Возможны два пути решения данной задачи: создание универсальных диагностических систем на базе дорогостоящих диагностических комплексов или дооборудование строительных машин элементарными сборщиками основных диагностических параметров с дальнейшим преобразованием и передачей информации с помощью современных средств связи в специальные диагностические центры, осуществляющие ее аккумулирование и обработку.

Для контроля и прогнозирования функционального состояния самоходных машин используется различное диагностическое оборудование. Результатом проведенной диагностики является заключение о техническом состоянии объекта с указанием (при необходимости) места, вида и причины дефекта.

Любую самоходную машину можно рассматривать как техническую систему, представляющую упорядоченную совокупность совместно действующих элементов (агрегатов, узлов и деталей) и предназначенную для выполнения заданных функций. Каждая техническая система характеризуется вполне определенной структурой, под которой понимается характер взаи-

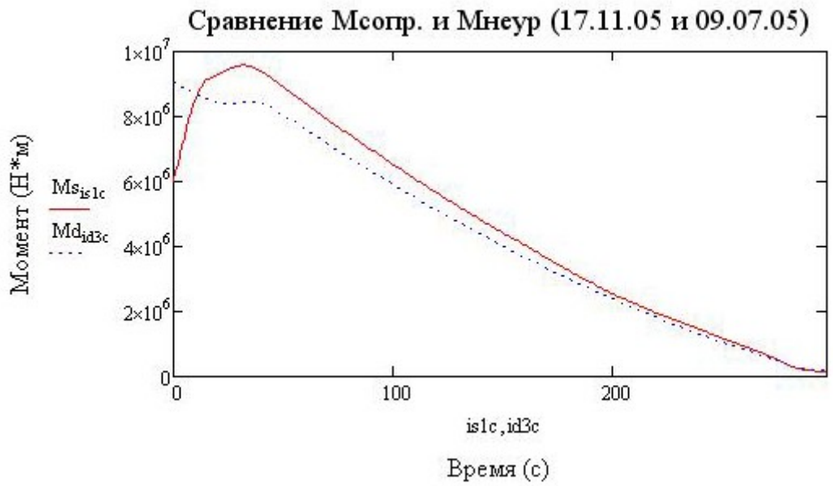


Рис.1. Сравнительный график момента сопротивления в снежную погоду и момента неуравновешенности в сухой день

Табл. 1. Значения момента от массы льда и снега и суммарного момента сопротивления

Время разводки, с	Момент		Разница, М от влияния снега и льда	Процент, %
	Мсум=Мн снежная погода, Н·м	Мн в сухой день, Н·м		
30	$9{,}57\cdot10^6$	$8{,}43\cdot10^6$	$1{,}14\cdot10^6$	11,9
60	$8{,}40\cdot10^6$	$7{,}61\cdot10^6$	$0{,}79\cdot10^6$	9,4
90	$6{,}97\cdot10^6$	$6{,}31\cdot10^6$	$0{,}66\cdot10^6$	9,5
120	$5{,}63\cdot10^6$	$5{,}10\cdot10^6$	$0{,}53\cdot10^6$	9,4
150	$4{,}41\cdot10^6$	$3{,}99\cdot10^6$	$0{,}42\cdot10^6$	9,5
180	$3{,}24\cdot10^6$	$2{,}99\cdot10^6$	$0{,}25\cdot10^6$	7,7
210	$2{,}23\cdot10^6$	$2{,}08\cdot10^6$	$0{,}15\cdot10^6$	6,7
240	$1{,}43\cdot10^6$	$1{,}28\cdot10^6$	$0{,}15\cdot10^6$	10,5
270	$0{,}66\cdot10^6$	$0{,}59\cdot10^6$	$0{,}07\cdot10^6$	10,6
		Среднее значение:	$0{,}462\cdot10^6$	9,4

Примечание: % – выделенный момент от суммарного

По полученным данным можно сделать вывод, что экспериментальный момент от массы льда и снега составляет приблизительно 9,4 % от суммарного экспериментального момента сопротивления.

Выделим и оценим составляющую от переувлажнения разводного пролета.

В руководстве по проектированию [1] никак не отражено влияние влаги при расчете суммарного момента сопротивления перемещению.

В Санкт-Петербурге в течение большего периода времени, относительная влажность воздуха составляет от 80 до 98 %. Это означает, что со-

держание водяных паров в воздухе в эти периоды времени практически максимально относительно возможного уровня.

Воздействие повышенной влажности можно охарактеризовать так:

– высокий уровень влажности воздуха замедляет процесс испарения воды с поверхности мостовых сооружений;

– обилие влаги увеличивает вес конструкции.

Атмосферные осадки в Петербургском регионе представлены по большей части дождями или снегом. Среднее количество осадков в сутки, выпадаемое на территории Санкт-Петербурга, осредненное по результатам измерения за последние 50 лет, представлено на рис. 2

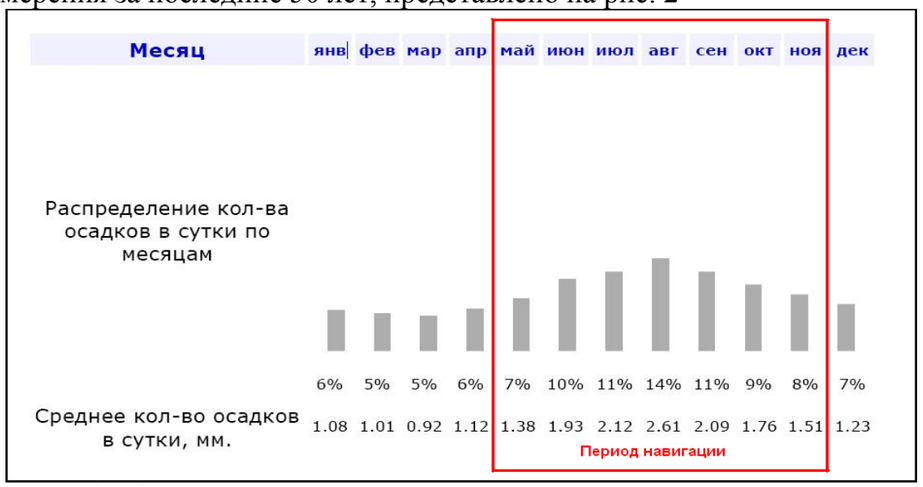


Рис. 2. Среднее количество осадков в сутки, выпадаемое на территории Санкт-Петербурга, осредненное за последние 50 лет

Был проведен анализ оценки влияния нагрузки от переувлажнения пролета на примере Троицкого моста в Санкт-Петербурге.

Из выше сказанного видно, что мосты в Санкт-Петербурге эксплуатируются в условиях повышенной влажности. Для исследования влияния нагрузок от переувлажнения разводного пролета сделан анализ погодных условий за 2005 год и выбраны дни с характерной влажной погодой, которые составляют 60 % от общего числа дней в 2005 году.

Для дней навигации, которые характеризуются повышенной влажностью, обильными дождями может быть определена составляющая момента сил неуравновешенности, связанная с явлением “набухания” разводного пролета под действием дождевых осадков.

$$Мвл = Мсопр(вл)-Мнеур(сух) \quad (3)$$

В результате проведенного исследования, были получены следующие зависимости суммарного момента от времени разводки моста. Для исследования были взяты: день с сухой безветренной погодой (4.06.05) и день с влажной безветренной погодой (7.07.05).

Из графика рис. 3 и табл. 2 видно, что момент от переувлажнения разводного пролета составляет примерно 7–20 % от суммарного момента. В среднем М ср = 7,4 %

УДК 69.002.5, 625.08

Р. Г. Хабибуллин, канд. техн. наук, доц.; И. В. Макарова, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Маврин, канд. хим. наук, доц.
ГОУ ВПО «КАМСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ИНЖЕНЕРНО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ»
Набережные Челны, Россия

ФИРМЕННЫЙ СЕРВИС КАК ОДИН ИЗ ГЛАВНЫХ ФАКТОРОВ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В статье анализируются способы повышения конкурентоспособности машиностроительных предприятий путем создания единого информационного взаимодействия системы фирменного сервиса с производственной системой и системой распределения, что дает возможность дифференцированного подхода к оценке их деятельности и принятия научно-обоснованных управленческих решений.

В связи с ситуацией сложившейся на российском рынке строительной и дорожной техники в период с 2008 по 2009 год износ парка строительно-дорожной техники в целом в России приближается к критической величине в 50% [1].

В настоящее время в России представлено большинство зарубежных компаний, выпускающих землеройную, транспортную и крановую технику: Case, Caterpillar, Daewoo, Dressta, Fiat-Hitachi, Hitachi, Orenstein & Koppel ag. Hynndai, Jcb, Kato, Kobelco, Komatsu, Liebherr, Mitsubishi. Причем из-за рубежа ввозятся не только новые, но и бывшие в употреблении машины.

Положительные тенденции в экономике и интенсивное использование тяжелой строительной и землеройной техники импортного производства, с одной стороны, способствуют совершенствованию технологических процессов, а с другой – еще сильнее обостряют проблему поддержания оборудования в работоспособном состоянии. В таких условиях задача повышения качественного уровня сервиса приобретает особое значение. Развитие строительной техники идет по пути усложнения узлов и агрегатов машин, роста энерговооруженности и уровня компьютеризации. Все это влечет за собой усложнение сервиса, но потребителю необходима гарантия незамедлительного и качественного устранения проявляющихся в процессе эксплуатации технических неполадок. Заказчик заинтересован, чтобы техника как можно меньше простаивала по техническим причинам и, в первую очередь, в период плановых и аварийных ремонтов.

Невысокий уровень развития сервиса отрицательно сказывается на показателях эксплуатационной производительности техники, затратах на ее эксплуатацию, а также на производительности за час рабочего времени. В

Табл. 1. Значения суммарного углового зазора в трансмиссии при различных дорожных условиях

передача	I			II			III			IV			V			VI			ЗХ		
Коэффициент сопротивления движению	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035	0,015	0,025	0,035
Расчетное значение, рад	0,88			0,59			0,43			0,37			0,23			0,17			0,95		
статическая составляющая	0,090	0,120	0,200	0,060	0,100	0,135	0,040	0,070	0,100	0,030	0,050	0,068	0,020	0,034	0,048	0,015	0,025	0,034	0,100	0,150	0,225
динамическая составляющая	0,455	0,336	0,176	0,350	0,300	0,240	0,240	0,220	0,200	0,130	0,120	0,110	0,080	0,080	0,070	0,040	0,040	0,040	0,480	0,330	0,080
Зазор с учетом составляющих с графика	1,425	1,336	1,255	1,000	0,990	0,965	0,710	0,720	0,730	0,530	0,540	0,548	0,330	0,344	0,348	0,225	0,235	0,244	1,530	1,430	1,255
Процент расхождения вычисленного от расчетного	62	52	42	69	68	63	65	67	69	43	46	48	43	49	51	32	38	32	61	50	32
Поправочный коэффициент	0,62	0,65	0,70	0,59	0,60	0,61	0,61	0,60	0,59	0,70	0,69	0,68	0,70	0,67	0,66	0,75	0,72	0,70	0,62	0,66	0,76
Процент расхождения вычисл. от расч. с поправочным коэффициентом	0,004	0,010	0,002	0	0,007	0,002	0,007	0,005	0,002	0,003	0,007	0,007	0,004	0,002	0,001	0,007	0,005	0,005	0,001	0,007	0,004

Учесть статическую и динамическую составляющие зазора при различных дорожных условиях на всех передачах достаточно сложно, поэтому более целесообразно учитывать погрешность по каждой передаче в отдельности как функцию дорожных условий. Для этого достаточно эту зависимость описать полином второго порядка вида:

$$q_i = k_{0i} + k_{1i} \cdot f + k_{2i} \cdot f^2$$

где q_i – поправочный коэффициент, для определения зазора на i-той передаче при коэффициенте сопротивления качению f; k_i – коэффициенты регрессии по i-той передаче.

Учет статической и динамической составляющих фактических перемещений валов при различных коэффициентах сопротивления движению поправочным коэффициентом, позволит с высокой точностью определять суммарный угловой зазор при диагностике в движении. Данный поправочный коэффициент не является универсальным, а зависит от динамических параметров машины и упругих элементов трансмиссии, от которых зависят величины статической и динамической составляющих фактических перемещений валов, на основе которых получаем коэффициенты регрессии. Следовательно, поправочные коэффициенты для различных машин различны.

При отсутствии данных о динамических параметрах машины статическую и динамическую составляющие общей деформации валов при расчете суммарных угловых зазоров можно исключить, установив датчик момента на выходном валу трансмиссии, поскольку суммарный угловой зазор выбирается при нулевом моменте на выходном валу.

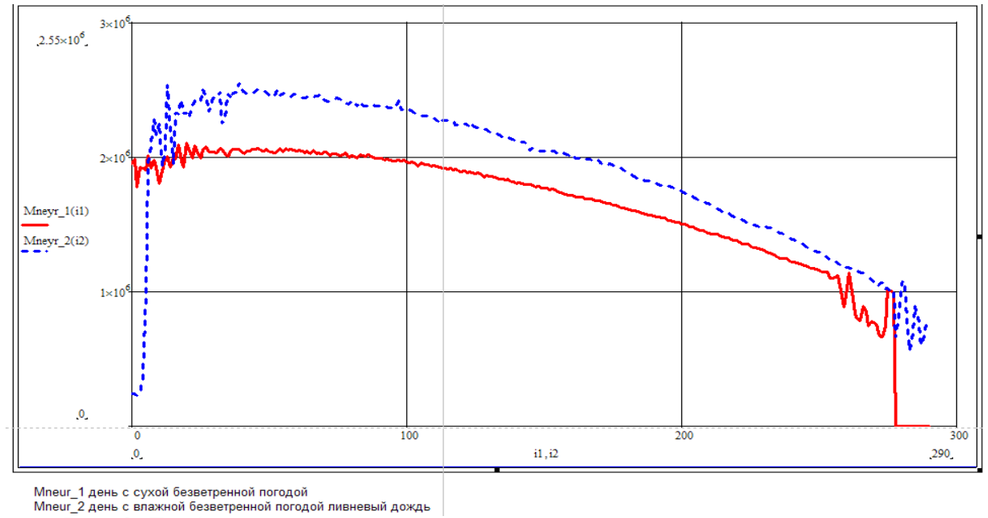


Рис. 3. График зависимостей моментов от времени разводки моста

Табл. 2. Значения момента сопротивления в дождевую погоду и момента неуравновешенности в сухой день

Время разводки, с	Момент		Разница, М от переувлажнения, Н·м	Процент, %
	Мсум=Мн влажная погода, Н·м	Мн в сухой день, Н·м		
30	$2{,}5 \cdot 10^6$	$2{,}05 \cdot 10^6$	$0{,}45 \cdot 10^6$	18
60	$2{,}55 \cdot 10^6$	$2{,}05 \cdot 10^6$	$0{,}5 \cdot 10^6$	19,6
90	$2{,}5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$0{,}5 \cdot 10^6$	20
120	$2{,}2 \cdot 10^6$	$1{,}9 \cdot 10^6$	$0{,}3 \cdot 10^6$	13,6
150	$2 \cdot 10^6$	$1{,}8 \cdot 10^6$	$0{,}2 \cdot 10^6$	10
180	$1{,}9 \cdot 10^6$	$1{,}7 \cdot 10^6$	$0{,}2 \cdot 10^6$	10
210	$1{,}65 \cdot 10^6$	$1{,}5 \cdot 10^6$	$0{,}15 \cdot 10^6$	9
240	$1{,}35 \cdot 10^6$	$1{,}25 \cdot 10^6$	$0{,}1 \cdot 10^6$	7,4
270	$1 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$	$0 \cdot 10^6$	0
Среднее значение:			$0{,}257 \cdot 10^6$	11,96

Примечание: % – величина разницы от момента в сухой день

Выводы

1. В результате исследования можно уточнить формулу для расчета суммарного момента (1):

$$M_C = M_H + M_{ИР} - M_{ИТ} + M_{ТР} + M_{Л.С.} \pm M_{В.Г} \pm M_{В.В} - M_{О.С.} + M_{Ц.У.} + \underline{M_{Вл}} \qquad (4)$$

2. Рекомендуется обработка данных систем мониторинга в части выделения составляющих нагрузок и за другие годы эксплуатации с целью накопления статистических данных и последующего уточнения проектных норм для этих нагрузок.

3. Полученные фактические значения нагрузок необходимо сравнить с расчетными значениями, которые определяются проектными нормами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руководство по проектированию мостов / Ленгипротрансмост, Министерство транспортного строительства СССР. – М. : Трансмост, 1990. – 91 с.

2. **Ащеулов , А. В.** Методология проектирования гидравлических подъемных механизмов разводных мостов: дис:… д-р. техн. наук: 05.05.04; 05.02.02 Санкт-Петербург. гос. политехн. ун-т. – СПб., 2007. – 503 с.

УДК 624.824/828

А. В. Ащеулов д-р техн. наук; К. Ш. Вафин; А. В. Смирнов
ГОУ ВПО «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ВЕТРОВОЙ НАГРУЗКИ НА РАЗВОДНОЙ ПРОЛЕТ ТРОИЦКОГО МОСТА В САНКТ-ПЕТЕРБУРГЕ

Публикуются фактические значения нагрузок от сил ветра на разводной пролет Троицкого моста в функции времени и угла разводки, полученные во время эксплуатации моста.

Троицкий мост – это один из одиннадцати разводных мостов, расположенных на основном фарватере р. Нева, по которой 270 дней в году осуществляется навигация и судоходство. Разводная, подъемная часть Троицкого моста – однопролетная, консольно-опирающаяся ферма, с осью вращения, расположенной в опоре моста. Тип привода – гидравлический с электроприводом, длинна разводного пролета 47,6 м, ширина между перилами 23,5 м. Управление дистанционное, имеется система мониторинга, показывающая ход разводки/наводки моста и записывающая основные характеристики гидросистемы в базу данных «Архив».

В существующих методиках расчета грузоподъемных машин ветровая нагрузка представляется в упрощенном виде [1–3] с большим запасом и без учета изменения ее величины по времени.

Однако известно, что скорость ветра во времени изменяется, порывы ветра могут достигать значений 100–200 % от средней скорости, что должно вызывать динамические процессы в приводе.

Для определения ветровой нагрузки обрабатывались данные системы мониторинга моста и проводился анализ погодных условий. Городской метеоцентр ежедневно направляет сведения о погодных условиях в диспетчерскую службу эксплуатационной организации. На основе этих оперативных сведений и погоды по Интернету составлена табл. 1, в которой приведены дни 2005 года с сильными ветрами (табл. приведена в сокращенном виде).

Следует отметить, что в эти дни разводка моста была на пределе эксплуатационных норм, которые запрещают разводку при средней скорости ветра больше 12 м/с. Анализ погодных условий за 2005 год показал, что общий объем дней с ветреной погодой составил 60 % от общего числа дней навигации в 2005 году.

тические угловые перемещения валов при диагностировании зубчатых элементов в движении на первой передаче при выбранном для тестового воздействия скоростном режиме работы двигателя 120 рад/с на горизонтальном участке пути с коэффициентами сопротивления качению *f=0,015*, *f=0,025* и *f=0,035*. Установлено, что имеется четкая тенденция: при увеличении коэффициента сопротивления качению статическая составляющая общего углового перемещения возрастает, а динамическая – убывает, причем убывает более интенсивно, из-за чего общая погрешность снижается.

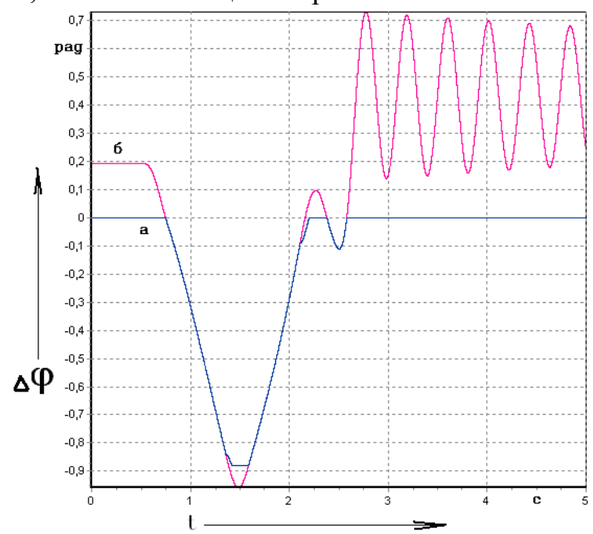


Рис. 2. Графики выбора зазора (кривая а) и фактических угловых перемещений валов (кривая б) на выходе трансмиссии

Результаты расчетов статической и динамической составляющих суммарного углового зазора в трансмиссии при движении в различных дорожных условиях на всех передачах при одном и том же скоростном режиме двигателя представлены в табл. 1.

Для нахождения истинного значения суммарного углового зазора, необходимо учесть статическую и динамическую составляющие поправочным коэффициентом. Этот коэффициент на каждой передаче и при различных дорожных условиях будет свой (табл. 1). Однако, на каждой передаче поправочный коэффициент изменяется либо возрастая с увеличением коэффициента сопротивления движению (I и II передачи, и передача ЗХ, табл. 1), либо убывает (III-VI передачи).

Это связано с тем, что с увеличением скоростей движения статический момент на выходном валу уменьшается, а кинетическая энергия возрастает, что и приводит к большим деформациям валов от динамических нагрузок, т.е. при больших передаточных числах преобладают статические деформации, при малых – динамические.

Оценку величин статической и динамической составляющих на точность определения суммарных угловых зазоров в коробке передач и трансмиссии в целом проведем при диагностировании зубчатых зацеплений трансмиссии автомобиля БелАЗ-7555 при движении на первой передаче по грунтовой дороге с коэффициентом сопротивления качению *f=0,035* на скоростном режиме двигателя 120 рад/с. При подаче тестового воздействия на трансмиссию в виде торможения двигателем, суммарный угловой зазор в коробке передач, равный 0,09 рад (рис. 1 кривая а) и в трансмиссии в целом, равный 0,88 рад (рис. 2 кривая а) выбирается, хотя общая деформация выходных валов (идентифицируемая импульсной системой как суммарный угловой зазор) в коробке передач и трансмиссии в целом значительно больше (рис. 1 и 2 кривые б). В этом случае статическая составляющая фактического перемещения валов в коробке передач составляют 0,008 рад (рис. 1 кривая б), а для трансмиссии составляют 0,2 рад (рис. 2 кривая б). Динамическая составляющая фактического перемещения валов в коробке передач от -0,09 рад до -0,093 рад (рис. 1 кривая б), а в трансмиссии в целом от -0,88 рад до -1,055 рад (рис. 2 кривая б).

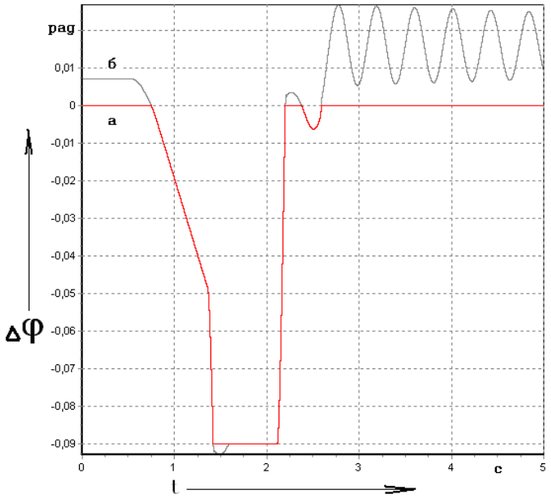


Рис. 1. Графики выбора зазора (кривая а) и фактических угловых перемещений валов (кривая б) на выходе коробки передач

Статическая составляющая зависит от дорожных условий, т.е. от величины передаваемого момента, влияющего на углы закручивания валов, а динамическая – от скорости движения машины, зависящей от принятого скоростного режима работы двигателя при тестовом воздействии и передаточного числа трансмиссии, т.е. от накопленной кинетической энергии машины. Поэтому необходимо исследовать влияние дорожных условий на погрешность определения суммарного углового зазора.

Для оценки влияния дорожных условий на погрешность определения углового зазора из-за упругих элементов трансмиссии проанализируем фак-

Табл. 1. Нормирование ветра, осадков и температуры

дата	румб	скорость ветра, м/с				осадки	
		у земли		на высоте 25 м			
		средняя		средняя			
		min	max	min	max	min	max
09.05.2005	св	4	9	5	10	2	4
17.05.2005	юз	6	14	8	12	3	5
11.08.2005	юв	7	12	12	15	1	3
10.09.2005	сз	6	10	12	14	1	3

Экспериментальные значения ветровой нагрузки определялись на основе методики Ащеулова А. В. [4]:

$$Мветр = Мсум(ветр)-Мсум(безв) \quad (1)$$

где Мсум(ветр) – функция суммарного крутящего момента на оси вращения крыла моста от времени в ветреную погоду; Мсум(безв) – функция суммарного крутящего момента на оси вращения крыла моста от времени в безветренную погоду

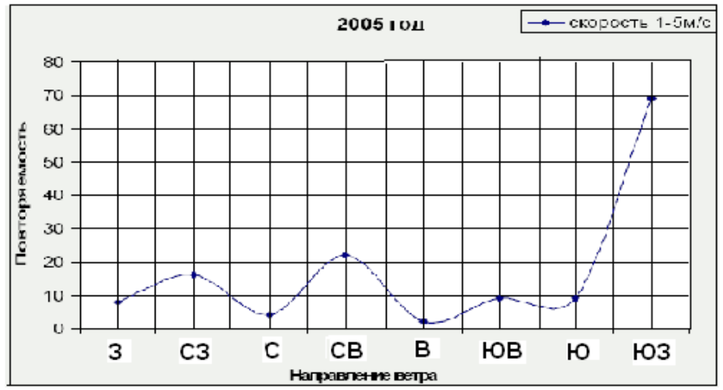
На рис. 1 представлены статистические данные по повторяемости ветров в Санкт-Петербурге в 2005 году по сторонам света и изображено географическое расположение Троицкого моста. Для Троицкого моста, при разводке, юго-восточный ветер является препятствующим, северо-западный – сопутствующим, северо-восточный – боковым справа, юго-западный – боковым слева. Из рис. 1 видно, что преобладающее направление ветра в Санкт-Петербурге в 2005 году было юго-западное направление, для Троицкого моста это боковой ветер слева.

По результатам обработки экспериментальных данных на рис. 2 представлены графики функций Мсум(безв), Мсум(ветр), а результаты сравнения этих функций представлены в табл. 2. Из табл. 2 следует, что ветровая нагрузка составляет в среднем 23 % от нагрузки в теплый, сухой, безветренный день, причем наибольшая разница приходится на положения крыла моста с большими углами разводки, что вполне объяснимо.

Для других характерных направлений ветра также получены реализации ветровых нагрузок, которые представлены на рис. 3. Из графиков на рис.3 видно, что самым значимым моментом ветровой нагрузки является момент от препятствующего ветра. Сопутствующий ветер «помогает» приводу разводить мост.

Табл. 2. Доли ветровой нагрузки на разных углах разводки

Показатель	Время разводки пролета моста, с (угол º)						
	0(0)	50(10)	75(15)	100(23)	125(30)	150(35)	200(48)
$М_{сум_сухой_день}$, (Н·м)	$9{,}692\cdot10^6$	$7{,}947\cdot10^6$	$6{,}828\cdot10^6$	$5{,}769\cdot10^6$	$4{,}705\cdot10^6$	$3{,}838\cdot10^6$	$2{,}236\cdot10^6$
$М_{преп_ветер}$, (Н·м)	0	$3{,}973\cdot10^4$	$2{,}048\cdot10^5$	$8{,}653\cdot10^4$	$1{,}787\cdot10^5$	$9{,}518\cdot10^5$	$7{,}289\cdot10^5$
Разница моментов	$9{,}692\cdot10^6$	$7{,}907\cdot10^6$	$6{,}623\cdot10^6$	$5{,}682\cdot10^6$	$4{,}526\cdot10^6$	$2{,}886\cdot10^6$	$1{,}507\cdot10^6$
%	0	0,5	3	1,5	3,8	24,8	32,6



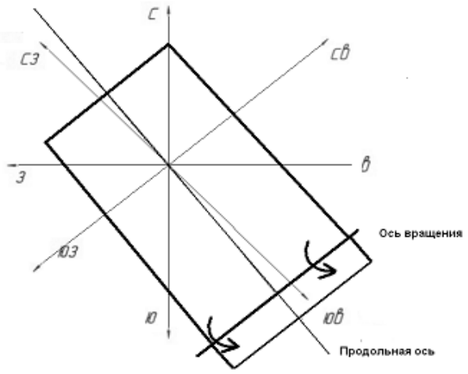


Рис. 1. Расположение Троицкого моста и повторяемость направлений ветра за 2005 год

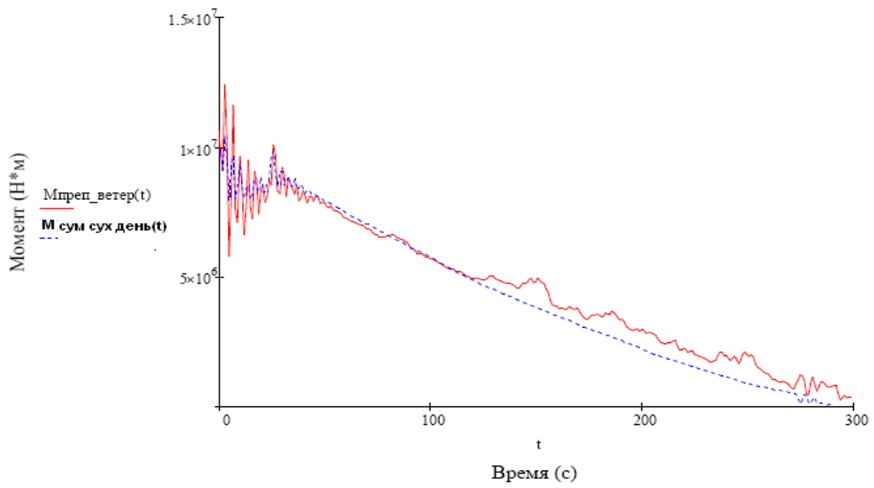


Рис. 2. Графики функций Мсум(безв), Мсум(ветр)

УДК 629.114.2

В. А. Судакова
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ВЛИЯНИЕ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИИ НА ТОЧНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СУММАРНОГО УГЛОВОГО ЗАЗОРА ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ В ДВИЖЕНИИ

Рассмотрены вопросы влияния упругих элементов трансмиссии на выбор суммарного углового зазора при различных дорожных условиях, на примере выбора суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала БелАЗ-7555. Упругую составляющую зазора при диагностике в движении предложено учитывать коэффициентом, либо установив на валу датчик момента, т.к. зазор выбирается при нулевом моменте на валу.

При диагностировании в движении на точность определения величины суммарного углового зазора, как параметра определяющего техническое состояние зубчатых зацеплений, будут влиять упругие элементы в трансмиссии машины. Угловые деформации валов при передаче вращающего момента в процессе движения будут идентифицироваться импульсной системой как составляющие суммарного углового зазора, поэтому в расчетах необходимо учесть не только угловые перемещения связанные с выбором суммарных угловых зазоров, но и общие перемещения сосредоточенных масс, с которыми связаны датчики углового положения ведущей и ведомой частей трансмиссии и коробки передач. Угловые деформации валов при диагностике в движении можно разделить на две составляющие: статическую составляющую (фактические угловые перемещения валов, связанные с передачей вращающего момента для преодоления сил сопротивления движению в установившемся режиме) и динамическую составляющую (фактические угловые перемещения валов от соприкосновения ведущей и ведомой частей зубчатых зацеплений в момент удара, после тестового воздействия и выбора суммарного углового зазора силами инерции вращающихся и поступательно движущихся масс).

При тестовом воздействии на трансмиссию в виде торможения двигателем силы инерции вращающихся масс, связанных с выходным валом не только выбирают зазоры противоположного направления, но и деформируют упругие элементы в противоположном направлении, что также скажется на точности определения суммарного углового зазора. Кроме того, наличие упругих элементов в динамической системе вызывает появление низкочастотных колебаний, поэтому необходимо оценить их влияние на точность определения суммарного углового зазора.

Обозначение роликов (левый, средний и правый) в табл. 1 соответствует их положению до перестановки. Для сравнения, расчетная долговечность средних роликов линейных секций равна 88,2 тыс. час.

Сокращение трудозатрат возможно при перестановке только левого и среднего роликов. Перестановка правого ролика в этом случае практического значения не имеет.

При доминировании износа обечаек роликов оптимальное время одновременной перестановки роликов в опоре $T_п$ и долговечности обечаек левого, среднего и правого роликов T_1, T_2 и T_3 после однократной перестановки для предыдущего примера при t = 0,01 м; k = $6{,}9 \cdot 10^{-14}$ м·с/кг приведены в табл. 2.

Табл. 2. Оптимальное время перестановки $T_п$ и долговечности обечаек роликов, тыс. час

Тп	Т1О	Т2О	Т3О
-	7,1	6,3	7,1
4,83	7,3	7,5	14,2

Обозначение роликов (левый, средний и правый) в табл. 2 соответствует их положению до перестановки. Для сравнения, расчетная долговечность обечаек средних роликов линейных секций равна 8,3 тыс. час.

Сокращение трудозатрат возможно при перестановке только левого и среднего роликов. В этом случае расчетные долговечности обечаек всех трех роликов примерно равны (7,3, 7,5 и 7,1 тыс. час.).

Заключение

В статье представлена детерминированная модель расчета долговечности роликов ЛК на криволинейных участках трассы.

Разработана методика расчета времени одновременной перестановки роликов в опорах грузовой и порожняковой ветвей конвейера, определены оптимальные схемы перестановки.

Пример расчета показал, что при доминировании отказа подшипников однократная перестановка роликов увеличивает долговечность наиболее изнашиваемых средних роликов в 1,61 раза; при доминировании износа обечаек – в 1,19 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Реутов, А. А.** Моделирование приводов ленточных конвейеров / А. А. Реутов. – Брянск : БГТУ, 2011. –152 с.

2. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1975. – С. 510–514.

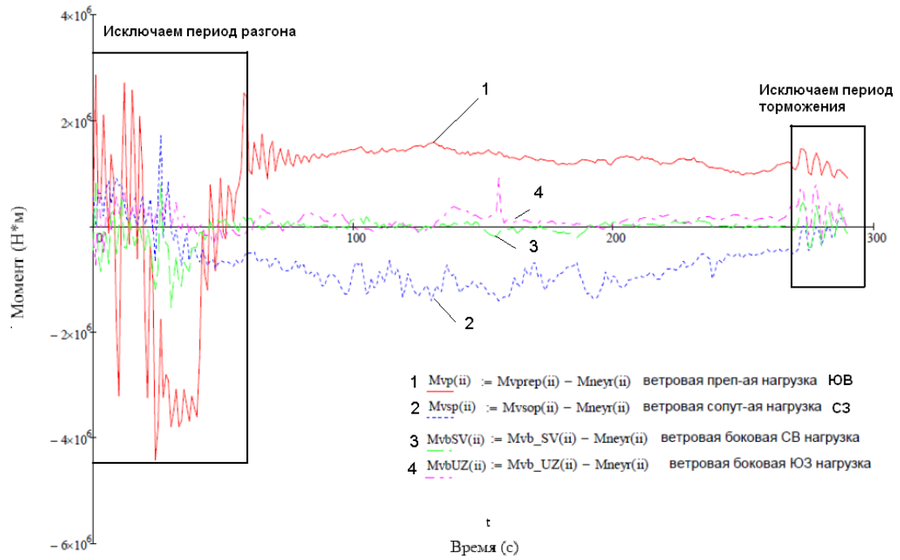


Рис. 3. Графики зависимости ветровой нагрузки от времени разводки моста

Выводы

1. Полученные экспериментальные значения ветровых нагрузок необходимо сравнить со значениями, устанавливаемыми в расчетах на стадии проектирования моста.

2. Ветровые нагрузки представляют собой динамические функции по которым необходимо выполнить частотный анализ и уточнить существующие математические модели.

3. Для статистики целесообразно продолжить обработку данных по другим мостам и в другие годы эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руководство по проектированию мостов / Ленгипротрансмост, Министерство транспортного строительства СССР. – М. : Трансмост, 1990. – 91 с.

2. **Ащеулов, А. В.** Методология проектирования гидравлических подъемных механизмов разводных мостов: дис:… д-р техн. наук: 05.05.04; 05.02.02 / А. В. Ащеулов . – Санкт-Петербург. гос. политехн. ун-т. – СПб., 2007. – 503 с.

3. **ГОСТ 1451-77**. Краны грузоподъёмные. Нагрузка ветровая. – М. : ВНИИПТМАШ,1977.

4. **Вафин, К. Ш.** Методика определения экспериментальных нагрузок на подъемные механизмы разводного моста: дис….магистр. / К. Ш. Вафин. – СПбГПУ, 2008.

УДК 625.76.08

В. И. Баловнев, д-р техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» МАДИ)
Москва, Россия

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ЗЕМЛЕРОЙНОЙ ТЕХНИКИ ПО АНАЛИЗУ ЧЕТВЕРТОЙ КООРДИНАТЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИНЫ

Рассмотрены вопросы определения оптимальных технических параметров землеройной техники на основе анализа теоретической модели четвертой координаты (времени) рабочего процесса методом минимизации продолжительности рабочего цикла машины.

Строительные организации, в ряде случаев, несут существенные потери, которые являются, прежде всего, следствием недостаточного внимания вопросам эффективного использования своих основных ресурсов – строительных машин. Потребитель на современном рынке строительной техники стремится приобрести не только хорошую машину. Возникает необходимость в приобретении машин с оптимальными параметрами, которые обеспечивают работу машины в соответствующих условиях эксплуатации с наибольшим эффектом. Кризисные тенденции, периодически проявляющиеся в развитии экономики, подчеркивают эту необходимость.

Наиболее доступным и менее затратным методом интенсификации строительной техники является определение оптимальных параметров и выбор высокоэффективных машин в зависимости от условий эксплуатации. Однако существующие методы определения оптимальных параметров и выбора землеройной техники не учитывают в полном объеме многообразие проявления эксплуатационно-технических факторов и требуют уточнения и развития.

Определение оптимальных параметров машин требует наличия объективных показателей оценки эффективности. Рекомендуется в качестве таких показателей использовать систему технико-экономических показателей.

Производительность машины (конструктивная, техническая, эксплуатационная), которая определяет количество единиц продукции, выработанной за единицу времени, определяется как

$$П = \frac{q}{t_ц},\ П = \frac{q \cdot k_н \cdot k_и}{t_ц \cdot K_р},\ П = \frac{q \cdot k_1}{t_ц}, \text{ ед. прод./ед. врем.}$$

Удельная энергоемкость $N_{уд} = \frac{N}{П}$ или $N_{уд} = \frac{N \cdot t_ц}{q}$.

Удельная материалоемкость $m_{уд} = \frac{m}{П}$ или $m_{уд} = \frac{m \cdot t_ц}{q}$.

Обобщенный удельный показатель энергоемкости и материалоемкости

где p_i – распределенная по длине i-го ролика нормальная сила взаимодействия с лентой (Н/м); k – эмпирический коэффициент (м·с/кг), учитывающий условия взаимодействия ленты с роликами конкретного конвейера; γ_o – эмпирическая характеристика взаимодействия ленты с роликами (рад.).

$$p_i = (G_b + S_n)\cos\alpha_i .$$

Долговечность обечайки вычислим как время, необходимое для изнашивания обечайки или футеровки на предельно допустимую толщину t при стационарном изнашивании (ζ_i – const)

$$T_{io} = t/\zeta_i .$$

Повысить долговечность роликов промежуточного привода можно путем их перестановки в опоре. Для трехроликовой опоры расположение подшипников роликов до и после перестановки показано на рис. 3.

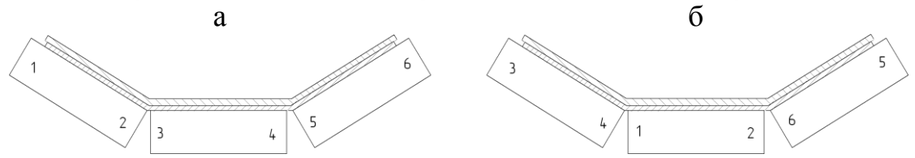


Рис. 3. Обозначение положения подшипников (1, 2 …6) роликов в опоре: а – до перестановки; б – после перестановки

Рассмотрим в качестве примера ЛК производительностью 1280 т/ч с шириной ленты 1 м и скоростью ленты 2 м/с. Удельная масса грузонесущей и тяговой лент РТЛ-1500 – 28 кг/м^2.

Трехроликовые опоры грузовой ветви конвейера имеют одинаковые ролики с шарикоподшипниками 105, D_p = 127 мм, $l_п$ = 278 мм, S_{di} = 11,2 кН. Боковые ролики наклонены к среднему под углом 30 °; $\gamma_1 = \gamma_3 = 0{,}035$; $\gamma_2 = 0$; $\gamma_o = 0{,}104$.

Радиус кривизны оси конвейера R_k = 240 м. Сумма сил натяжения грузонесущей и тяговой лент постоянна по длине промежуточного привода [1] и равна 220 кН.

Радиальные и осевые составляющие (Н) для среднего и бокового роликов опоры соответственно равны: $F_{p2} = 2218$; $F_{o2} = 0$; $F_{p1} = F_{p3} = 745$; $F_{o1} = 121$; $F_{o3} = -121$. Знак минус означает, что осевая составляющая направлена влево.

Оптимальное время одновременной перестановки роликов опоры $T_п$ и долговечности левого, среднего и правого роликов T_1, T_2 и T_3 после однократной перестановки при доминировании отказа подшипников приведены в табл. 1.

Табл. 1. Оптимальное время перестановки и долговечности роликов, тыс. час

Тп	Т1	Т2	Т3
-	136	33	136
26,5	55,3	53	161

$$F_{pi} = \int_0^{\delta} (G_b + S_n)\cos\alpha_i dx \quad ;$$

$$F_{oi} = \int_0^{\delta} (G_b + S_n)[\sin\alpha_i + f(\gamma_i)\cos\alpha_i]dx \quad ,$$

где G_b – распределенная по длине ролика сила тяжести грузонесущей и тяговой лент, груза (Н/м); δ – ширина контакта тяговой ленты с роликом (м); S_n – распределенная по длине ролика нормальная составляющая сил натяжения лент (Н/м); α_i – угол наклона *i*-го ролика к горизонту; γ_i – угол между *i*-м роликом и плоскостью нормальной продольной оси ЛК (рад.); $f(\gamma_i)$ – зависимость коэффициента сцепления ленты с роликом от угла γ_i.

Точку приложения равнодействующей определим через эпюры распределенных сил G_b и S_n, показанные на рис. 2.

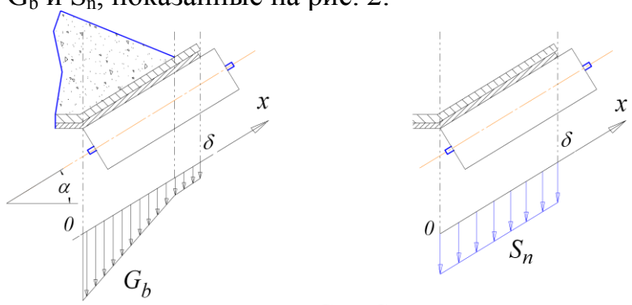


Рис. 2. Эпюры распределенных сил G_b и S_n

Долговечность *i*-го ролика T_i определим как минимальное значение долговечности подшипников T_{i1} и T_{i2} либо обечайки T_{io}.

Радиальная составляющая F_{pi} распределена между подшипниками ролика обратно пропорциональна расстояниям от середины подшипников до линии действия F_{pi}. Осевую составляющую F_{oi} полностью воспринимает подшипник, внутреннее кольцо которого под действием F_{oi} упирается в выступ оси ролика. Составляющая F_{oi} приложена к поверхности обечайки ролика, что вызывает дополнительную радиальную нагрузку в подшипниках F_{oi} Dp / $2l_п$, где D_p – наружный диаметр обечайки ролика, $l_п$ – расстояние между серединами подшипников.

Долговечность подшипников вычислим по формуле [2]

$$T_{ij} = (S_{di} / Q_{ij})^{\varepsilon} \quad ,$$

где S_{di} – динамическая грузоподъемность подшипников *i*-го ролика, Q_{ij} – приведенная радиальная нагрузка *j*-го подшипника *i*-го ролика, ε = 3 для шарикоподшипников.

Долговечность обечайки ролика определяется абразивным износом ее поверхности, интенсивность которого пропорциональна давлению и скорости скольжения контактирующих поверхностей. Интенсивность износа поверхности *i*-го ролика представим зависимостью

$$\zeta_i = kp_i(1 + \gamma_i/\gamma_o),$$

$$П_{Nm} = \frac{Nm}{П^2} \text{ или } П_{Nm} = \frac{N \cdot m \cdot t_ц^2}{q^2}.$$

Себестоимость единицы продукции $C_{уд}$ устанавливается по известной рыночной цене машино-часа и максимальной производительности

$$C_{уд} = \frac{C_{мч} \cdot t_ц}{q}.$$

Выше приняты следующие обозначения: *m* – масса машины, кг; *N* – мощность двигателя, Вт; *П* – производительность конструктивная, $м^3$/с; *q* – единица продукции, вместимость ковша и др. ($м^3$, $м^2$, м, кг и др.); $C_{мч}$ – цена работы машины в единицу времени (например, машино-часа), р./ч; $C_{уд}$ – цена единицы продукции р./$м^3$; $k_1 = 3600 \cdot k_и k_н / K_р$; $k_и$ – коэффициент использования машины по времени; $k_н$ – коэффициент заполнения рабочего органа материалом, использования грузоподъемности и др.; $K_р$ – коэффициент разрыхления материала; $t_ц$ – время рабочего цикла, с.

Время рабочего цикла $t_ц$ определяет величину других технико-эксплуатационных показателей. Последние являются функциями времени рабочего цикла машины $t_ц$. Оптимальные значения этих показателей определяются в значительной степени оптимальным, наименьшим значениям показателя $t_ц$. Величина $t_ц$ является четвертой координатой рабочего процесса машины. Формированию и анализу теоретической модели четвертой координаты процесса не уделялось должного внимания в системе расчетов землеройной техники. Эта величина определялась в основном экспериментальными измерениями.

В качестве обобщающего показателя эффективности машины следует использовать продолжительность рабочего цикла $t_ц$. Такая обобщающая модель включает в себя систему моделей: сил сопротивлений; тяговых усилий, развиваемых движителем; энергетических соотношений, обеспечивающих реализацию выполнения каждой операции и другие условия эксплуатации; и является обобщающим показателем технико-эксплуатационной эффективности работы машины в зависимости от условий эксплуатации.

Математическая модель времени рабочего цикла определяется суммой времени отдельных технологических операций машины. Аналитические зависимости для расчета времени рабочего цикла рассмотрены в работах [1, 2]. Для машины с последовательным выполнением операций время рабочего цикла $t_ц$, определяется по формуле

$$t_ц = \sum_1^n \frac{A_i}{N_i} \to min,$$

где $t_ц$ – время рабочего цикла машины, с; t_i – время отдельной рабочей операции машины, с; *n* – количество операций, выполняемых машиной за рабочий цикл; A_i – работа сил сопротивлений при выполнении соответствующей операции, Нм; N_i – мощность, которая может быть реализована машиной на выполнение операции, Нм/с.

Математическая модель времени отдельных операций определяется отношением математических моделей работы сил сопротивлений при выполнении операции к математическим моделям мощности, которая может

быть реализована машиной на выполнение соответствующей операции.

Теоретическая модель продолжительности рабочего цикла землеройно-транспортной машины (бульдозера, рыхлителя, скрепера, автогрейдера, погрузчика) и других аналогичных технологических систем в упрощенной форме записи имеет вид:

$$t_ц = \frac{A}{m} + \frac{mB}{N},$$

где A, B – размерные аналитическо-экспериментальные коэффициенты, зависящие от вида машины и условий эксплуатации[1, 2].

Здесь первое слагаемое определяет продолжительность рабочих операций (копания и перемещения грунта и др.); второе – продолжительность операции возвращения машины в забой или холостой ход.

Обобщение $t_ц$ на подобные объекты техники осуществляется использованием отношений подобия:

$N = k_2 \cdot m$; $N = k_3 \cdot q$; $q = k_{13} \cdot N$; $q = k_{15} \cdot m$; $F = k_{31} \cdot N$; $C_{мч} = k_{32} \cdot q$,

где k_2 (Вт/кг), k_3 (Вт/м^3), k_{13} (м^3/Вт), k_{15} (м^3/кг), k_{31} (м^2/Вт), k_{32} (р./(с·м^3)) – размерные коэффициенты подобия, величина которых следует из анализа критериев подобия системы «машина-среда» [2].

На основании рассмотренных положений формируются математические модели других основных показателей оценки эффективности техники.

Производительность $П = \dfrac{q}{\dfrac{A}{m} + \dfrac{mB}{N}}$, м^3/с.

Удельная энергоемкость $N_{уд} = \dfrac{1}{k_{13}}\left(\dfrac{A}{m} + \dfrac{mB}{N}\right)$, Вт·с/м^3.

Удельная материалоемкость $m_{уд} = \dfrac{1}{k_{15}}\left(\dfrac{A}{m} + \dfrac{mB}{N}\right)$, кг·с/м^3.

Обобщенный удельный показатель энергоемкости и материалоемкости

$$П_{Nm} = \frac{k_3}{k_{15}}\left(\frac{A}{m} + \frac{mB}{N}\right)^2, \text{ Вт·кг·с}^2/\text{м}^6.$$

Себестоимость единицы продукции $C_{уд} = k_{32}\left(\dfrac{A}{m} + \dfrac{mB}{N}\right)$, р/м^3.

Аналогично формируются и другие показатели, зависящие от продолжительности рабочего цикла $t_ц$.

Анализ полученных зависимостей показывает, что имеют место оптимальные значения главного технического параметра $m_{опт}$ машины. Оптимальные масса m и энергонасыщенность N/m в зависимости от условий эксплуатации могут быть установлены на основании анализа выражений $dt_ц/dm = 0$ и $dt_ц/d(N/m)$. При оптимальном значении главных технических параметров $m_{опт}$ и $(N/m)_{опт}$ имеют оптимальные значения и другие показатели эффективности $t_ц$, $П$, $N_{уд}$, $m_{уд}$, $П_{Nm}$, $C_{уд}$. Рассматриваемая методика на основании анализа теоретической модели четвертой координаты (времени) рабочего процесса машины методом минимизации продолжительности рабочего цикла позволяет определить главные оптимальные технические параметры машины в зависимости от условий эксплуатации.

УДК 621.867

А. А. Реутов, д-р техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Брянск, Россия

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ РОЛИКОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Разработана детерминированная модель расчета долговечности роликов ленточного конвейера на криволинейных участках трассы. Определены время и схема перестановки роликов при доминировании отказа подшипников или износа обечаек роликов.

Для ограничения требований к прочности ленты протяженные ленточные конвейеры (ЛК) оснащают дополнительными промежуточными приводами. На рис. 1 показано поперечное сечение ЛК с промежуточным ленточным приводом [1].

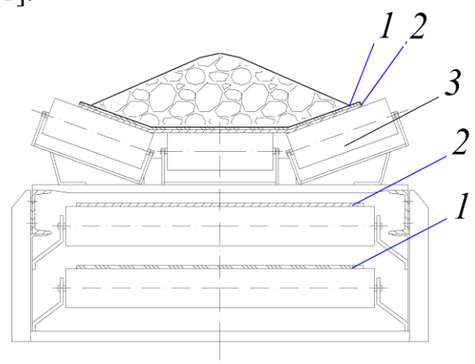


Рис. 1. Поперечное сечение ЛК с промежуточным приводом: 1 – грузонесущая лента; 2 – тяговая лента; 3 – роликоопоры грузовой ветви

На участке контакта грузонесущая и тяговая лента опираются на трехроликовые опоры, обратная ветвь тяговой ленты опирается на одноликовые опоры. На роликоопоры грузовой ветви, расположенные в месте установки промежуточного привода, действует дополнительная нагрузка по сравнению с роликоопорами линейной части конвейера. Дополнительная нагрузка вызвана весом тяговой ленты и нормальной составляющей силы натяжения тяговой ленты при искривлении трассы конвейера в вертикальной плоскости.

Определим радиальную F_{pi} и осевую F_{oi} составляющие равнодействующей силы взаимодействия ленты с i-м роликом в детерминированной постановке

В существующей методике оценки эффективности использования машин значения $П_э$, $С_{мч}$ и $Т_ч$ принимаются как средневзвешенные величины за межремонтный период их эксплуатации, что приводит к значительной ошибк получаемых результатов. Ее можно избежать, дополнив методику оценки эффективности использования машин критериями, учитывающими влияние их наработки.

В настоящее время в дорожной отрасли широко используется высокопроизводительная техника, позволяющая повторно использовать и экономить дорожно-строительные и ремонтные материалы. Однако, в существующей методике оценки эффективности использования машин расход и экономия материалов не учитываются. При этом результаты зачастую оказываются не в пользу современной техники. Согласно структурной схеме учесть влияние расхода и экономии используемых материалов на себестоимость единицы продукции можно через затраты на дорожно-строительные и ремонтные материалы с учетом их экономии.

В инструкции по амортизационным отчислениям уже предоставляется право эксплуатирующей организации устанавливать ресурс СДМ с коэффициентом в пределах 0,5…1,5 от среднего значения, но грамотно воспользоваться этим правом можно с учетом изменений $П_э$, $С_{мч}$ и $Т_ч$ при эксплуатации машины на всех этапах ее применения.

Совершенствование методики оценки эффективности использования машин на основе предлагаемого критерия (прибыли от их эксплуатации) позволит определить целесообразность применения машин на любом этапе их использования и внедряемых современных технологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Зорин, В. А.** Основы работоспособности технических систем : учебник для вузов / В. А. Зорин. – М. : Магистр-Пресс, 2005. – 563 с.

2. **Ким, В. Г.** Теория обеспечения работоспособности и исправности парков строительных машин. Инновационное развитие строительства : монография. – Владимир, 2008.

3. Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учебник для студентов высш. учеб. заведений / А. В. Рубайлов [и др.]; под ред. Е. С. Локшина. – М. : Издательский центр «Академия», 2007. – 512 с.

4. **Кудрявцев, Е. М.** Комплексная механизация строительства / Е. М. Кудрявцев. – М. : Издательство Ассоциации строительных вузов, 2005. – 424 с.

5. **Максименко, А. Н.** Оценка эффективности использования изделий машиностроения / А. Н. Максименко, В. А. Максименко, А. А. Максименко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2005. – № 2(9). – С.98–103

Выбор оптимальной землеройной машины в зависимости от заданных условий эксплуатации по техническим параметрам m и N/m, которые находятся в технической характеристике машины, на основании минимизации продолжительности рабочего цикла является обоснованным и наиболее простым. Для требуемых условий работы машину из существующих следует выбирать по расчетным показателям $m_{опт}$ и $(N/m)_{опт}$. Выбирают машину с параметрами m и N/m, ближайшими к оптимальным. При наличии нескольких машин с одинаковыми m из них следует выбирать машину с наибольшей величиной N/m. Машина с такими параметрами дает наибольшую производительность при наименьшей продолжительности рабочего цикла и имеет минимальный показатель энергоемкости и материалоемкости. При наличии нескольких машин с одинаковыми параметрами m и N/m расчет уточняется по стоимости единицы продукции $C_{уд}$ (руб./м^3).

Выводы

1. Анализ теоретической модели четвертой координаты (времени) рабочего процесса является важным этапом определения оптимальных технико-эксплуатационных параметров землеройной машины, работающей на традиционных принципах взаимодействия с грунтом. Продолжительность рабочего цикла $t_ц$ – важный показатель оценки эффективности работы машины.

2. Основные технико-эксплуатационные показатели оценки эффективности землеройных машин ($t_ц$, $П$, $N_{уд}$, $m_{уд}$, $П_{Nm}$, $C_{уд}$) имеют оптимальные значения в зависимости от главного параметра, например массы m, и условий эксплуатации. Величина оптимального технического параметра зависит от вида показателя оценки эффективности машины.

3. Машина с техническими параметрами $m_{опт}$, $(N/m)_{опт}$, установленными на основе анализа теоретической модели четвертой координаты процесса, имеет оптимальные значения показателей оценки эффективности.

Методика дополняет существующие методы расчета в части установления характера влияния на технические параметры машин факторов, определяющих условия эксплуатации. Методика позволяет установить оптимальное значение основных технических параметров машины (массу $m_{опт}$, энергонасыщенность N/m, мощность N и др.) в зависимости от условий эксплуатации.

На этапе проектирования установленные технические параметры $m_{опт}$, N/m, N, $П$ являются исходной базой для традиционных (силовых, энергетических, прочностных, эргономических, экологических, технико-экономических и других) расчетов.

На этапе эксплуатации методика позволяет устанавливать рациональное значение основных технических параметров машин m, N/m, $П$ и других, по которым осуществляется выбор техники в зависимости от условий эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баловнев, В. И.** Многоцелевые дорожно-строительные машины: учеб. пособие / В. И. Баловнев. – Омск : Омский Дом печати, 2006. – 320 с.

2. **Баловнев, В. И.** Определение параметров и выбор землеройных машин: учеб. пособие / В. И. Баловнев. – Омск : ЗАО «Полиграф», 2010. – 224 с.

УДК 621.828.6

Е. И. Берестов, д-р техн. наук, проф; А. Х. Афхами Алишах; Э. Х. Джалилванд
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ПО ПОВЕРХНОСТИ НОЖА ПРИ РЕЗАНИИ ГРУНТА

В статье рассматривается методика определения давлений на поверхности ножа при резании грунта с учетом многостадийности его разрушения.

Исследование характера распределения давлений по поверхности ножа позволяет более обоснованно подходить к выбору геометрической формы и состояния этой поверхности, включая и термообработку.

При исследовании давлений, действующих на поверхность ножа, следует различать на его поверхности три участка (рис. 1). Участок ножа III, расположенный выше площадки большого сдвига OB, воспринимает давления со стороны грунта, перемещаемого по ножу. Участок ножа II, возникающий при малых сдвигах (кроме первого), воспринимает давление со стороны вытесняемой призмы грунта MC'B'. Участок ножа I, возникающий при всех малых и большом сдвиге, воспринимает давление, действующее на нижнюю часть ножа при его внедрении в не разрушенный грунт.

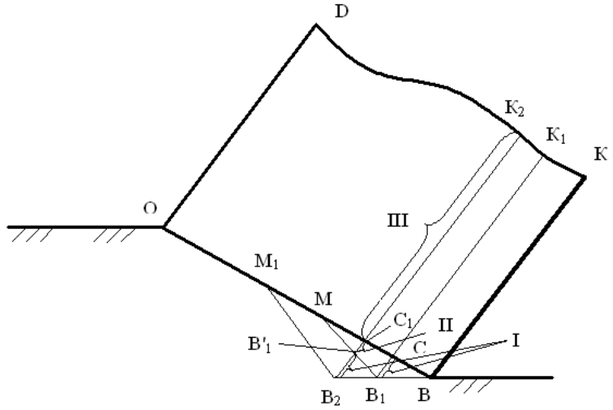


Рис. 1. Схема разрушения грунта ножом

В момент первого малого сдвига со стороны участка ножа I (площадка CB_1) действует давление q_1, приводящее к начальному разрушению грунта (первая стадия), в момент окончательного формирования площадки сдвига MB_1 и сразу после образования этой площадки (вторая стадия разрушения) действует давление q_2.

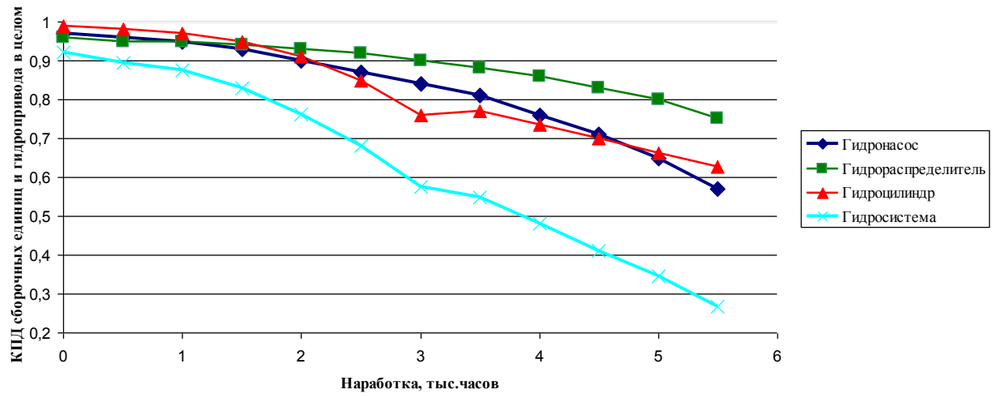


Рис. 1. Изменение КПД всех сборочных единиц и гидропривода в целом

Для гидрофицированных машин техническая производительность в зависимости от наработки с начала эксплуатации может корректироваться коэффициентом старения машины (K_C), который учитывает увеличение продолжительности цикла в процессе изнашивания поверхностей сопряжений СЕ гидропривода.

Авторы [4, 5] предлагают при оценке эффективности эксплуатации СДМ применять прибыль, которая позволяет объективно оценить целесообразность применения машины при учете изменений всех выходных параметров на этапе эксплуатации ее жизненного цикла.

В международной практике при оценке эффективности эксплуатации СДМ отсутствуют единые рекомендации по применяемым ТЭП и методики их определения. Это объясняется сложностью учета качества изготовления, затрат на поддержание и восстановление работоспособности СДМ и динамики изменения выходных параметров на всех этапах их эксплуатации.

Современный подход оценки эффективности эксплуатации СДМ предусматривает применение следующих технико-экономических показателей: производительности ($П_э$), себестоимости машиночаса ($C_{мч}$), годового количества рабочего времени ($T_ч$), наработки (H), себестоимости механизированных работ ($C_{мр}$), удельных приведенных затрат (Z) и прибыли (П). Причем, производительность, себестоимость машиночаса и наработки составляют основу определения других технико-экономических показателей и ошибка при их определении значительно увеличивается при оценке других показателей. Так, в процессе эксплуатации $П_э$ и $C_{мч}$ изменяются на 50 % и более в зависимости от наработки СДМ с начала эксплуатации. В этом случае $C_{мр}$ будет изменяться уже в 2,5 и более раз.

С увеличением наработки с начала эксплуатации изменяются и другие ТЭП машины. Так, количество рабочего времени зависит от $K_{ТИ}$, который изменяется до 30 %.

позволяющего своевременно определить предельные значения контролируемых параметров.

В основу прогнозирования работоспособности наиболее часто закладывается степенная функция закономерности изменения диагностического параметра от номинального до предельного значения. Определены средние значения показателя степени, определяющие зависимость изменения диагностического параметра и приведены методики прогнозирования остаточного ресурса по ним. Функционально-статистический метод дает хорошие результаты для парка машин при прогнозировании потребности запасных частей и сборочных единиц для восстановления работоспособности машин. В этом случае достоверность прогнозирования остаточного ресурса для конкретного объекта определяется соответствием среднего значения диагностического параметра и фактического. Значения этих параметров у отдельных объектов диагностирования до 3 раз отличаются от среднего значения. Так, по данным исследований А. М. Харазова, коэффициент подачи (η_n) 10 насосов при наработке 5,5 тыс. моточасов изменяется от 0,2 до 0,8 при среднем значении 0,57.

Предельного состояния один насос (η_n =0,75) достигает при наработке 2,5 тыс. моточасов, а второй – при наработке 6 тыс. моточасов. При среднем значении η_n – 4,2 тыс. моточасов. В этом случае ошибка прогнозирования остаточного ресурса с учетом средних значений составляет до 50 %. Эту ошибку можно исключить при определении инструментальным методом значений диагностических параметров по каждому контролируемому объекту. Анализ полученных результатов по остаточному ресурсу с учетом динамики изменений η_n каждого насоса показывает: высокую сходимость экспериментальных данных А. М. Харазова с расчетными (ошибка не превышает 5 %); целесообразность прогнозирования работоспособности отдельного объекта по текущим значениям диагностических параметров. При использовании информационных технологий прогнозирование остаточного ресурса можно проводить по всем СЕ систем и машины в целом на основе предельных значений диагностических параметров и динамики их изменений в процессе наработки с начала эксплуатации или после КР.

Изменения выходных параметров машины в процессе ее наработки с начала эксплуатации значительно снижают эффективность использования в соответствии с ее функциональным назначением. Так, основываясь на экспериментальных исследованиях А. М. Харазова КПД гидропривода снижается к наработке 5,5 тыс. моточасов от 0,92 до 0,27 (рис.1), что приводит к снижению технической производительности гидрофицированной машины более чем в 3 раза. Эти изменения важно учитывать при планировании и организации использования машины на этапе эксплуатации жизненного цикла.

При последующих малых сдвигах кроме давления q_1 на участке I ножа (площадка B'_1B_2) будем различать и давление q_1', действующее на участок II ножа (площадка $C_1B'_1$) со стороны вытесняемой призмы грунта $MC_1B'_1$, оставшейся от предыдущего малого сдвига.

При формировании новой площадки малого сдвига M_1B_2 будем рассматривать давления уже на всю поверхность ножа C_1B_2 (участки I и II), действующие как непосредственно в момент формирования площадки сдвига M_1B_2 (q_2^{max}), так и сразу после него (q_2^{min}), когда силы сцепления на площадке M_1B_2 будут разрушены.

Для расчетов используем методику расчета взаимодействия ножа с грунтом при резании и копании и программное обеспечение DINAR, разработанное на кафедре СДПТМиО. Исследуем при его помощи резание грунта ножом шириной 0,1 м при толщине стружки h = 0,02 м при разной длине ножа и, соответственно, при разной величине угла большого сдвига (рис. 2). На рисунке показан характер изменения давлений q_2^{max} и q_2^{min} за время прохождения ножом одного цикла взаимодействия с грунтом между соседними сдвигами.

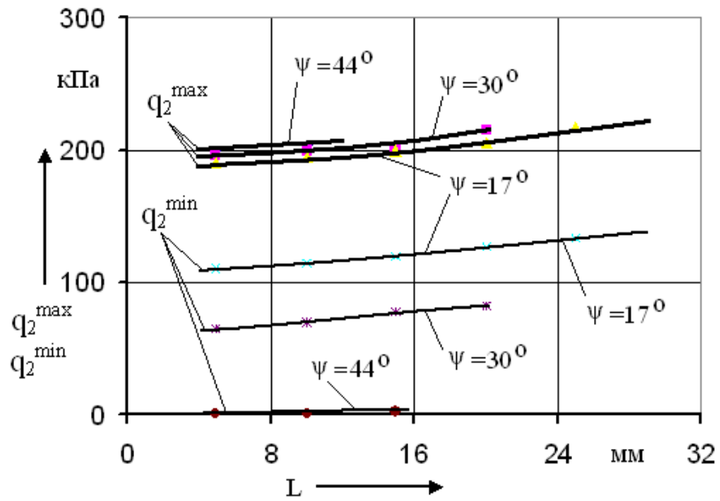
Эти давления значительно выше давлений, действующих на остальную поверхность ножа на участке III (0,6 кПа при $\alpha = 30^o$ и 1,2 кПа при $\alpha = 60^o$).

Расчеты показывают, что при этом максимальная длина отрезка C_1B_2 не превышает 60 % от толщины стружки при всех значениях угла большого сдвига ψ при $\alpha = 30^o$ и 50 % при $\alpha = 60^o$.

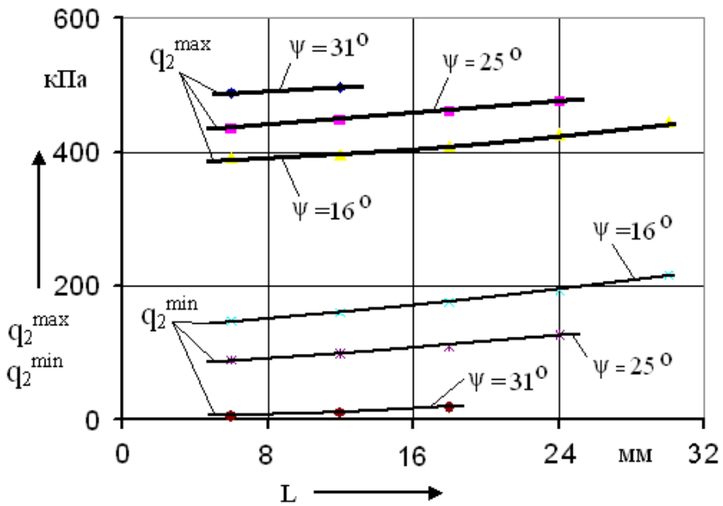
Рассматривая давления q_1 и q_1', действующие на участки ножа I и II в начальной стадии разрушения грунта, когда давления в зонах примыкающих к нижней части ножа, становятся предельными, необходимо учитывать, что их величина зависит от многих факторов, и давление q_1 может как превышать давление q_2^{max}, так и быть меньше его. Так, при $\alpha = 30^o$ давление q_1 достигает значений свыше 327 кПа при последнем малом сдвиге, хотя при остальных сдвигах оно практически не отличается от значений q_2^{max}, приведенных на рис. 2, а. Значения q_1' превосходят значения q_2^{min} при этом угле резания в 1,1…1,3 раза. При $\alpha = 60^o$ значения q_1 меньше значений, приведенных на рис. 2, б, а значения q_1' превосходят значения q_2^{min} в 1,2…1,5 раза.

Для большей наглядности на рис. 3 изображены схемы распределения давлений на участках I-III ножа.

Из схем видно, что максимальным давлением, действующим на нож, являются давления q_1 и q_2^{max}. Соотношение q_1/ q_2^{max} находится в пределах 0,84 – 1,54. При этом давление q_1 действует на участке длиной всего лишь до 9 мм, считая от режущей кромки ножа. Однако участок ножа, на который действует давление q_2^{max} имеет длину до 7,5 мм.



а)



б)

Рис. 2. Изменение давлений q_2^{max} и q_2^{min}, действующих на нож при формировании площадки малого сдвига, при разных значениях угла большого сдвига ψ в зависимости от пути перемещения L при α = 30º (а) и при α = 60º (б) при толщине стружки h = 0,02 м

Эти результаты свидетельствуют о том, что максимальное давление, действующее со стороны грунта на нож, воспринимается лишь узкой полоской ножа, примыкающей к режущей кромке. И если давление q_1 действует только на I участок ножа, то давление q_2^{max} = на участки I-II ножа. Учитывая, что на участок II ножа в момент начального разрушения грунта действует и давление q'_1, которое также велико, антифрикционное покры-

УДК 625.8

А.Н. Максименко, Г. С.Тимофеев, Е.В. Кутузова, В.В.Кутузов
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ВЛИЯНИЕ НАРАБОТКИ С НАЧАЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН НА ИХ ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

В статье рассматриваются вопросы прогнозирования остаточного ресурса СДМ на основе предельных значений диагностических параметров и динамики их изменений в процессе наработки с начала эксплуатации.

На этапе эксплуатации жизненного цикла строительные и дорожные машин (СДМ) теряют свои функциональные возможности со снижением технико-экономических показателей (ТЭП). Это объясняется изменением выходных параметров СДМ в процессе их наработки с начала эксплуатации, приводящих к потери работоспособности машины. Более 80 % снижение работоспособности СДМ связано с физическим износом поверхностей сопряжений сборочных единиц (СЕ).

Исследования [1, 2] по повышению работоспособности СДМ за счет оптимизации режимов их технической эксплуатации и [3] по определению ресурса за счет минимизации удельных затрат на поддержание и восстановление технического состояния машин составляют основу назначения изготовителем техники периодичности и трудоемкости проведения ТО и ремонтов.

В процессе эксплуатации машины эксплуатационные затраты на поддержание и восстановление работоспособности увеличиваются, а годовое количество рабочего времени ($T_ч$) уменьшается, что приводит к большому росту затрат на один час работы машины. В связи с этим для получения более достоверной информации целесообразно использовать комплексный показатель надежности – коэффициент технического использования ($К_{ТИ}$).

Определяя наработку инструментальным методом и фиксируя все простои в ТО и ремонтах в соответствии с ГОСТ 26646 определяют фактические значения $К_{ТИ}$. Для целей планирования количества рабочего времени и наработки за рассматриваемый интервал времени важно учитывать внутрисменный режим работы СДМ, который изменяется в пределах 0,3–0,85 от уровня организации их использования и наработки с начала эксплуатации или после КР.

Работоспособность машины зависит и от уровня планирования и от организации ее технической эксплуатации и диагностического обеспечения,

чин этих давлений так же возможно путем установки накладных датчиков в напорный и сливной трубопроводы гидроцилиндра.

При диагностировании фильтров одним из диагностических параметров является перепад давления. Измерение этого параметра также возможно с помощью накладного датчика, установленного на входном трубопроводе фильтра.

При достижении предельных значений этих параметров сборочные единицы гидропривода снимаются и заменяются ранее отремонтированными или новыми, что позволяет обеспечить агрегатный метод ремонта с сокращением трудоемкости и времени простоев машины при восстановлении ее работоспособности.

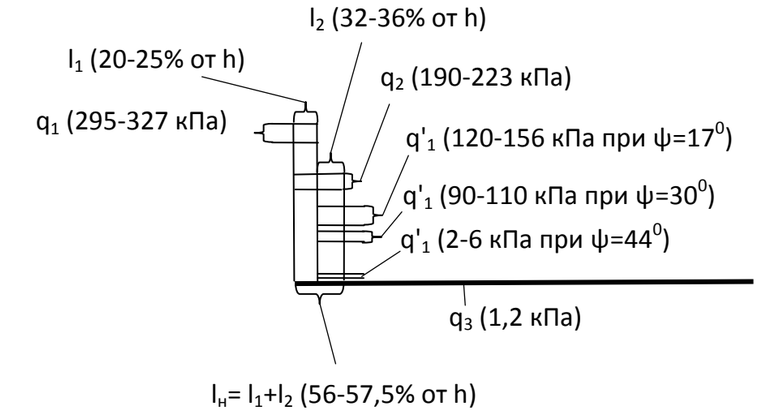
Исследования для погрузчиков с различной наработкой с начала эксплуатации показали значительное изменение перепадов давления с увеличением наработки.

По интенсивности изменения выбранных диагностических параметров (давление, перепад давления) можно определить остаточный ресурс контролируемой сборочной единицы гидропривода в соответствии с методикой [3], предложенной ранее.

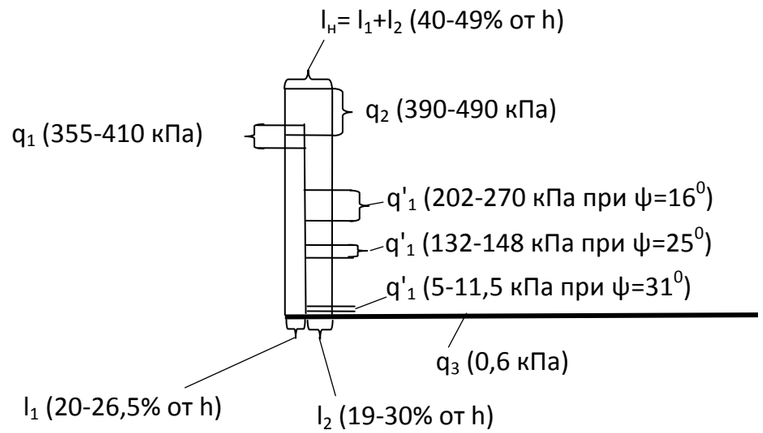
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Влияние качества рабочей жидкости на работоспособность гидропривода / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – М. : Машиностроение. – 2007. – № 7. – С.26–28.
2. Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. МДС 12-20.2004 / ЦНИИОМТП. – М. : ГУП ЦПП, 2004. – 30 с.
3. Планирование и организация восстановления работоспособности строительных и дорожных машин с учетом их технического состояния / А. Н. Максименко [и др.] // Механизация строительства. – 2008. – № 1. – С. 9–12.

тие следует наносить на участок ножа $l_н=l_I+l_{II}$, который не превышает 60 % от толщины стружки при $\alpha = 30^0$ и 50 % при $\alpha = 60^0$. Этот же участок следует подвергать термообработке или наплавке для снижения износа. При этом необходимо учитывать и допустимую степень износа ножа.



а)



б)

Рис. 3. Масштабные схемы распределения максимальных значений давлений q_1, q'_1, q_2 и q_3 на участках ножа при толщине стружки h = 0,02 м, $\alpha = 30^o$ (а) и $\alpha = 60^o$ (б)

Таким образом, решающее значение при резании и копании грунта имеют процессы, происходящие при взаимодействии ножа с разрабатываемым грунтом, поскольку там возникают самые большие давления. Именно эти участки следует защищать от износа термообработкой или наплавкой и наносить на эти участки антифрикционное покрытие.

УДК 629.114.2:621.828.6

Е. И. Берестов, д-р техн. наук, проф.; А. В. Кулабухов, канд. техн. наук; И. В. Лесковец, канд. техн. наук, доц.
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

О ПОВЫШЕНИИ СИЛЫ ТЯГИ ПО СЦЕПЛЕНИЮ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Обоснована необходимость рассмотрения процесса разрушения грунта грунтозацепом гусеничного движителя с учетом его многофазности и возможностей возникновения альтернативных вариантов.

Для увеличения силы тяги по сцеплению гусеничной машины конструкторы, как правило, идут по пути увеличения ее сцепного веса со всеми вытекающими отсюда нежелательными последствиями. Возникает вопрос о влиянии грунтозацепов на сцепные свойства гусеничных машин.

В результате проведенного авторами обзора работ в этой области можно сказать, что все исследователи, занимавшиеся вопросами, связанными с работой грунтозацепов, подчеркивают их немалую роль в создании тягового усилия. Утверждается, что установка грунтозацепов с правильно подобранными параметрами дополнительно увеличивает тягово-сцепные качества машины.

Рассмотренные литературные источники, освещающие современные методы расчета процесса взаимодействия грунтозацепов с грунтом, позволяют заключить, что практически все эти методы базируются на той или иной определенной расчетной схеме и не рассматривают последовательность и альтернативные возможности разрушения грунта. Это не позволяет в полной мере учесть особенности взаимодействия грунтозацепов с грунтом. Следовательно, эти методы не в полной степени описывают такое взаимодействие, что затрудняет их использование для оптимизации геометрических параметров грунтозацепов.

В связи с этим авторами предлагается рассматривать процесс разрушения грунта грунтозацепом и другими элементами траков с учетом многофазности этого процесса и альтернативных вариантов его протекания. Такое положение заимствовано из теории резания грунта и может быть использовано для расчета сопротивления грунта при смещении грунтозацепов, так как эти явления во многом аналогичны, на что указывал еще В.А. Скотников.

Суть такого метода сводится к анализу последовательности разрушения грунта, находящегося между грунтозацепами, при увеличении внешней касательной силы, действующей со стороны трака на грунт, вплоть до ее максимального значения, которое соответствует либо полному срезу грунта грунтозацепами, либо выклиниванию траков из грунта.

ляется его объёмный к.п.д. Однако, в связи с невозможностью непосредственного (прямого) измерения объёмного к.п.д. гидропривода без его разгерметизации при диагностировании используют внешние (выходные) характеристики, а также учитывают сопутствующие процессы, возникающие при выполнении рабочих операций. Такие диагностические параметры, как частота вращения гидромашин, скорость перемещения штоков гидроцилиндров, величина и скорость изменения давления, температура РЖ, концентрация механических включений в РЖ и другие, дают конкретную информацию о техническом состоянии диагностируемого гидрооборудования.

Следует отметить особую важность такого диагностического параметра, как давление в гидросистеме. Так, при диагностировании большинства сборочных единиц гидропривода приходится сталкиваться как с измерением номинального и максимального давлениях в контурах, так и с измерением перепада давления на гидроаппаратах и отдельных участках гидросистемы.

Измерение давления порою сопряжено со значительными затратами времени на сборочно-разборочные операции и в отдельных случаях ведет к нарушению герметичности гидросистемы машины. Сокращение времени на диагностику и сохранение герметичности гидросистемы является одной из задач технического обслуживания машин.

На примере гидросистемы погрузчика Амкодор–332 рассмотрим способ диагностирования различных агрегатов, входящих в состав его гидросистемы без нарушения ее герметичности. Способ основан на измерении давления в гидролиниях с помощью накладных датчиков. Этим методом можно диагностировать гидроагрегаты по величине номинальных и максимальных давлений, а также по перепаду давлений.

Так, при поэлементном диагностировании аксиально-поршневого насоса рабочего оборудования погрузчика, необходимо замерять следующие диагностические параметры: номинальное давление в напорном контуре $P_Н$, максимальное давление и амплитуду пульсации давления, что возможно путем установки датчика на напорный трубопровод насоса.

При диагностировании гидрораспределителя контролируемым диагностическим параметром будет являться перепад давления ΔP, который находится как разность давлений на входе и выходе из гидрораспределителя $\Delta P = P_H - P^{P}_{\text{вых}}$.

При диагностировании предохранительного клапана диагностическим параметром будет давление срабатывания. Предел редуцированного давления при изменении его на выходе распределителя является диагностическим параметром для редукционного и обратного клапанов.

При диагностировании гидроцилиндров используются следующие диагностические параметры: величина максимального и номинального давления $P^{\text{ц}}_{\text{вх}}$, давление страгивания и давление холостого хода. Измерение вели-

ются тремя из пяти основных параметров при диагностировании внутреннего состояния гидросистемы и ее отдельных сборочных единиц. Приведенные схемы и алгоритмы предусматривают, как правило, использование стендов шести размерных групп мощностью от 11 до 500 кВт с подключением их в гидросистему через ее разгерметизацию. Диагностирование в рабочем режиме проводится без применения специальных нагрузочных средств, но требуется бортовая система для непрерывного контроля за подачей, расходом и давлением в важнейших точках гидросистемы, что значительно усложняет ее конструкцию.

Определять давление и его перепад на основных сборочных единицах гидропривода в рабочем режиме можно с помощью прибора разработанного университете и прошедшем первичные испытания в производственных условиях без нагрузки и в рабочем режиме.

Оценка работоспособности СДМ с помощью этого прибора позволит определить предельные значения контролируемых параметров (давление и его перепад) и выявить сборочные единицы требуемых замены в период планового технического обслуживания или ремонта.

Интенсивность изменения вероятности безотказной работы гидропривода рабочего оборудования и его отдельных сборочных единиц представлена на рис. 1. Более низкой работоспособностью исследуемых погрузчиков обладает гидрораспределитель, а гидроцилиндры, гидронасосы и рукава высокого давления имеют более высокую вероятность безотказной работы.

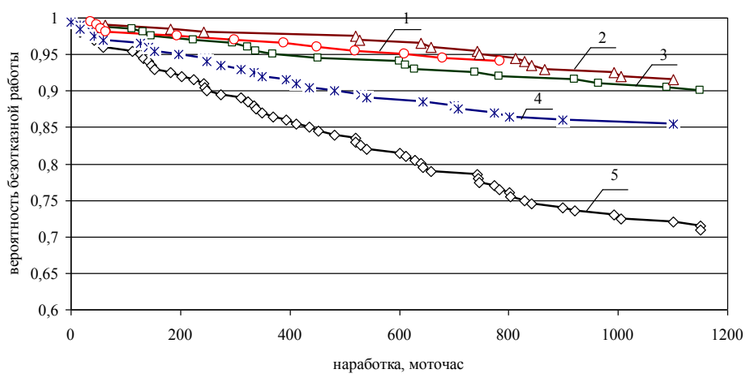


Рис. 1. Зависимость вероятности безотказной работы сборочных единиц гидропривода рабочего оборудования погрузчика Амкодор 332 от наработки с начала эксплуатации: 1 – гидронасос; 2 – РВД; 3 – гидроцилиндры; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидросистема рабочего оборудования

Важно в процессе использования гидрофицированной машины оценить предельное состояние сборочных единиц гидропривода без его разгерметизации.

Одним из основных параметров контроля работоспособности гидропривода, наиболее полно характеризующим его техническое состояние, яв-

УДК 624.139:621.879

С. И. Васильев, канд. техн. наук, доц.; С. П. Ереско, д-р техн. наук, проф.
ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Красноярск, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОПРИВОДЕ ТРАНШЕЙНОГО ЭКСКАВАТОРА

Приводится методика формирования математической модели системы стабилизации давления в гидроприводе траншейного экскаватора с учетом конструктивных параметров рабочего органа, физико-механических характеристик разрабатываемых грунтов и климатических условий эксплуатации.

Появление высокопроизводительных гидравлических машин, повышение номинального давления, применение усовершенствованной контрольно-регулирующей аппаратуры позволило получить качественно новые характеристики исполнительных механизмов, что дало возможность гидрофицироватъ привод основных исполнительных механизмов экскаваторов непрерывного действия и, как следствие, сгладить пиковые нагрузки на их трансмиссию при разработке мерзлых грунтов с гравийно-галечниковыми включениями.

Привод рабочего оборудования траншейных экскаваторов имеет одномоторный гидравлический привод в сочетании с механической трансмиссией. Опыт эксплуатации как серийно выпускаемых траншейных экскаваторов, так и их опытных образцов обнаруживает общую закономерность – значительные динамические колебания давления в напорной магистрали и магистрали подпитки и, как следствие, малый срок службы трубопроводной и контрольно-регулирующей аппаратуры при разработке мерзлых грунтов [1]. Встраиваемые в систему привода фрикционные муфты предельного момента, предназначенные обеспечить максимальные крутящие моменты на рабочем органе, многочисленные модификации механических предохранительных устройств, не достигают желаемого результата, так как физико-механические характеристики разрабатываемой среды с каменистыми включениями весьма неоднородны.

Из условия реализации процесса резания мерзлых грунтов требуемый приводной момент на валу гидромотора привода ротора:

$$M_P \rangle M_{mc} \cdot K_n + M_c, \qquad (1)$$

где M_{mc} – математическое ожидание момента на режущих зубьях ротора, который зависит от глубины резания грунта; K_n – коэффициент, зависящий от количества одновременно контактирующих с грунтом зубьев; M_c – момент сопротивления, учитывающий вариацию гравийно-галечниковых включений и физико-механических свойств сезонно-мерзлого грунта:

$$M_c = P_K \cdot R_r, \qquad (2)$$

где P_K – усилие резания грунта на зубьях ротора; R_r – радиус установки зубьев относительно вала привода ротора.

Теоретические исследования вероятности распределения фракционного состава включений в грунтах, закономерности распределения темпе-

ратур грунта и его прочности по глубине для рассматриваемых регионов Восточной Сибири [2, 3] позволяют определить влияние свойств сезонно-мерзлых грунтов на формирование нагрузки на режущей кромке ковша:

– для однородного грунта

$$P_k = 8{,}32(-0{,}283 + 0{,}149 \cdot 10^{-1}C - 0{,}221 \cdot 10^{-4}C^2) \times (-0{,}419 \cdot 10^{-1} + 0{,}75 \cdot 10^{-1}h - 0{,}54 \cdot 10^{-3}h^2) \times (0{,}178 \cdot 10^{-2} + 0{,}06b - 0{,}67 \cdot 10^{-3}b^2) \cdot 10^2 \quad (3)$$

– для грунтов с включениями

$$P'_k = P_k K_v K_\alpha K_\xi \mu \quad (4)$$

где K_v – коэффициент влияния скорости резания; K_α – коэффициент, учитывающий влияние угла резания α°; μ – коэффициент блокированности реза; K_ξ –коэффициент влияния размера гравийно-галечниковых включений.

Коэффициент влияния скорости резания зависит и от скорости резания (Vp) и от шага расстановки резцов (t) и от ширина резца (*b)* и от глубины резания (*h)*

$$K'_V = \left(0{,}9244 + 0{,}063V_P\right)\left(0{,}98 + 0{,}023\frac{t-b}{h}\right), \quad (5)$$

Коэффициент влияния угла резания (α°)

$$K'_\alpha = \left(0{,}456 + 0{,}068\alpha\right)\left(0{,}98 + 0{,}03\frac{t-b}{h}\right). \quad (6)$$

Момент от силы резания грунта, зависящий от силы резания P'_K

$$M_1 = (P'_K) \cdot R_r .$$

Сила резания грунта, зависящая от физико-механических свойств грунта *C*, толщины стружки h, ширины резца b, скорости резания V_p, шага расстановки резцов t, коэффициента блокированности μ и размера включений ζ. Исследования момента сопротивления резания сезонно-мерзлых однородных грунтов от угла резания при прохождении резца из нижней точки траншеи на дневную поверхность выявили нелинейность зависимости от заднего угла резания (рис. 1)

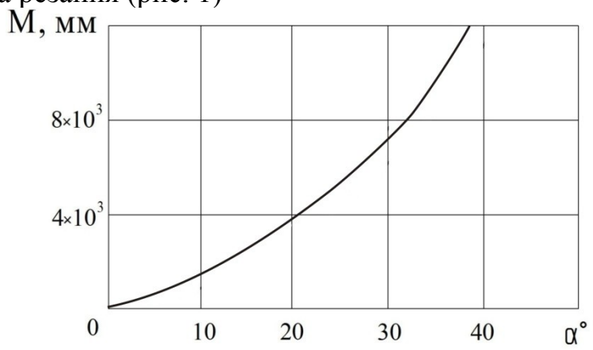


Рис. 1. Зависимость момента сопротивления резания грунта от угла резания

Коэффициент, учитывающий степень блокированности реза определяется по формуле

$$\mu = 0{,}516 + 0{,}2622\left(\frac{t-b}{h}\right). \quad (7)$$

Сопротивление резанию грунтов P'_K может быть получено аппроксимацией экспериментальных данных (рис. 2, рис. 3)

УДК 625.08

А. Н. Максименко, канд. техн. наук, доц.; И. В. Лесковец, канд. техн. наук, доц.; А. И. Лопатин; Д. В. Бездников; А. Н. Федосов; В. В. Сентюров
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА СХСДМ МЕТОДАМИ, ИСКЛЮЧАЮЩИМИ НАРУШЕНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ГИДРОСИСТЕМЫ

В статье рассматриваются основы выработки стратегии повышения работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин с учетом выявления сборочных единиц систем и агрегатов лимитирующих безотказность; определения остаточного ресурса и организация агрегатного метода ремонта с применением диагностики.

В современных СДМ гидравлический привод преимущественно используется в управлении машиной, приводе рабочего оборудования и трансмиссии. Элементами любого гидропривода являются насосы, гидродвигатели, аппаратура управления, гидроемкости, гидролинии и фильтры.

Основной причиной отказов гидродвигателей, гидронасосов и аппаратуры управления (70–90 %) являются механические примеси в рабочей жидкости (РЖ) [1]. Причем, ресурс сборочных единиц гидропривода увеличивается на порядок при снижении размеров частиц с 20 до 5 мкм.

В зарубежной технике (экскаватор JCB JS220) обеспечивается тонкость очистки 1,5 мкм, что позволяет в разы повысить ресурс гидропривода в целом.

В процессе эксплуатации гидрофицированной машины важно обеспечить необходимую степень очистки рабочей РЖ и технологию ее замены, исправность фильтров, прогнозирование остаточного ресурса сборочных единиц гидропривода и их ремонт только на специализированных предприятиях, с обеспечением 5 квалитета точности.

Неисправности многих сборочных единиц гидропривода имеют общие признаки, что позволяет уменьшить количество диагностических параметров и приборов для их определения. Так, при неисправностях гидронасоса, гидромотора (гидроцилиндра), аппаратуры управления, напорного и рабочего контуров происходит изменение давления, т.е. с помощью измерения давления и его перепадов можно оценивать их работоспособность.

В соответствии с действующим в Российской Федерации методическим документом (МДС 12-20.2004 [2]) номинальное и максимальное давление, а также перепад давления на отдельных сборочных единицах явля-

степени α, который характеризует интенсивность изменения параметра во всем диапазоне наработки определяется приращение изменения диагностического параметра $\Delta n_{p\Delta}$.

Завершающим этапом оценки остаточного ресурса $t_{ост}$ элементов зубчатых зацеплений и шлицевых сопряжений является сопоставление полученных результатов с допустимым значением остаточного ресурса $t_{ост.доп.}$

$$t_{ост.тек.} <> t_{ост.доп} \ . \qquad (6)$$

Превышение допустимого значения ресурса $t_{ост.доп}$ текущим остаточным значением $t_{ост.тек.}$ является подтверждением работоспособности исследуемой кинематической цепи. В случае невыполнения приведенного условия, объект диагностирования подвергается соответствующим ремонтным мероприятиям. Определение остаточного ресурса исследуемой кинематической цепи и объекта диагностирования в целом является итоговым, формирующим базу данных диагностических параметров относительно которых идентифицируется фактическое состояние ОД и формируется диагноз исследуемого объекта.

Проведенные исследования показали, что при численности машин более 1000 единиц, находящихся на гарантийном обслуживании в эксплуатационной организации ”Заднепровский межрайагросервис” экономический эффект применения данного диагностического обеспечения составил более 32 млн р. в год при его использовании в одну смену.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 25044-81. Техническая диагностика. Диагностирование автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин. Основные положения.

2. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. 6802 Респ. Беларусь, МПК7 C1 G 01M 13/02 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20020570; заявл. 02.07.2002; опубл. 30.03.2005.

3. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач: пат. 9279 Респ. Беларусь, МПК7 C1 G 01M 13/02 / Г. Л. Антипенко, Д. Г. Антипенко, А. Н. Максименко, Б. М. Моргалик; заявитель Белорусско-Российский ун-т. – № а 20040773; заявл. 02.07.2002; опубл. 30.06.2007.

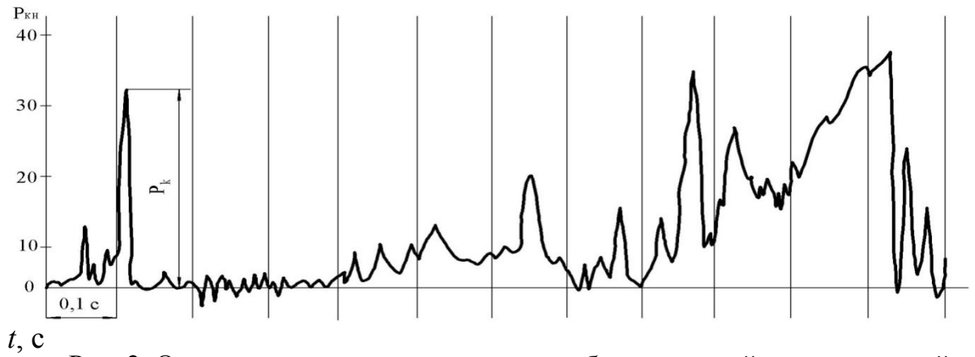


Рис. 2. Осциллограмма нагрузок при разработке мерзлой глины с гравийно-галечниковыми включениями резцом шириной 18 мм

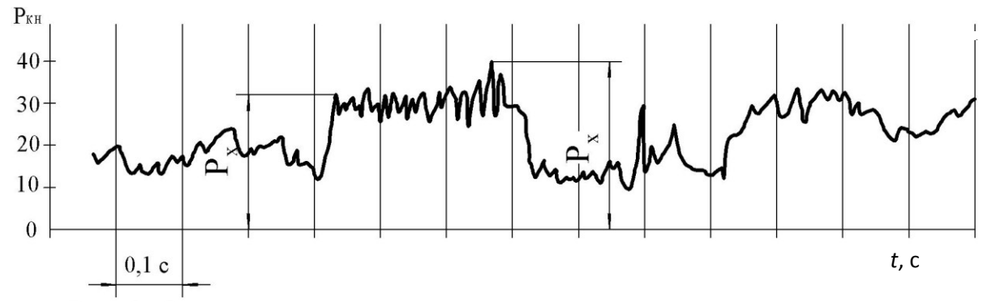


Рис. 3. Осциллограмма нагрузок, возникающих при разрезании включения в среде мерзлой глины резцом шириной 18 мм

Аналитические исследования процесса разработки мерзлых грунтов и результаты их экспериментальных исследований позволяют сформировать уравнения состояния и уравнения связи, составляющие математическую модель системы стабилизации давления гидропривода роторного траншейного экскаватора.

Уравнения состояния:

$$\frac{dP_н}{dt} = q_н \cdot A_1 - \omega_{гм} \cdot A_2 - Q_{пк}(x_{пк}) \cdot A_3 + Q_{ок}(x_{ок}) \cdot A_3 - P_н \cdot A_4;$$

$$\frac{d\ X_{пк}}{d\tau} = A_9 \int_0^t (Pн - Pнп) - A_{10} \int_0^t \frac{Q^2_{îê}}{\delta_{îê}} - A_{11} \cdot X_{пк} - A_{12} \int_0^t Xпк;$$

$$\frac{dw_{гм}}{dt} = A_{13} \cdot (P_н - P_c) - A_{14} \cdot \omega_{âì} - A_{15} \cdot (P_н - P_c) - A_{30} - A_{16} \cdot \int_0^t \omega_{âì}\ (t) - A_{17} \cdot \int_0^t \omega_{ôî}\ (t);$$

$$\frac{d\omega_{ро}}{d\tau} = A_{18} \cdot \int_0^t \omega_{âì}\ (t) - A_{19} \cdot \int_0^t \omega_{ôî}\ (t) - (M_1(к_т) \cdot A_{20} + A_{21} \cdot M_2(h) + A_{21} \cdot M_3(V)).$$

Уравнения связи.

Расход гидравлической жидкости через клапан обратный, зависящий от давления рабочей жидкости $P_н$ и давления насоса подпитки $P_{нп}$ (const)

$$Q_{ок} = B \cdot x_{ок} \cdot \sqrt{(P_{нп} - P_н)} \ .$$

Расход гидравлической жидкости через клапан предохранительный, зависящий от давления рабочей жидкости $P_н$ и давления настройки клапана предохранительного $P_{пк}$ (const)

$$Q_{пк} = A \cdot x_{пк} \cdot \sqrt{(P_н - P_{пк})} \ .$$

Результатом обобщения экспериментальных данных стали зависимости коэффициента прочности $K_{ПР}$ от основных физико-механических ха-

рактеристик мерзлого грунта, полученных с использованием методики [3] . Следует отметить, что зависимости даны в двух вариантах: от числа ударов C и температуры грунта, что позволяет произвести пересчет $K_{ПР}$ при появлении новых методов оценки состояния грунта.

Для однородных грунтов данная зависимость имеет следующий вид:

$$K_{ПР} = 3{,}324(1{,}038 - 0{,}0227C + 0{,}00015C^2)\,(-0{,}436 + 1{,}157H - 0{,}146H^2)\times$$
$$\times(1{,}975 - 0{,}159J_P + 0{,}00412\,J_P^2); \qquad (7)$$

$$K_{ПР} = 3{,}206(0{,}202 + 0{,}210t + 0{,}002t^2)\,(-0{,}509 + 1{,}258H - 0{,}1380H^2)\times$$
$$\times\,(1{,}026 + 0{,}0181\omega - 0{,}00082\omega^2)\,(1{,}615 - 0{,}115J_P + 0{,}00345\,J_P^2) \qquad (8)$$

при $C \geq 75$; $0{,}4 \leq H \leq 4{,}5$ м.

Для грунтов с гравийно-галечниковыми включениями:

$$K_{ПР} = 5{,}841\,(11{,}922 - 0{,}310C + 0{,}00203C^2)\,(-0{,}912 + 3{,}106H - 0{,}405H^2)\times$$
$$\times\,(0{,}264 + 0{,}0375\xi_1 + 0{,}00044\,\xi_1^2)\,(0{,}696 + 0{,}0828\xi_2 - 0{,}00388\,\xi_2^2)\times$$
$$\times\,(0{,}687 + 0{,}199\xi_3 - 0{,}0943\,\xi_3^2)\,(1{,}158 + 0{,}0987J_P - 0{,}0184\,J_P^2) \qquad (9)$$

при $0{,}5 \leq H \leq 2{,}5$ м; $9 \leq \xi_1 \leq 30$ %; $0 \leq \xi_2 \leq 18$ %; $0 \leq \xi_3 \leq 6$ %; $C \geq 75$.

$$K_{ПР} = 5{,}836\,(0{,}354 + 0{,}240t + 0{,}0385t^2)\,(1{,}005 - 0{,}00448H + 0{,}00097H^2)\times$$
$$\times\,(0{,}741 - 0{,}0332\xi_1 + 0{,}00265\,\xi_1^2)\,(0{,}685 + 0{,}0609\xi_2 - 0{,}00210\,\xi_2^2)\times$$
$$\times\,(0{,}638 + 0{,}172\xi_3 - 0{,}00627\,\xi_3^2)\,(1{,}090 + 0{,}199J_P - 0{,}0301\,J_P^2) \qquad (10)$$

при $t \leq -3$ °С,

где C – число ударов плотномера ДорНИИ; H – глубина промерзания, м; J_P – число практичности; t – отрицательная температура грунта, °С; ω – влажность грунта, %; ξ_1 – процентное содержание гравийно-галечниковых включений размером от 10 до 30 мм; ξ_2 – то же, от 30 до 70 мм; ξ_3 – то же, свыше 70 мм.

Таким образом, уровень пульсации давления в напорной магистрали, с одной стороны, является косвенным показателем качества стабилизации параметров привода рабочего органа, с другой стороны является откликом системы привода и управления на действующую на рабочий орган нагрузку со стороны разрабатываемой среды. Достижение показателя качества стабилизации параметров привода рабочего органа позволяет перейти к следующему по своему уровню показателю – надежности системы, оцениваемой величиной выносливости каждого из элементов привода и системы гидропривода в целом. Реализация поставленной задачи позволяет определить оптимальный закон изменения рабочего объема гидромотора привода рабочего органа в функции давления (действующей нагрузки) обеспечивающий требуемую выносливость по усталостным напряжениям элементов привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баловнев, В. И.** Моделирование процесса взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Высш. шк., 1981. – 335 с.
2. **Недорезов, И. А.** О грунтовых условиях эксплуатации машин при разработке мерзлых грунтов Сибири / И. А. Недорезов // Строительные и дорожные машины. – 1978. – № 1. – С. 4.
3. **Васильев, С. И.** Повышение эффективности разработки сезонномерзлых грунтов / С. И. Васильев // Вестн. ТГАСУ. – 2010. – № 1. – С. 194–201.
4. **Недорезов, И. А.** Прогнозирование трудности разработки грунтов землеройными машинами / И. А. Недорезов // Строительные и дорожные машины. – 2008. – № 4. – С. 43–44.

и диссипативные элементы, и нелинейные элементы, характеризующие боковые зазоры в зубчатых зацеплениях. В качестве метода математического решения дифференциальных уравнений применялся метод интегрирования 5-го порядка (метод Кутта-Мерсона). Метод имеет автоматическое изменение шага и известен как метод прогноза и коррекции, позволяющий получить хорошие результаты при определении фазовых координат. На основании полученных результатов были сформированы режимы тестовых воздействий, послужившие основой проведения экспериментов на трансмиссии промышленного объекта диагностирования МТЗ-1221.

Для проведения экспериментов на трансмиссии промышленного объекта диагностирования МТЗ-1221 был разработан и создан опытный образец средства диагностирования, состоящий из микропроцессорного блока и ПЭВМ, и использующий предложенный способ диагностирования, алгоритмы, предназначенные для формирования диагностической информации, ее обработки и постановки диагноза состояния.

Проведение эксперимента осуществлялось на основе факторов варьирования, используемых для формирования тестовых режимов воздействия на трансмиссию. В число факторов варьирования вошли: частота вращения коленчатого вала, момент двигателя, и момент сопротивления на выходном валу трансмиссии. Целевая функция (Y) в данном случае представляет собой отношение времени однократного раскрытия бокового зазора $T_{зазора}$ ко времени прохождения зуба выходной шестерни возле датчика $T_{датч}$.

$$Y = T_{зазора} / T_{датч}\,. \qquad (5)$$

Подобный выбор обусловлен необходимостью определения количества импульсов выходной шестерни, за которое однократно раскрывается боковой зазор, с целью использования данного параметра в синтезе алгоритмов обработки диагностической информации.

По результатам проведенных экспериментов получены регрессионные зависимости для различных диапазонов передач МТЗ-1221. На основании полученных регрессионных зависимостей сформирована методика оценки остаточного ресурса. Итоговым результатом диагностирования является определение остаточного ресурса зубчатых зацеплений систем механических приводов.

Остаточный ресурс определяют на основе данных, полученных в ходе измерения текущего значения диагностического параметра, характера изменения параметра в зависимости от наработки. Расчет величины остаточного ресурса осуществляется на основе информации о приращении диагностического параметра относительно его номинального значения $n^{ном}p$ в двух вариантах с использованием значений наработки t_i и Δt. Обладая информацией о величине диагностического параметра $n_{р(факт)}$, предельной величине изменения диагностического параметра $n^{пред}_{р\Delta}$, величине наработки на момент диагностирования t_i, номинальном значении параметра $n^{ном}_{р}$ и показателя

$$, \qquad (1)$$

где k – общее количество зубчатых зацеплений; q – общее количество шлицевых участков.

Математический аппарат, обеспечивающий получение диагностического параметра в количествах опорных импульсов для зубчатых элементов представлен ниже:

$$\sum_{k=1}^{i} X_k = \sum_{k=1}^{i}\left(n_{jk} + n_{\Delta jk}\right) = \sum_{k=1}^{i}\left(\frac{(j_k + \Delta j_k)\cdot\prod_{L=1}^{k}\frac{z_{1L}}{z_{2L}}}{\pi\cdot m_{вых}}\cdot\frac{z_{мах}\cdot u_p}{z_{вых}}\right), \qquad (2)$$

где z_{1L} – число зубьев шестерни k-ой ступени исследуемой кинематической цепи; z_{2L} – число зубьев колеса k-ой ступени исследуемой кинематической цепи; j_k – величина бокового зазора зубчатого зацепления, мм; Δj_k – величина износа бокового зазора зубчатого зацепления, мм; $z_{мах}$ – количество зубьев маховика; $z_{вых}$ – количество зубьев выходной шестерни; u_p – передаточное число исследуемой передачи; $m_{вых}$ – модуль выходного зубчатого колеса, мм.

Математический аппарат, обеспечивающий получение диагностического параметра в количествах опорных импульсов для шлицевых элементов представлен ниже:

$$\sum_{q=1}^{j} Y_q = \sum_{q=1}^{j}\left(n_{jq} + n_{\Delta jq}\right) = \sum_{q=1}^{j}\left(\frac{\left(\frac{j_q + \Delta j_q}{R_{шл.}}\right)\cdot\left(\frac{z_{шл.ш.}\cdot m_{шл.ш}}{2}\right)\cdot\prod_{M=1}^{q}\frac{z_{1M}}{z_{2M}}}{\pi\cdot m_{вых}}\cdot\frac{z_{мах}\cdot u_p}{z_{вых}}\right), \qquad (3)$$

где $R_{шл.}$ – радиус шлицевого участка вала или синхронизатора с зазором, мм; $Z_{шл.ш.}$ – количество зубьев шестерни со шлицевым участком ступицы; $m_{шл.ш.}$ – модуль шестерни со шлицевым участком ступицы, мм.

Итоговое значение основного диагностического параметра представлено выражением:

$$n_p = \sum_{k=1}^{i}\left(\frac{(j_k + \Delta j_k)\cdot\prod_{L=1}^{k}\frac{z_{1L}}{z_{2L}}}{\pi\cdot m_{вых}}\cdot\frac{z_{мах}\cdot u_p}{z_{вых}}\right) + \sum_{q=1}^{j}\left(\frac{\left(\frac{j_q + \Delta j_q}{R_{шл.}}\right)\cdot\left(\frac{z_{шл.ш.}\cdot m_{шл.ш}}{2}\right)\cdot\prod_{M=1}^{q}\frac{z_{1M}}{z_{2M}}}{\pi\cdot m_{вых}}\cdot\frac{z_{мах}\cdot u_p}{z_{вых}}\right), \qquad (4)$$

Для исследования переходных процессов и раскрытия боковых зазоров в трансмиссии в процессе реализации тестового воздействия была создана математическая модель трансмиссии трактора МТЗ-1221, представляющая собой систему дифференциальных уравнений. Она включает в себя упругие

УДК 621.926:519.6

Ю. А. Веригин, д-р техн. наук, проф.; Я. Ю. Веригина
ГОУ ВПО «АЛТАЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. И. И. Ползунова»
Барнаул, Россия

ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Существующие машины и оборудование для измельчения материалов, как правило, работают при постоянных скоростных режимах. Это не соответствует физике процесса разрушения твердых сред, что снижает производительность помольного оборудования. В связи с этим рекомендуется с уменьшением размера частиц продукции изменять скоростные параметры измельчителя по закону роста дефектности в структуре дисперсной фазы измельчаемого вещества.

Для измельчения материалов (цементные клинкеры, гипс, карбиды кремния и др.) используются шаровые, планетарные мельницы и пр. Процесс измельчения осуществляется при постоянных режимах работы (число оборотов барабана, частота и амплитуда колебаний системы), что совершенно противоречит физике процесса разрушения тонкодисперсных сред и непоправимо повышает энергоемкость процесса.

Анализ сверхтонкого измельчения материалов показывает, что с уменьшением размеров микрочастицы меняется дефектность ее структуры. Она как бы упрочняется, освобождаясь от первичной дефектности, что требует изменения режимных параметров измельчительного агрегата, т.е. условий ударно-истирающих воздействий.

Уменьшение объемной дефектности частицы и разрушение идет в основном по кристаллическим плоскостям её кластерной структуры. При этом, в зависимости от деформационных свойств вещества, оно может быть вязким либо хрупким с различной природой зарождения дефектов в структуре (рис. 1).

Электронно-микроскопический анализ показывает, что для каждого вида разрушения характерен индивидуальный сценарий зарождения микротрещин и роста макродефектов:

– хрупкое разрушение сопровождается интенсивным ветвлением микротрещин, например, разрушение стекла, и сопровождается с υ_{TP}=1800 – 2000 м/с; (υ_{TP} – скорость распространения трещин);

– вязкое разрушение обеспечивает расширение устья трещины с последующим ростом соизмеримым со скоростью υ_{TP}= 0,3 – 0,8$\upsilon_{ЗВ}$, где $\upsilon_{ЗВ}$ – скорость звука.

Поверхность вновь образованных зерен (фрактограмма) также разнообразна.

Для хрупкого монокристаллического разрушения, являющегося следствием разрыва межатомных связей по кристаллографическим плоскостям, характерны гладкие поверхности, отражающие световое излучение. Поэтому поверхность излома блестящая, а наличие ступенек излома позволяет рассчитать поверхностную энергию ультрадисперсной частицы σ_a.

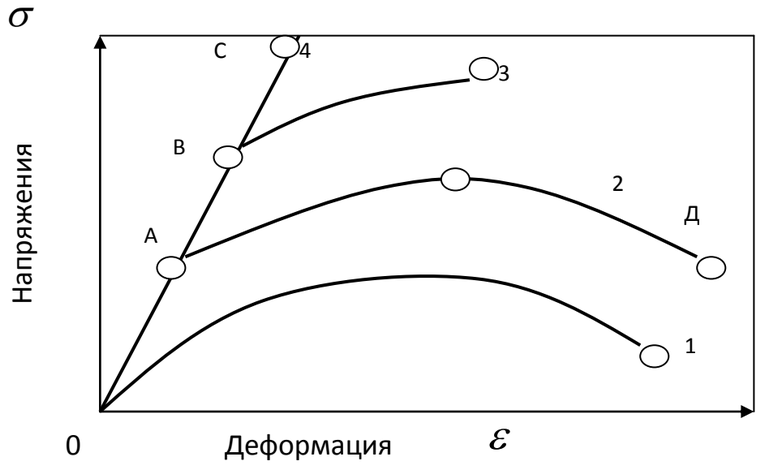


Рис. 1. Характер диаграммы напряжений – деформаций в микрообъеме вещества: 1 – низкопрочный пластический материал; 2 – упругопластический материал; 3 – высокопрочный пластический материал; 4 – хрупкий материал, ОАВС – участок упругой деформации; АД – пластическая деформация

Поликристаллическое разрушение происходит по границе раздела зерен и поэтому рост трещины скола ограничивается плоскостями зерновой ориентации и имеет ступенчатый характер. Ступеньки являются признаком «перескока» трещины с одной плоскости на другую.

Разрушение вязких тел сопровождается деформацией материала и накоплением его дефектности. Поверхность раздела матовая и рассеивает световое излучение.

Описанная картина разрушения микрообъемов материала показывает, что в зависимости от природы измельчаемого продукта следует подбирать тип измельчителя и его режимные параметры работы.

При этом с повышением степени измельчения материала i превалирующим признаком разрушения является дислокационный ρ^* (плотность дислокаций). Следовательно, в качестве параметра порядка может быть принята скорость разрушения υ_p микроструктуры вещества.

Процесс разрушения кластерных ансамблей микрочастицы сопровождается потреблением энергии измельчения, которая расходуется на:

– создание поля напряжений, релаксирующихся в локальных микрогетерогенных областях микрочастицы;

– обеспечение пластической деформации кристаллической структуры кластерного блока и его зерен, перемещения точечных дефектов, концен-

УДК 621.01

А. Н. Максименко, канд. техн. наук, доц.; Б. М. Моргалик
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

РЕАЛИЗАЦИЯ ИМПУЛЬСНОГО СПОСОБА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ СИСТЕМ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

В статье представлен импульсный способ диагностирования зубчатых зацеплений систем механических приводов с целью определения состояния объекта и его остаточного ресурса.

В настоящее время в основу оценки работоспособности автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин закладываются требования ГОСТ 25044-81 [1]. При поддержании и восстановлении работоспособности машин механические трансмиссии оцениваются суммарным угловым зазором с максимальной трудоемкостью ремонта ее сборочных единиц. Диагностический параметр, суммарный угловой зазор, определяется инструментальным способом при неработающей машине с использованием подъемных средств или стенда с беговыми барабанами.

Современный подход к контролю зубчатых и шлицевых элементов позволяют в условиях эксплуатирующих организаций с известной точностью определить их состояние при работе машин со снижением трудоемкости с возможностью автоматизировать процесс оценки работоспособности зубчатых и шлицевых сопряжений. Эту задачу можно решить способом диагностирования запатентованным в Республике Беларусь [2, 3]. Сущность данного способа диагностирования зубчатых зацеплений заключается в анализе состояния подсистемы ”двигатель-трансмиссия” путем оценки величины выходного сигнала относительно опорного с учетом передаточного числа трансмиссии. На основании полученных патентов предложена схема измерения и разработано средство диагностирования.

Средства диагностирования являются носителями алгоритмов диагностики, которые содержат исходные условия диагностирования, режимы тестовых воздействий, идентифицируют фактические реакции объекта исследования на тестовые воздействия. Оценку состояния трансмиссии объекта диагностирования в настоящее время проводят по суммарному боковому зазору. Интегральный параметр применительно к предложенному способу характеризует работоспособность трансмиссии в целом. Параметр формализован следующим образом:

$$n_p = \sum_{k=1}^{i} X_k + \sum_{q=1}^{j} Y_q$$

дорожного покрытия, который можно осуществлять различными комплектами машин.

При производстве работ уже на начальном этапе важно принять обоснованное решение по использованию оптимального комплекта машин. Рассматривались традиционный комплект машин и комплект машин для регенерации с учетом использования различного количества фрез. По данной методике были определены граничные условия применения сравниваемых комплектов машин (табл. 1).

Табл. 1. Граничные условия применения комплектов машин

Количество фрез	Себестоимость машиночаса фрезы, тыс. р.					
	100	300	500	700	900	1100
1	15332	27751	40169	52588	65006	77425
2	21541	46378	71216	96053	120890	145727
3	27751	65006	102262	139518	176773	214029

Графическое представление граничных условий применения сравниваемых комплектов машин позволяет определить рациональные области их использования (рис. 2).

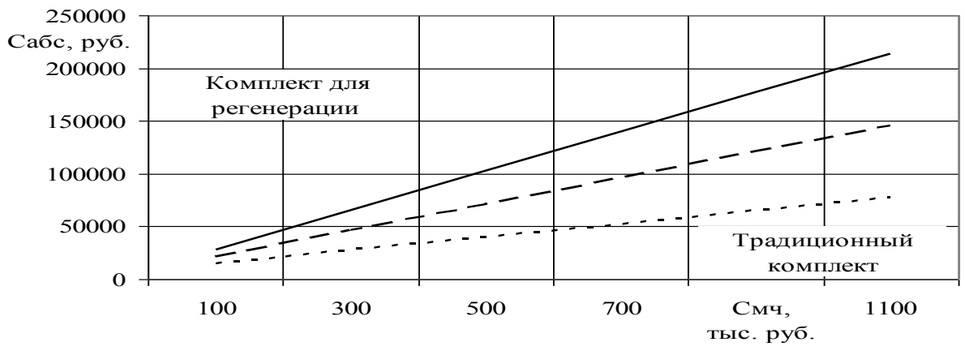


Рис. 2. Рациональные области использования различных комплектов машин

Линии граничных условий применения комплектов машин разделяют пространство на области. Так область, которая находится ниже данных линий, является рациональной для использования традиционного комплекта машин, а выше – комплекта машин для регенерации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин : учеб. пособие / А. Н. Максименко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 400 с.

2. **Кудрявцев, Е. М**. Комплексная механизация строительства / Е. М. Кудрявцев. – М. : Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2005. – 424 с.

3. Определение себестоимости машиночаса СДМ с учетом их наработки с начала эксплуатации / А. Н. Максименко [и др.] // Интерстроймех-2009: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Бишкек: КГУСТ, 2009. – С. 301–304.

трации дислокаций, размножения и роста трещин с последующим увеличением удельной поверхности вещества $\Im$ и степени его измельчения i;

– рассеивание энергии в виде тепловых деформаций и пассивного тепла [1].

Полученный продукт отличается от исходного более высокой удельной поверхностью, повышенной химической и реакционной способностью и высокой структурной прочностью дисперсной фазы. Это дает основание для вывода, что механически разрушенная ультрадисперсная система ведет себя как новое вещество, отличное от исходного продукта.

Длительность процесса разрушения зависит от частоты (скорости) импульсных воздействий измельчительного аппарата.

Эффект разрушения повышается при совпадении дебаевской частоты колебаний кристаллической структуры кластерного блока со скоростью релаксации напряжений.

Для обеспечения этого условия необходимо обеспечить частоту или скорость импульсных воздействий измельчителя, которая может определиться из условия

$$A_P = NRT\ln\left[\frac{18RT}{ah}Km\rho^* l^6(i-1)\right]. \qquad (1)$$

Приняв во внимание, что скорость разрушения $\upsilon_{УД}$ эквивалентна 1/3 скорости распространения упругих деформаций (a) в кристаллической решетке блока и решая полученную зависимость относительно $\upsilon_{УД}$ можно определить оптимальную скорость механического воздействия (удара) измельчительного органа на ультрадисперсную среду (единичную дисперсную частицу).

$$\upsilon_{УД} = \frac{K_m\rho^*\Im Tli}{0{,}42N_Г\dfrac{t}{T}}, \qquad (2)$$

где K_m – молярная концентрация вещества; ρ^* – удельная плотность дислокаций на единицу поверхности; T – абсолютная температура среды; $\Im$ – удельная поверхность вещества; l – средний размер микрочастицы; i – степень измельчения; t – длительность процесса; $N_Г$ – теоретически потребная энергия для разрушения частицы по Гриффитсу; действительная работа разрушения вещества; h – постоянная Планка; k – постоянная Больцмана.

В уравнении (2) произведение $\rho^*\cdot\Im = K_\alpha$ характеризует уровень дефектности структуры вещества. Так, например, для кварцевого песка активированного в шаровой мельнице с энергообменным устройством (табл. 1.) K_α=4*10^5*3*10^6=12*10^{11}.

Табл. 1. Результаты ультрадисперсного измельчения кварцевого песка различными способами

Способ активации	Время активации, с	Удельная поверхность $S_{БЭТ}$, м²/г	Размеры микроблоков первичных кристаллов, D, нм	Значения относительных среднеквадратичных микродеформаций решетки $\sqrt{\varepsilon^{-2}}$, 10^{-3}	Усредненная плотность дислокаций в структуре вещества, ρ^*, 1/м²
Исходные характеристики порошка	-	0,02	192	нет	нет
Шаровая мельница	1800	0,11	161	-	-
	3600	2,30	120	-	-
	5400	4,19	106	-	-
	9000	4,17	108	-	-
Вибрационная мельница	300	0,50	103	-	-
	600	2,17	78	-	-
	2100	6,05	63	2,9	-
	5400	7,12	59	2,8	-
	7200	7,01	59	2,8	-
Планетарная мельница	160	2,39	68	2,7	-
	600	6,18	46	2,9	-
	1200	12,03	24	5,1	$3*10^6$
	1800	11,69	20	5,3	$3*10^6$
Шаровая мельница с козырьковым энергообменником	180	4,12	56	3,8	-
	600	9,06	42	4,3	$4*10^5$
	1200	14,78	23	5,7	$3*10^6$
	1800	16,21	18	7,0	$6*10^7$

Анализ результатов табличных данных и уравнения (2) указывают на то, что скорость разрушения, а, следовательно, и режим работы измельчителей, зависят от требуемой активности вещества. Поэтому режимные параметры измельчителей должны иметь устройства для настройки скоростных режимов в процессе рабочего цикла, что обеспечит непрерывный рост удельной поверхности и отсутствие возможной агрегации частиц.

Для этих целей разработана универсальная шаровая мельница с энергообменными устройствами, позволяющая изменять режимные параметры процесса в ходе ее работы [2], т.е. без остановки аппарата. Это позволяет плавно изменять режимы работы мельницы и достичь требуемой энергонапряженности процесса, а также существенно повысить производительность измельчительного аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Веригина, Я. Ю.** Моделирование процессов измельчения тонких сред в технологиях производства материалов / Я. Ю. Веригина // Изв. вузов. Строительство.– 2010. – №1. – С. 3–6.

2. **Веригин, Ю. А**. Моделирование рабочих процессов в шаровых мельницах. / Ю. А. Веригин, Л. Ю. Маликова // Строительные и дорожные машины. – 2001. – № 9. – С. 12–14.

становлению работоспособности дороги, стоимости тонны приготовленной асфальтобетонной смеси и толщине слоя ее укладки. Данная информация используется применительно ко всем участкам. Следующим этапом является выбор машин и формирование комплектов, предназначенных для восстановления работоспособности автомобильных дорог различными способами.

Для каждого комплекта определяется объем производимых работ, время работы комплекта на участке и количество расходуемого материала и энергоресурсов. Каждый из сформированных комплектов будет использовать различное количество материалов и энергетических ресурсов для ремонта автомобильной дороги, которые влияют на стоимость восстановительных работ. Вся полученная информация сохраняется и используется для расчета количества сэкономленных ресурсов при восстановлении работоспособности данного участка. На основе информации о работе всех комплектов по всем участкам формируются рекомендации по их использованию, а также определяется степень загрузки за сезон и стоимость использования рационального комплекта в сезоне.

Реализация методики определения потребного количества асфальтобетонной смеси и формирование комплектов машин для восстановления работоспособности автомобильных дорог предусматривает определение экономии материалов и энергоресурсов, а также суммарной стоимости выполнения работ при эксплуатации рационального комплекта на протяжении рассматриваемого временного интервала.

Методика определения рациональной области применения комплектов машин должна отражать затраты на проведение механизированных работ и затраты на материал, приведенные к единице полезно выполняемой работы

$$\frac{\sum_{j=1}^{T_1}\sum_{i=1}^{N_1} C_{ji} + \sum_{c=1}^{D_1} C_c}{V_1} = \frac{\sum_{j=1}^{T_2}\sum_{i=1}^{N_2} C_{ji} + \sum_{c=1}^{D_2} C_c}{V_2}, \quad (1)$$

где C_{ji} – затраты связанные с использованием i-й машины j-го типа, р.; C_c – затраты на материал с-го типа, р.; V_1, V_2 – объем работ, выполняемый каждым из сравниваемых комплектов машин, единица работы; T_1, T_2 – количество типов машин, входящих в каждый из комплектов; N_1, N_2 – количество машин одного типа в каждом из комплектов; D_1, D_2 – количество типов материалов, используемых каждым из комплектов машин.

Рациональные области применения комплектов машин для регенерации на заводе и регенерации на дороге можно определить из выражения:

$$\frac{C_{ук} + C_т^{тт} + C_{уп} + C_м^{тт}}{V^{тт}} = \frac{C_ф + C_{ук} + C_т^{рнз} + C_{уп} + C_м^{рнз}}{V^{рнз}}, \quad (2)$$

где $C_{ук}$ – затраты на укладку асфальтобетонной смеси, р.; $C_ф$ – затраты на фрезерование, р.; $C_т^{тт}$, $C_т^{рнз}$ – затраты на транспортировку при традиционной технологии и регенерации на заводе, р.; $C_{уп}$ – затраты на уплотнение, р.; $C_м^{тт}$, $C_м^{рнз}$ – затраты на материалы при традиционной технологии и регенерации на заводе, р.; $V^{тт}$, $V^{рнз}$ – объем работ, выполняемый при традиционной технологии и регенерации на заводе, т.

Возможность применения различных комплектов машин рассматривалась на участке автомобильной дороги Р-71 Могилев-Славгород км 11,55-17,20. На данном участке дороги предусмотрен капитальный ремонт 5,59 км

ков. При этом возникает потребность в автомобильном транспорте, оборудованном тентами, для доставки асфальтобетонной смеси на ремонтируемый участок. Их количество определяется с учетом дальности транспортировки и дорожных условий по группе дорог. Данным комплектом машин производится укладка увеличенного слоя асфальтобетонной смеси, который заполняет неровности ремонтируемой полосы и формирует дорожное покрытие (высотой 6–8 см). Этот процесс восстановления работоспособности дорожного покрытия связан с расходованием завышенного потребного количества нового дорогостоящего материала (рис. 1).

Рис. 1. Дорожное покрытие требующее ремонта

При применении традиционного комплекта машин расходуется завышенное количество дорогостоящей асфальтобетонной смеси и возрастают транспортные расходы, что в совокупности увеличивает стоимость работ, проводимых на строительной площадке.

В зависимости от заданного вида работ, материалов и качества твердого покрытия необходимо выбирать соответствующий комплект машин, обеспечив энергосберегающие и материалосберегающие технологии. На пути снижения затрат на энергию и материалы необходимо на более высоком уровне пересмотреть вопросы производственной эксплуатации СДМ. Здесь имеются резервы, благодаря которым можно достигнуть экономии как энергетических, так и материальных ресурсов при использовании современных технологий. В условиях постоянно растущего недоремонта автомобильных дорог наиболее актуальным является применение современных комплектов машин для ремонта автомобильных дорог на основе регенерации дорожного покрытия.

Для осуществления регенерации на заводе в комплект машин необходимо включить дорожную фрезу. Ведущей машиной данного комплекта является асфальтоукладчик, а уплотнение осуществляется традиционным способом с использованием катков. При этом для транспортировки сфрезерованного материала на АБЗ необходимо использовать дополнительный автотранспорт при снижении количества транспорта, оборудованного тентами для доставки асфальтобетонной смеси к месту проведения работ.

Граничные условия применения комплектов определяются равенством удельных приведенных затрат при их использовании по назначению. Минимальное значение этих затрат является определяющим фактором использования комплекта на участке. С учетом выполнения объема работ по всем участкам определяется загрузка комплекта в сезоне.

Для рационального формирования комплектов машин необходима информация о количестве участков, на которых запланированы работы по вос-

УДК 621.873.017

Н. П. Гаранин, д-р техн. наук, проф.; А. М. Терехов, канд. техн. наук; А. В. Раскатов
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СПАРЕННОЙ РАБОТЫ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ КРИТЕРИЯ БЫСТРОТЫ ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗОК

Во время перемещения одного груза двумя спаренными кранами (при условии, что масса этого груза превышает грузоподъемность каждого из кранов, но меньше их суммарной грузоподъемности), при запаздывании включения двигателей одного крана, может образоваться неравномерность распределения нагрузок между грузовыми канатами обоих кранов. В данной статье разработана математическая модель выравнивания нагрузок в грузовых канатах при подъеме одного груза двумя спаренными кранами, определен критерий быстроты выравнивания и его допустимое значение.

Потребность использовать одновременно два крана возникает в ряде случаев: на причале, цехе, открытой местности, строительной площадке, слипе, при недостаточной грузоподъемности одного крана для перегрузки штучного груза завышенной массы (по отношению к грузоподъемности). Это могут быть единицы военной техники, крупнотоннажные контейнеры, строительные блоки и конструкции, плавсредства (понтоны, мелкие суда, плавающие платформы), тяжеловесное оборудование (станки, специальные машины), монтажные элементы, слябы (металлургические) и другое.

Перегрузка тяжеловеса представляет собой редкое явление. В противном случае вопрос решается за счет создания единичного специального подъемного устройства повышенной грузоподъемности. Но именно из-за редкости перегрузки тяжеловеса и отсутствия возможности по времени привлечь «со стороны» грузоподъемную машину повышенной грузоподъемности, рассматривается вариант применения двух кранов для спаренной работы.

При реализации спаренной работы кранов, выдвигается на первое место не их производительность, а безопасность людей и работ, а также сохранность груза. Поэтому необходимо заранее до выполнения работ уточнить базовые факторы безопасной работы и сохранности груза:

– краны для спаренной работы должны иметь суммарную грузоподъемность, превышающую массу поднимаемого груза вместе с траверсой для его удержания;

– грузоподъемность каждого из двух кранов Q_1, Q_2 на соответствующих вылетах R_1, R_2, должна быть больше усилия S_1 и S_2 на них от груза $Q_1 + Q_2 > Q_{груза}$; $Q_1(R_1) > S_1(R_1)$; $Q_2(R_2) > S_2(R_2)$;

– опорные нагрузки от каждого крана и груза должны обеспечивать допускаемые значения коэффициентов грузовой и собственной устойчивости, а также давлений на фундаменты для береговых кранов, особенно на свайные основания.

Также необходимо:

– определить место установки каждого крана, относительно мест захвата и укладки груза, а также безопасных мест установки кранов между собой;

– наметить геометрические размеры грузовой траверсы для отстроповывания груза и выбора мест крепления грузозахватного устройства (крюка, петли и др.) из условия обеспечения прочности, надежности захвата и постоянного обеспечения вертикального положения грузовых канатов при перекосе грузов;

– уточнить примерную высоту подъема и спуска, а также размеры горизонтального (поворот и длина перемещения вдоль причала) передвижения вдоль грузового фронта для кранов;

– установить условия и обеспечить совпадения фактических скоростей обоих кранов для вертикального положения грузовых канатов этих кранов при перемещении груза.

На основе паспортных и расчетных данных кранов № 1 и № 2 целесообразно до начала работ построить график цикла переноса груза, провести тренировочные циклы с холостой траверсой и отработать с крановщиками выполнение согласованных действий. Оснастить крановщиков мобильной связью для оперативного руководства перегрузочным процессом. Должен быть назначен руководитель подготовительных и фактических перегрузочных работ. По результатам тренировочных циклов отработать правильность восприятия и выполнения сигналов мобильной связи между руководителем работ и крановщиками.

Во время перемещения одного груза двумя спаренными кранами (рис. 1) (при условии, что масса этого груза превышает грузоподъемность каждого из кранов, но меньше их суммарной грузоподъемности), при запаздывании включения двигателей одного крана, может образоваться неравномерность распределения нагрузок между грузовыми канатами. До момента выравнивания натяжений в канатах, двигатели механизма подъема крана № 1, которые были включены с запозданием, продолжают работать с более высокой скоростью, чем двигатели механизма подъема крана № 2. Данное запаздывание вызывает наклон траверсы на угол α (рис. 2), поэтому при разработке математической модели выравнивания нагрузок необходимо учесть это отклонение и определить критерий быстроты выравнивания и его допустимое значение. Также необходимо учесть производственное требование – при подъеме траверсы с грузом общая затрачиваемая сила на подъем должна распределяться равномерно между кранами № 1 и № 2.

УДК 625.8

Д. Ю. Макацария, канд. техн. наук
УО «МОГИЛЕВСКИЙ ВЫСШИЙ КОЛЛЕДЖ МВД РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ»
Могилев, Беларусь

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПЛЕКТОВ МАШИН ДЛЯ РЕМОНТА АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

В процессе производства работ перед эксплуатирующей организацией возникает проблема, связанная с необходимостью выбора рационального комплекта машин в зависимости от условий эксплуатации строительных и дорожных машин (СДМ), наработки машины с начала эксплуатации, способа проведения работ на объекте и т.д. Определяя необходимые комплекты машин, придерживаются следующего: увеличения производительности СДМ, снижения стоимости выполняемых работ, возможности повторного использования и экономии материалов. Рассматривая данные вопросы в комплексе, можно определить граничные условия применения комплектов машин.

Эффективность социально-экономического развития страны во многом определяется качеством автомобильных дорог. Строительство и восстановление работоспособности твердых покрытий является энергоемким процессом. Снижение энергоемкости технологических процессов и экономия материальных и энергетических ресурсов являются основным направлением повышения эффективности дорожного строительства.

Республика Беларусь обладает широкой сетью автомобильных дорог с асфальтобетонным покрытием. Сохранение и восстановление ее работоспособности с учетом ежегодного недоремонта возможно при внедрении технологий регенерации асфальтобетонных покрытий, которые позволяют не только восстановить работоспособность асфальтобетонного покрытия, но и значительно снизить расход энергии и материалов.

В процессе эксплуатации автомобильных дорог на их поверхности возникают дефекты, влияющие на безопасность дорожного движения. Поперечный профиль участка такой дороги нуждается в ремонте.

Для приведения автомобильных дорог в соответствующее нормативным требованиям состояние возможно использование различных комплектов машин. Наиболее распространенным способом восстановления автомобильных дорог является традиционная технология. Для ее осуществления применяется комплект машин, предназначенный для строительства автомобильных дорог. Восстановление работоспособности дороги осуществляется за счет укладки асфальтобетонной смеси в несколько слоев и ее уплотнение традиционным способом.

Ведущей машиной данного комплекта является асфальтоукладчик, а уплотнение осуществляется традиционным способом с использованием кат-

собности, объемов и стоимости выполненных работ, которая позволяет определять наработки окупаемости, прибыльной эксплуатации, капитального ремонта и списания.

Основной задачей эксплуатации СДМ является выполнение заданных объемов работ с установленной производительностью и получение максимальной прибыли их использования. Для реализации данной задачи была предложена методика технико-экономической оценки СДМ основанной на индивидуальных показателях каждой конкретной машины из парка и динамики их изменения [6]. Предложенная методика была проверена на примере погрузчика грузоподъемностью 3 тонны. При оценке рассматривалось 3 случая эксплуатации машины:

1) эксплуатация погрузчика с выполнением всех плановых мероприятий (по факту);

2) эксплуатация погрузчика с учетом выполнения капитального ремонта (КР) при наработке, соответствующей максимальному значению прибыли от его работы;

3) эксплуатация погрузчика с выполнением всех плановых мероприятий по ТО и ремонтам, и проведением КР гидропривода, при наработке равной 0,5 ресурса погрузчика, с последующим проведением КР машины при наработке, соответствующей максимальному значению прибыли от его работы.

Анализ исследований показал, что этап эксплуатации жизненного цикла с учетом проведение КР погрузчика при наработке соответствующей получению максимальной прибыли по сравнению с традиционным подходом уменьшается на 20 %. Организация агрегатного метода ремонта гидропривода при 0,5 ресурса погрузчика и КР машины в целом при наработках, соответствующих максимальной прибыли увеличивает этап эксплуатации жизненного цикла до 23–55 % с ростом прибыли на один моточас до 65 % по сравнению со вторым вариантом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Инструкция о порядке начисления амортизации основных средств и нематериальных активов. Утв. постановлением Министерства экономики Республики Беларусь, Министерства финансов Республики Беларусь и Министерством архитектуры и строительства Республики Беларусь от 27 февраля 2009 г., № 37/18/6// Налоги Беларуси. – 2003. – № 25. – С. 33–49.
2. **Максименко, А. Н.** Эксплуатация строительных и дорожных машин: учеб. пособие / А. Н. Максименко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 400 с.
3. Министерство транспорта и коммуникаций Республики Беларусь. Департамент «Белавтодор». Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования : ДМД 02191.7.008-2009. – Введ. 01.03.09. – Минск : БелдорНИИ, 2009. – 90 с.
4. Повышение работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин при внедрении агрегатного метода ремонта и диагностики / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – 2010. – № 4. – С. 5–11.
5. **Максименко, А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства. – 2009. – № 3. – С. 14–20.
6. Оценка этапа эксплуатации жизненного цикла погрузчика Амкодор 332 / А. Н. Максименко [и др.] // Грузовик &. – 2011. – № 3. – С. 24–27.

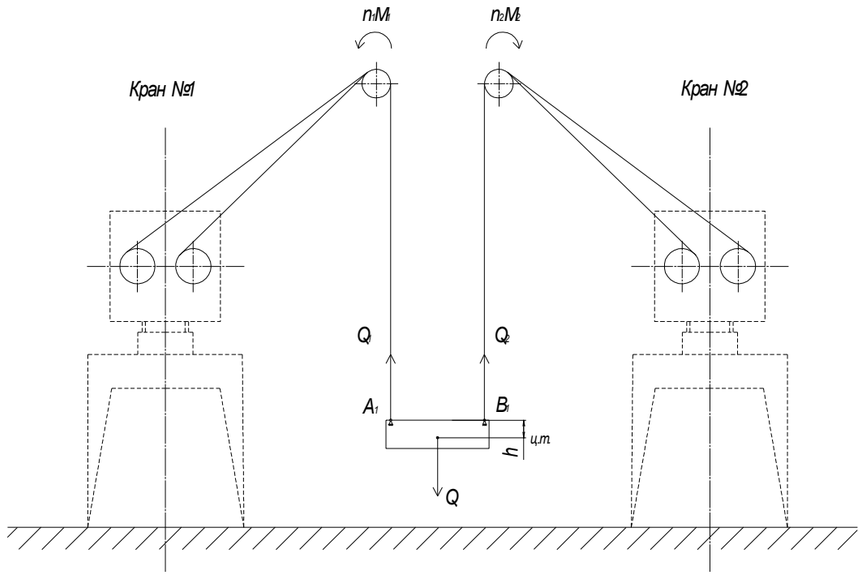


Рис. 1. Схема спаренной работы кранов по перегрузке одного тяжеловесного груза

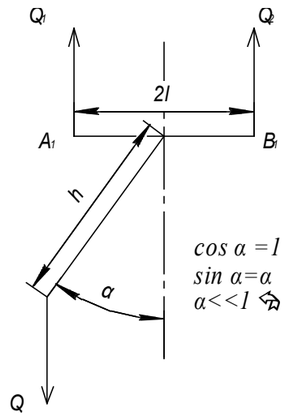


Рис. 2. Схема действия сил на траверсу с грузом

Неравномерное распределение нагрузки между кранами № 1 и № 2 связано с изменением положения траверсы с грузом и наличием угла α, это происходит из-за того, что характеристики механизмов подъема обоих кранов являются неодинаковыми, характеристики упругих систем (канатов, полиспастов, механических приводов) неравноценными и, наконец, неодинаковы реакции обоих крановщиков по включению и разгону механизмов подъема.

В результате составления математической модели выравнивания нагрузок получаем зависимость (1):

$$\Phi = \frac{2(n_0 - n_н)}{k} \cdot \frac{Hhi}{(2l^2 + \frac{Qh}{c})\, n_н} \quad ; \qquad (1)$$

где H – высота подъема груза; i – кратность полиспаста; n_0 – частота вращения холостого хода электродвигателя; $n_н$ - номинальная частота вращения электродвигателя; c – коэффициент жесткости каната; $k = \frac{4i\eta M}{D_б Q}$; η – КПД подъемного устройства; M – момент электродвигателя; $D_б$ – диаметр барабана.

Величина Ф является критерием быстроты выравнивания нагрузок в грузоподъемных канатах крана № 1 и крана № 2 при подъеме тяжеловесного груза спаренными кранами.

Определим величину Ф, считая, что:

– усилия в канатах крана № 1 и крана № 2 выровнялись тогда, когда начальная неравномерность к концу процесса уменьшилась в 10 раз или $e^{-\Phi\tau} = 0{,}1$, следовательно $\tau = -\frac{\ln 0{,}1}{\Phi}$; где $\tau = \frac{t}{t_{под}}$ – время, выраженное в безразмерном виде; $t_{под} = \frac{60Hi}{\pi D_б n_{ст}}$ общее время подъема груза; $n_{ст}$ – скорость вращения двигателя, обеспечивающая заданную скорость груза;

– выравнивание нагрузок в канатах происходит за время не более 0,2 времени подъема, $\tau \le 0{,}2$.

В этом случае имеем:

$$[\Phi] \ge 11{,}5.$$

Численные расчеты полученного критерия быстроты выравнивания нагрузок в грузоподъемных канатах крана № 1 и крана № 2, при подъеме тяжеловесного груза этими кранами, по формуле (1) показывают, что наибольшее влияние на этот критерий оказывает величина $n_н$. При уменьшении $n_н$ на 1–2 %, величина Ф повышается в 1,5–2 раза. Для обеспечения безопасности работ, при спаренной работе кранов, меньше 11,5 допускать Ф не следует.

На основе разработанной в данной статье математической модели выравнивания нагрузок в грузоподъемных канатах, при спаренной работе кранов, может быть создано устройство, синхронизирующее обороты двигателей механизмов подъема обоих кранов таким образом, что отклонение траверсы с грузом от горизонта будет минимальным, что в свою очередь позволит избежать аварийных ситуаций и существенно упростить процесс перегрузки тяжеловесных грузов спаренными кранами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гаранин, Н. П.** Плавучие грузоподъемные краны на транспорте. монография / Н. П. Гаранин. – М. : Альтаир-МГАВТ, 2008. – 256 с.

2. **Гаранин, Н. П.** Грузоподъемные машины на речном транспорте : учеб. для вузов / Н. П. Гаранин, В. И. Брауде, П. П. Артемьев / под ред. Н. П. Гаранина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1991. – 319 с.

3. **Пискунов, Н. С**. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов: учеб. пособие для втузов в 2 т. / Н. С. Пискунов. – 13-е изд. – М. : Наука, 1985. – Т. 2. – 560 с.

усредненные значения коэффициента внутрисменного использования, значения простоев машины в технических обслуживаниях (ТО) и ремонтах равномерно распределяются за межремонтный период. Такие усредненные значения не позволяют объективно оценивать эффективность эксплуатации СДМ и планировать их работу. В настоящее время наблюдается тенденция к постепенному переходу от усредненных к фактическим показателям по каждой машине, что подтверждается появлением новых нормативных документов. Так, в 2009 году введенная инструкция по определению амортизации основных средств [1] предлагает выбор ресурса амортизируемого объекта на усмотрение предприятия в диапазонах от 0,5 до 1,5 от среднего значения. Обоснованно установить такой ресурс можно при условии, что по машине ведется полный учет и контроль основных технико-экономических показателей, а также что на предприятии имеются методики индивидуальной оценки работоспособности машин.

Повышать работоспособность и эффективность использования СДМ необходимо с учетом индивидуальных показателей по каждой машине (процесса старения, сезонных условий эксплуатации, показателей надежности и т. д.) и внедрения новых методов планирования и организации технической эксплуатации.

Анализ затрат на поддержание и восстановление работоспособности СДМ показывает, что они в 6–10 раз превышают стоимость новой машины, а трудоемкость изготовления СДМ составляет только 4–5 % от общей трудоемкости на технические обслуживания и все виды ремонтов за срок их службы [2]. С увеличением наработки с начала эксплуатации производительность, количество часов рабочего времени, годовая наработка СДМ, коэффициент технического использования и коэффициент внутрисменного режима работы значительно снижаются при повышении продолжительности простоев в ТО и ремонтах, их трудоемкости, а также эксплуатационных затрат.

Проведенные исследования показали, что для СДМ в зависимости от наработки с начала эксплуатации производительность может снижаться до 50 %, продолжительность простоев в ТО и ремонтах увеличиваться до 70 %, средняя продолжительность ремонтно-восстановительных операций увеличивается в 3–5 раз и в отдельных случаях исчисляться месяцами. Себестоимость машиночаса повышается на 40–70 % на этапе эксплуатации жизненного цикла машины при сокращении годового количества рабочего времени машины более чем на 50 %. Значение комплексного показателя надежности – коэффициента технического использования – изменяется в пределах от 0,95 до 0,65; значение коэффициента внутрисменной работы машины на объекте – соответственно от 0,85 до 0,3. Такие существенные различия в основных показателях отражают важность и необходимость их индивидуального учета и использования при планировании и организации технической эксплуатации СДМ. В разработанной стратегии поддержания и восстановления работоспособности СДМ [3,4,5,6] лежат: метод определения планируемой годовой наработки, продолжительности нахождения машины в ТО и ремонтах и их трудоемкости; методика планирования и организации поддержания и восстановления работоспособности СДМ на основе остаточного ресурса сборочных единиц, систем и агрегатов конкретной машины по интенсивности изменения диагностических параметров; методика индивидуального подхода к технико-экономической оценки целесообразности использования на этапе эксплуатации жизненного цикла каждой машины с учетом ее стоимости, затрат на поддержание и восстановление работоспо-

УДК 625.08

В. В. Кутузов
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Могилев, Беларусь

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ИХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НА ЭТАПЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА

В работе рассмотрены вопросы повышения работоспособности строительных и дорожных машин с учетом изменения их технико-экономических показателей на этапе эксплуатации жизненного цикла, а также представлена методика индивидуального подхода к технико-экономической оценке целесообразности использования машин, с практической реализацией на примере погрузчика грузоподъемностью 3 тонны.

С ростом объемов строительных и дорожных работ актуальной становится проблема обеспечения безотказной работы техники на строительной площадке. Данная проблема решается в разрезе технической эксплуатации строительных и дорожных машин (СДМ).

Применяемая в дорожных и строительных организациях техника разнообразна по виду, типоразмерам, а также по техническому состоянию. Так, в настоящее время в данных организациях можно встретить СДМ как проработавшие более десятка лет (уже устаревшие модели), так и высокопроизводительные и современные, только поступившие в эксплуатацию. Главной задачей организаций, эксплуатирующих данные СДМ, является использование их возможностей по максимуму с минимальными затратами на поддержание и восстановление работоспособности и обеспечение максимальной прибыли, получаемой от их работы. Каждый день простоя СДМ, их поломки, выходы из строя, снижение производительности приводят к затратам, уменьшая получаемую прибыль. Выход из строя ведущей машины из комплекта приводит к замедлению или полной остановке всего технологического процесса производства работ, что в итоге значительно увеличивает сроки выполнения работ и снижает прибыль.

Для СДМ с равномерным обновлением парка затраты на поддержание и восстановление их работоспособности каждый год практически постоянны по значениям, что отражено в нормативно-технической документации. В настоящее время, когда в парках машин находится минимально необходимое число техники разных типоразмеров, уровня надежности, а также существенно различающихся по балансовой стоимости – особую важность приобретает индивидуальный учет показателей работоспособности, надежности и эффективности эксплуатации каждой конкретной машины. Применение ранее используемых методов планирования и организации технической эксплуатации машин приводит к значительным ошибкам, увеличенным затратам, связанным с их использованием. Применяемая нормативная база для учета, анализа и планирования работы техники даже сейчас в большинстве своем использует усредненные показатели, используемые в расчетах. Например, при определении планируемой годовой наработки используются

УДК 621.86

Ю. Н. Головачёв
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ХЛАДОСТОЙКОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ДАЛЬНЕГО СЕВЕРА

В статье изложены методы оценки прочности металлоконструкцией портальных кранов, работающих в условиях низких температур.

Не для кого не секрет, что парк грузоподъемной техники, в частности портальных кранов, достаточно старый. А учитывая климатические особенности России делает эксплуатацию этих машин еще более сложной.

Как показывает анализ, в большинстве своем в портах и перевалочных пунктах работают машины в климатическом исполнении У1, т.е. в диапазоне –40 С°до +40 С°, советского производства. А также краны импортного производства, такие как: Кондор, Альбатрос, Альбрехт, Ганц и др. в аналогичном исполнении.

Среднегодовая температура воздуха за 25 лет на Таймырском полуострове (данные наблюдений до 1989 г.) колебалась от минус 7,2 °С до минус 13,8 °С. Самая низкая температура минус 57 °С была в 1957 году, а самая высокая – плюс 33 °С в июле 1958 года. Таким образом, амплитуда среднемесячных температурных колебаний достигает 90 °С. Средняя продолжительность периода с отрицательными температурами составляет 286 дней. В 1989 году количество дней с температурой ниже минус 45 °С составило 16 дней. Т.е. согласно нормативной документации, в период с такой температурой эксплуатировать данные краны запрещено, что конечно приводит к убыткам, простою техники и задержкам грузооборота.

В табл. 1 представлены температурные режимы эксплуатации техники в условиях Норильского региона в зимний период. Приведенные данные позволяют оценить параметры распределения числа циклов низких температур для последующей оценки риска эксплуатации исследуемых грузоподъемных кранов, установленных в данном регионе.

Табл. 1. Температурные режимы эксплуатации техники в условиях Норильского региона в зимний период

Годы	Количество суток в году с температурой ниже минус 30 °С					Абсолютная минимальная температура, минус °С
	30…35	36…40	41…45	46…50	50 и >	
1980	28	25	20	2	-	45
1981	31	24	19	2	-	46
1982	23	23	27	7	2	51
1983	22	17	8	2	2	51
1984	22	38	29	13	-	48
1985	11	16	7	2	-	50
1986	24	20	7	5	-	47
1987	19	28	15	6	-	47
1988	22	23	9	5	-	49
1989	23	22	11	13	3	56
	Среднее число суток, ежегодно					
	22,5	23,6	15,2	5,7	0,7	
	Итого, дней с низкой температурой за 10 лет наблюдений					
	225	236	152	57	7	
	Вероятность воздействий соответствующей низкой температуры на краны в рабочем и нерабочем состояниях					
	0,0616	0,0646	0,0416	0,0156	0,0019	

Президентом экспертной компании ОАО «РосЭК», д-р техн. наук Липатовым Анатолием Степановичем была установлена удовлетворительная хладостойкость малоуглеродистых сталей толщиной до 10 мм как минимум до предельной температуры минус 40 °С. Для кранов из сталей марок 09Г2 и 09Г2С 12-ой категории нижним пределом температуры рабочего состояния можно считать минус 45 ºС.

Подтверждено, что хладостойкость конструкции определяется свойствами металла, уровнем напряженного состояния, толщиной металла и типами сварных швов, использованных при ее производстве.

В настоящее время появилась необходимость обоснования работоспособности кранов импортного производства при низких температурах.

Опыт эксплуатации кранов в условиях низких температур (т.е. в течение длительного времени при температурах ниже –30 °С) показывает наличие большого количества хрупких разрушений. Разрушения не зависят от длительности воздействия отрицательных температур на металлоконструкцию крана. Статистика разрушений подъемно-транспортных машин (далее – ПТМ) показывает, что 50 % аварий происходит в первые 2 месяца эксплуатации машин, 70 % – за первый год, 80 % – за первые 5 лет, а далее остается на низком уровне.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Азаров, А. И.** Промышленное применение многоцелевых вихревых воздухоохладителей / А. И. Азаров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1999. – №7. – С. 29–31.

2. **Пиралишвили, Ш. А**. Вихревой эффект / Ш. А. Пиралишвили // Изв. академии наук. – 2000. – № 5. – С. 137–147.

3. **Халатов, А. А.** Теория и практика закрученных потоков / А. А. Халатов. – Киев : Наукова думка, 1989. – 192 с.

4. Высокоэффективные вихревые устройства и системы на службе человеку / Н. Е. Курносов и [др.] // По всей стране. – 2002. – № 1. – С. 7–8.

5. Аварии и их последствия. Краткий обзор // Все краны. – 2008. – № 3/19. – С. 20.

6. **Головин, А. И**. Аварии грузоподъемных кранов / А. И. Головин, В. В. Рахаев, Р. Н. Петров // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – № 4(48). – С. 15–18.

7. **Никитин, К. Д.** Безопасность эксплуатации грузоподъемных кранов / К. Д. Никитин // Подъемно-транспортное дело. – 2006. – № 2. – С. 12–15.

8. **Пат. 2234986 Российская Федерация, МПК^6 F7 B 05 B 7/10.** Устройство для распыления / Н. Е. Курносов, А. В. Матвеев, С. Н. Бурцев, С. Н. Курносов, А. В. Тарнопольский; заявитель и патентообладатель Курносов Н.Е. – № 2003105394/12; заявл. 25.02.2003; опубл. 27.08.2004, Бюл. № 24.

9. **Кирин, Б. Ф**. Санитарные и микроклиматические условия труда машинистов горно-транспортных машин, эксплуатируемых на угольных разрезах северо-востока РФ / Б. Ф. Кирин // Горные машины и автоматика. – 2004. – № 4. – С. 22–24.

10. **Лях, Г. Д**. Кондиционирование воздуха в кабинах транспортных средств и кранов / Г. Д. Лях, В. И. Смола. – М. : Металлургия, 1982. – 128 с.

11. **Fanger, P. O**. Качество внутреннего воздуха в XXI веке: влияние на комфорт, производительность и здоровье людей / P. O. Fanger // АВОК. – 2003. – № 4. – С. 12–22.

12. **Тарнопольский, А. В.** Вихревые кондиционеры воздуха для производственных помещений и мобильных машин / А. В. Тарнопольский // Холодильная техника. – 2008. – № 7. – С. 39–41.

13. Перспективные Российские разработки. Информация Роспатента // ИС Промышленная собственность. – 2005. – № 5. – С. 68–71.

14. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С Кузнецов [и др.]. – М. : Транспорт, 1991. – 343с.

15. **Найман, В. С.** Все о предпусковых обогревателях и отопителях / В. С. Найман. – М. : Астрель, 2007. – 160 с.

16. **European patent application EP № 1 808 651 A2, F24J 3/00.** Cavitation thermogenerator and method for heat generation by the cavitation thermormogenerator /Applicant Vortexco Tecnologies Limited P. C 1095, Nicosia (CY); representative Adorno, Silvano et al Societa Italiana Brevetti S. p. A., Via Carducci 8 20123 Milano. MI (IT), priority 17.01.2006.

портно-технологических машин в условиях отрицательных температур [14]. Высокая стоимость, низкая экономичность, значительное затрачиваемое время предпусковых подогревателей [15] определяет необходимость разработки устройства, лишенного данных недостатков.

Рис. 3. Автономный вихревой термогенератор

Одним из перспективных технических решений может послужить использование системы разогрева на основе эффективного получения тепла кавитационно-вихревым способом. Разработан термогенератор для преобразования механической энергии движения теплоносителя (вода, тосол) в тепловую (рис. 3) [16]. Данное устройство может также эффективно использоваться при разработка мерзлых грунтов, путем использования в конструкциях форсунок, через которые подают под давлением жидкость, нагретую термогенератором до высокой температуры. Патент №2177591 «Термогенератор» отмечен ФИПС, как разработка из списка 100 лучших изобретений России.

Подъемно-транспортная техника, работающая в тяжелых условиях, всегда нуждается в качественном техническом обслуживании и ремонте. При ремонте узлов, имеющих в своем составе многочисленные детали, на каждой операции при разборке, ремонтной обработки и сборки необходимо проводить очистку каждой детали. К сожалению, большинство предприятий все еще использует неэффективное и устаревшее оборудование для мойки деталей.

Весьма перспективно использование комплексной интенсификации процесса очистки за счет использования недорогих и эффективных вихревых устройств гидрокавитационного действия. Принцип действия которых основан на процессах гидродинамической кавитации, протекающих в жидких средах при вихревом движении. Установлено, что кавитация в вихревых потоках существенно активизирует и интенсифицирует процесс при меньших энергозатратах. Процесс очистки при этом значительно ускоряется и упрощается. Устройства, основанные на гидродинамической кавитации жидкости могут быть использованы в качестве активатора для любого имеющегося моечного оборудования, позволяя при этом существенно экономить на электроэнергии и моющих средствах.

Описанные устройства экспонировались на международных, всероссийских и региональных выставках различного уровня, где отмечены 18 золотыми, серебряными и бронзовыми медалями, в том числе г. Шеньян (КНР), г. Нюрнберг (Германия), г. Брюссель (Бельгия) – 3 золотыми и 1 серебряной медалью.

Наиболее опасным влиянием отрицательных температур является значительно увеличивающийся предел текучести σ_T и уменьшающийся предел прочности σ_B. Пластичность стали в первом приближении, как известно, оценивается соотношением σ_T / σ_B.

Чем меньше это соотношение, тем выше пластичность стали:

– для малоуглеродистых сталей обычного качества, как Ст3,

$$\sigma_T / \sigma_B \le 0.6 \ ;$$

– для низколегированных сталей повышенной и высокой прочности обычно

$$\sigma_T / \sigma_B > 0.7 \ .$$

Таким образом металлоконструкции подвержены хрупкому разрушению, и факторы необходимые для зарождения хрупкого разрушения можно разделить на 2 условных вида:

– высокие локальные растягивающие напряжения (концентраторы напряжений (в том числе от некачественной сварки), остаточные напряжения, динамическая составляющая;

– низкая пластичность материала (объемность напряженного состояния, высокая скорость нагружения, изменение свойств из-за наклепа, старение, особенностей структуры и т.п.).

Возможность различных видов разрушения всякого металла при изменении температуры и скорости деформации вытекает из схемы А.Ф. Иоффе (см. рис.1)

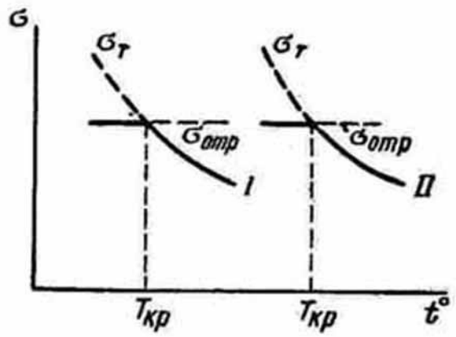


Рис. 1. Схема перехода из вязкого в хрупкое состояние: 1 – статическая нагрузка; 2 – динамическая нагрузка

Сопротивление отрыву $\sigma_{отр}$ практически не зависит от температуры и скорости нагружения, тогда как предел текучести σт при понижении температуры и/или при увеличении скорости нагружения сильно возрастает. Если предел текучести достигается раньше, чем сопротивление отрыву, то разрушение – вязкое, в противном случае – хрупкое.

Также необходимо отметить, что хрупкому разрушению способствуют сварные швы. Особенно большое влияние оказывают остаточные на-

пряжения, а также дефекты сварки, такие как подрезы, непровары корня шва, несплавления и др.

Методы оценки хладостойкости металлоконструкции. Сам метод целесообразно разделить на три этапа.

Первый представляет собой расчет напряженно-деформированного состояния конструкции.

Второй носит экспериментальный характер.

Третий этап относится к расчетно-аналитическому анализу.

Первый этап. До настоящего времени оценка напряженно-деформированного состояния металлоконструкции проводилась крайне мало и в большинстве своём отдельных элементов, основным образом для научных работ, которые редко находили отражение в практической эксплуатации конструкций. Оценка производилась тензометрированием наиболее нагруженных элементов. Сама операция крайне трудоемкая да и не дающая полной картины нагружения крана в виду ее сложности.

В настоящее время с появлением достаточно мощных ЭВМ, способных рассчитать матрицы в миллионы элементов, получил новую жизнь метод конечных элементов, реализованный в программах прочностных расчетов, созданных как российскими, так и зарубежными специалистами. Данные программы позволяют поэлементно «собрать» конструкцию крана, и наглядно показывают общую картину нагружения крана, т.е. учитывают сопряжения элементов, их податливость, коэффициенты трения, сварку и другие механические свойства металлов. Огромный плюс этих программ – это возможность расчета сложных профильных сопряжений крана, т.к. такие места не поддаются расчету, а также тензометрированию, в силу их труднодоступности, а чаще сложности конфигурации.

Второй этап. Как известно, склонность стали к хладноломкости, т.е. к хрупкому разрушению при низкой температуре, оценивается критической температурой хрупкости (Тк), характеризующей переход от пластичных изломов к хрупким или полухрупким.

Критическая температура определяется или по удельной работе деформации (ударной вязкости -$a_к$, или по виду излома.

Наиболее распространенным способом оценки склонности стали к хрупкому разрушению является метод сериальных испытаний Н. Н. Давиденкова, заключающийся в испытании на удар серий стандартных надрезанных образцов (образцов Менаже) при различных температурах.

Зона резкого падения величины ударной вязкости определяет критическую температуру. При отсутствии резкого перехода стали в хрупкое состояние (испытание по ГОСТ 9454-78 с V-образным надрезом) на кривой “ударная вязкость – температура” за критическую принимают температуру **Ту**, при которой ударная вязкость составляет 40 % от максимальных значений (по Н. Н. Давиденкову), либо при которой ударная вязкость достигнет заданного порогового значения, принимаемого обычно равным 2–3 кг·м/см^2.

Что же касается оценки хладостойкости сварного соединения, то в настоящее время не существует единого универсального метода испытаний, дающего однозначную оценку надежности того или иного сварного соединения.

Еще одна из причин повышенного травматизма при работе с подъемно-транспортной техникой – человеческий фактор. Высотные краны, подъемники, горнотранспортные механизмы и т.д. – машины, требующие повышенного внимания и высокого профессионализма операторов. Кроме того, во время работы необходимо поддержание высокой работоспособности людей, выполняющих данные виды работ [9, 10]. Повышенная утомляемость машинистов растет с ростом температуры окружающего его воздуха. Снизить влияние данного фактора можно, используя современное климатическое оборудование.

Однако, применяемые сегодня кондиционеры имеют ряд существенных недостатков, прежде всего невозможность работы при температурах выше 40 ºС, что при эксплуатации специальной техники встречается повсеместно; посредственное качество внутреннего воздуха [11] и высокую стоимость (цена на кондиционеры подъемно-транспортных машин доходит до 500–600 тысяч рублей).

Нами разработаны кондиционеры на снове испарительно-вихревых климатических систем (рис. 2). Объединение вихревого и испарительного эффекта позволит отказаться от использования фреона, эффективно работать в любых погодных условиях и обеспечивать не только непосредственное охлаждение, но и функциональное микроклиматическое воздействие на воздух в сочетании с вентиляцией, увлажнением и ионизацией.

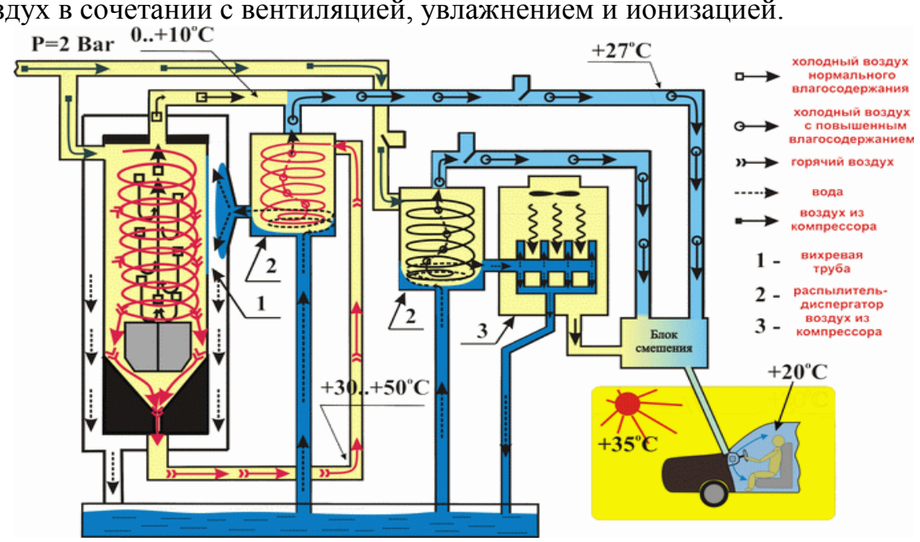


Рис. 2. Схема испарительно-вихревого кондиционера

Такие климатические системы должны в перспективе использоваться для создания микроклимата с оптимальными соотношениями климатических условий по психофизиологическим требованиям [12]. Решением Федерального института промышленной собственности (ФИПС) патент №2213016 «Климатическая установка транспортного средства» включен в перечень перспективных Российских разработок [13].

В связи с особенностями географического положения России, актуальной проблемой также является пуск двигателя внутреннего сгорания транс-

УДК 621.86, 621.7

Н. Е. Курносов, д-р техн. наук, проф.; К. В. Лебединский
ГОУ ВПО «ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Пенза, Россия

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИХРЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСАХ

Приоритетным направлением совершенствования научно-технологического комплекса большинства стран является энерго- и ресурсосбережение, совершенствование технологий и модернизация оборудования и технологических процессов по Европейским стандартам.

Анализ научно-технической информации за последние годы показывает, что одним из перспективных направлений решения данных проблем является использование вихревых технологий [1, 2, 3]. Вихревые технологии открывают принципиально новые возможности использования энергии вихревых потоков [4] и экономии ресурсов.

В настоящее время в области производства, эксплуатации и ремонта транспортно-технологических машин и оборудования существует множество не решенных задач. В Пензенском государственном университете удалось найти ряд новых технических решений для грузоподъемного транспорта и технологических машин.

Например, сегодняшняя ситуация в работе различных видов грузоподъемных, строительных, дорожных машин и транспортно-технологических комплексов характеризуется значительным увеличением количества аварий, отказов и дорожно-транспортных происшествий. Это, в основном, обусловлено физической изношенностью машин и механизмов. На примере грузоподъемных кранов можно отметить, что аварийность возросла до критических значений [5, 6]. Одной из причин высокой аварийности является не только характерные для данной техники дефекты, но и низкая коррозионная стойкость деталей и металлоконструкций [7].

Разработанные в настоящее время новые высокоэффективные антикоррозийные покрытия не могут быть реализованы, так как имеются трудности с их нанесением. Обычные краскораспылители не пригодны для работы с вязкими материалами. Решением данной проблемы может послужить использование не имеющего аналогов вихревого распылителя-диспергатора [8] (рис. 1), способного распылять любые существующие высоковязкие материалы металлопокрытий с требуемой дисперсией (до 1–3 мкм) при малых давлениях (от 0,02 МПа) с механическими включениями (до 5 мм). Принцип действия распылителя основан на способности вихревого потока воздуха эжектировать, диспергировать и распылять разнородные материалы.

Рис. 1. Распылитель-диспергатор

Несмотря на широкое распространение в инженерной практике метода оценки хладостойкости металлов по результатам испытаний на ударную вязкость, он имеет существенные недостатки, которые сводятся в основном к следующему:

– как полная ударная вязкость КС, так и ее составляющие (работа зарождения КСз и работа распространения трещины КСР) не связаны с расчетными характеристиками конструкции;

– малые размеры образца не позволяют учитывать влияние масштабного фактора, не обеспечивают развития разрушения в наиболее опасных для конструкции условиях.

В настоящее время предложен ряд экспериментально – расчетных методов определения хладостойкости стальных элементов по результатам анализа следующих показателей:

– минимально допустимых величин полной ударной вязкости КС и ее составляющих КСз и КСр;

– температурного запаса вязкости;

– критических температур хрупкости;

– вида излома образцов из исследуемых элементов (% кристаллической составляющей излома, сужение дна надреза);

– других дополнительных критериев, характеризующих сопротивление элементов хрупкому разрушению.

Однако, как показывает анализ статистики отказов деталей и узлов машин, эксплуатируемых при низких температурах, в общем случае оценивать и прогнозировать хладостойкость традиционными методами, основываясь только на результатах исследования их способности сопротивляться возникновению хрупких разрушений, невозможно.

Третий этап. Проверки, необходимые при проектировании металлоконструкций для обеспечения их безопасности, обычно включают оценку запаса по текучести, устойчивости и усталости, однако они не гарантируют безопасности от хрупкого разрушения.

В этой связи, для обеспечения безопасности от хрупкого разрушения, качество стали должно быть выбрано с учетом условий, которые бы гарантировали эту безопасность.

Наиболее важными факторами, определяющими чувствительность стальной металлоконструкции к хрупкому разрушению, являются:

А – сочетание отношения величины предела прочности к напряжениям от номинального груза, в т.ч. и от воздействия собственного веса металлоконструкции;

В – толщина элемента металлоконструкции;

С – учет влияния холода.

Каждая из этих составляющих А, В и С учитывается своим коэффициентом. Сумма этих трех коэффициентов и определяет требуемое качество стали (или требования к качеству стали), из которого должна быть изготовлена металлоконструкция. А также с помощью данных коэффициентов возможно оценить работоспособность существующих металлоконструкций.

УДК 621.867

И. Ф. Гончаревич, д-р техн. наук, проф.; Д. А. Кабычкин
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ПОРТОВОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КОМПЛЕКСА ТИПА «КРАТЦЕР» С ЦЕЛЬЮ ВЫБОРА ЭФФЕКТИВНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАЗРАБОТКИ МЕТОДА ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЁТА СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Рассматриваются подходы по разработке методов расчёта динамических нагрузок в скребковом рабочем органе перегрузочного комплекса типа «Кратцер» с целью выбора оптимальных режимов его работы.

Цепь со скребками движется на рабочем участке сверху вниз, обрабатывая штабели с насыпным грузом. Скребки цепи соскребают груз со штабеля. Такой режим работы разгрузчика обусловливает небольшие энергозатраты вследствие использования силы тяжести перемещаемых грузов. Однако для создания условий широкого применения этой прогрессивной техники необходимо решить ряд свойственных ее проблем. Одной из таких проблем является захват слежавшихся грузов. При перегрузке таких грузов увеличиваются нагрузки на рабочий орган, затрудняется их захват. Вследствие этого снижается эксплуатационная производительность агрегата, и происходят поломки скребков и других элементов машины.

В традиционном скребковом конвейере со звездочками присутствует неравномерность хода цепи при установившемся режиме, обусловленная тем, что скорость цепи зависит от угла поворота звездочки. Однако эти пульсации совершенно недостаточны для разрушения штабеля. Применительно к рассматриваемому комплексу это возможно с применением активного рабочего органа рыхления штабеля. В трансмиссию входит импульсный инерционный механизм, сообщающий цепи поступательное движение с наложением продольных колебаний. Благодаря теоретическому методу было составлено уравнение, позволяющее оценить такой подход и рассмотреть динамику рабочего органа в движении:

$$\begin{cases} m\cdot\ddot{x1}+c\cdot(\dot{x1}-\dot{x2})+k\cdot(x1-x2)=-\mu sign(\dot{x1})+(v+A\cdot\omega\cdot\sin(\omega\cdot t)-\dot{x1})\cdot c+(v\cdot t+A\cos(\omega\cdot t-\Delta\cdot\sin(\omega\cdot t))-x1)\cdot k \\ m\cdot\ddot{x2}-c\cdot(\dot{x1}-\dot{x2})+k\cdot(x1-x2)+c\cdot(\dot{x2}-\dot{x3})+k\cdot(x2-x3)=-\mu\cdot sign(\dot{x2})kly2 \\ m\cdot\ddot{x3}-c\cdot(\dot{x2}-\dot{x3})+k\cdot(x2-x3)+c\cdot(\dot{x3}-\dot{x4})+k\cdot(x3-x4)=-\mu\cdot sign(\dot{x3})kly3 \\ m\cdot\ddot{x4}-c\cdot(\dot{x3}-\dot{x4})+k\cdot(x3-x4)+c\cdot(\dot{x4}-\dot{x5})+k\cdot(x4-x5)=-\mu\cdot sign(\dot{x4})kly4 \\ m\cdot\ddot{x5}-c\cdot(\dot{x4}-\dot{x5})+k\cdot(x4-x5)=-\mu\cdot sign(\dot{x5})kly5-P \end{cases}$$

чительной степени сможет обеспечить большинство регионов, особенно сельскохозяйственных, собственными энергоносителями.

При переработке сельскохозяйственной продукции получают значительное количество отходов. В табл. 2 приведены данные по количеству получаемых отходов на тонну перерабатываемой продукции.

Табл. 2. Вид и количество образующихся отходов

Вид сельскохозяйственной продукции	Вид отходов	Количество отходов на 1т готовой продукции, т
Рис	Солома, шелуха	1,7
Пшеница	Солома, шелуха	2,0
Кукуруза	Стебель, листья	2,4
Ячмень	Солома, отруби	1,5
Рапс	Солома, отсев	2,0

Переработка сельскохозяйственных отходов в твёрдое гранулированное топливо позволяет:

– повысить плотность готового продукта в 4 раза по сравнению с исходным сырьём;

– снизить транспортные затраты;

– упростить хранение топлива в независимости от времени года;

– автоматизировать процесс сжигания топлива в топках котлов.

Дополнительное использование в качестве сырья для производства твердого гранулированного топлива соломы злаковых и отсевов зернопереработки других культур позволит сократить потребление природного газа по Могилевской области на 56517 тыс. м^3 в год.

Анализируя данные сельхозпроизводителей, на каждую тонну произведенного зерна приходится тонна соломы, можно предположить, что ежегодный объём соломы из зерновых культур по Республике составит около 7 млн тонн. При этом по факту опроса сельхозпроизводителей, примерно 30 % собираемой соломы остаётся на полях, примерно 2 млн тонн, что в пересчете на теплоту сгорания 1 м^3 природного газа позволит сберечь 954650 тыс. м^3 газа в год. Данный объём сырья обеспечит загрузку более 270 линий по производству твердого топлива из соломы.

Самой актуальной задачей сейчас является разработка и освоение промышленного производства импортозамещающего, высокоэффективного технологического оборудования, промышленных установок в полном комплекте, предназначенных для переработки и гранулирования древесно-растительного сырья в твердотопливные гранулы и пеллеты с круглогодичной работой.

Отличительной особенностью разрабатываемой технологической линии, силами СООО «Экосфера», Белорусско-Российского университета, Могилевского университета продовольствия, ОАО «Бобруйскагромаш» и ООО «Экогран», является в основном оригинальное оборудование для сушки, дробления и грануляции в основе конструкций которого научно-обоснованные, технические решения, защищённые охранными документами патентных ведомств Республики Беларусь и Российской Федерации.

Табл. 1. Сравнительные характеристики видов топлива

Вид топлива	Теплота сгорания, МДж/кг	Содержание серы, %	Содержание золы, %	Углекислый газ, кг/ГДж
Каменный уголь	15…25	1…3	10…35	60
Двигательное топливо	42,5	0,2	1	78
Мазут	42	1,2	1,5	78
Щепа древесная	10	0	2	0
Гранулы древесные	17,5	0,1	1	0
Гранулы торфяные	15	0,2	1…6	50
Гранулы из соломы	14,5	0,2	4	0
Природный газ	35…38 (МДж/м^3)	0	0	57

Наиболее развивающимся направлением получения твердого биотоплива в Европе сегодня считается производство гранул или пеллет. Процесс гранулирования – пеллетизации происходит в специальных кольцевых матрицах (пресс-формах) вращающихся роторными вальцами, которые впрессовывают в многочисленные отверстия-фильеры пресс-формы (матрицы), ранее активированное измельченное сырьё. После чего, срезанные с наружной стороны матрицы специальным ножом пеллеты, охлаждаются и просеиваются от мелких, пылевидных частиц.

В Республике Беларусь такие или похожие технологи реализуются на небольших производственных установках, скомплектованных из ранее применяемого оборудования витаминной муки (АВМ) или оборудования иностранного производства (Германия, Голландия, Швеция, Дания и др.).

В Республике Беларусь так же уделяется внимание развитию производства альтернативного топлива. Правительством принята программа, которой предусмотрено развитие данной отрасли и потребность в технологическом оборудовании в количестве 102 штук до 2015 г. Основными потребителями оборудования линий по производству твердого гранулированного топлива является СПК и другие производители сельхозяйственной продукции.

В Могилевской области по данным Комитета по сельскому хозяйству и продовольствию облисполкома в 2010 году сырьевая база для производства твердого топлива, составила более 125 тыс. тонн. Имеющееся количество сырья позволяет загрузить работой в течение года 18 производственных линий с производительностью 1 т/ч и при трехсменной работе. Даже такой минимальный объём производства позволит решить вопрос энергоресурсосбережения в Могилевской области и в Республике в целом при условии реализации вышеуказанной программы в каждой области.

Мощной альтернативой существующим видам топлива являются топливные гранулы и пеллеты из сельскохозяйственных отходов (солома и отсев после очистки зерновых культур) самого дешевого из возобновляемых источников энергии. Производство на их основе твёрдого биотоплива в зна-

Из решения полученного уравнения действительно можем убедиться, что цепь движется с продольными колебаниями (рис.1). Также составлено уравнение силы действующей в цепи:

$$F = n \cdot \acute{x1} + \mu \cdot N \cdot sign(\acute{x1}),$$

где n – коэффициент вязких сопротивлений; μ – коэффициент трения; N – прижатые цепи к штабелю; $F_{тяг}$ – усилие в цепи; P – натяжение цепи

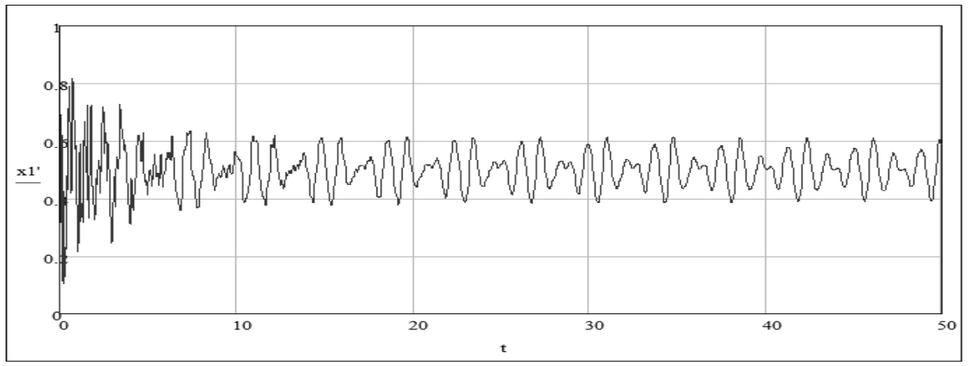


Рис. 1. График скорости рабочего органа от времени

Из решения этого уравнения также можно увидеть характеристику сил действующих на штабель. Путем дополнительных пульсаций и сил слежавшийся штабель разрушается (рис.2).

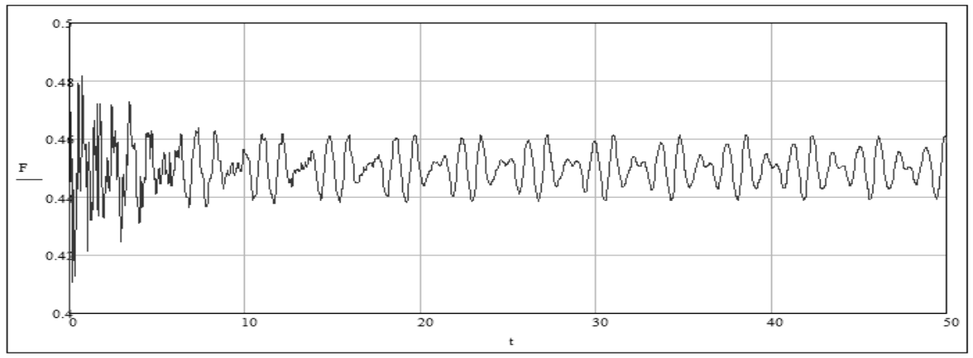


Рис. 2. График зависимости усилия в цепи от времени

Присутствует в этой проблеме разработки адаптированного метода расчёта ещё одно важное обстоятельство, которое не учитывается ни одним из общепринятых методов расчёта. Дело в том, что вибрации цепи, возбуждаемые как стандартным приводом, так и специальным с наложением принудительных колебаний, изменяют эффективный коэффициент трения скребков о штабель.

Все эти обстоятельства должны учитываться при проектировании скребково-цепных рабочих органов перегрузочных портовых комплексов рассматриваемого типа. В разработанном методе расчета теоретически (рис.3),путем получения зависимости:

$$\mu_v = \frac{\mu}{1 + \left(x1' \cdot \frac{\omega}{g}\right)},$$

а так же на основе обобщения имеющихся экспериментальных и опытных данных (рис.4) о влиянии вибрации на величину эффективного коэффициента трения учитывается и это обстоятельство.

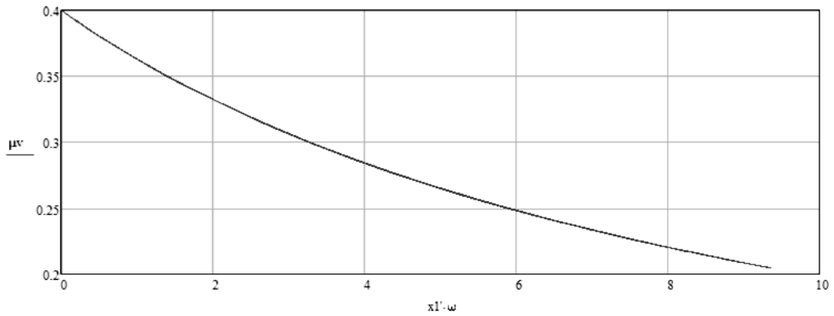


Рис. 3. Теоретически полученная зависимость отношения коэффициента сопротивления μv от ускорения

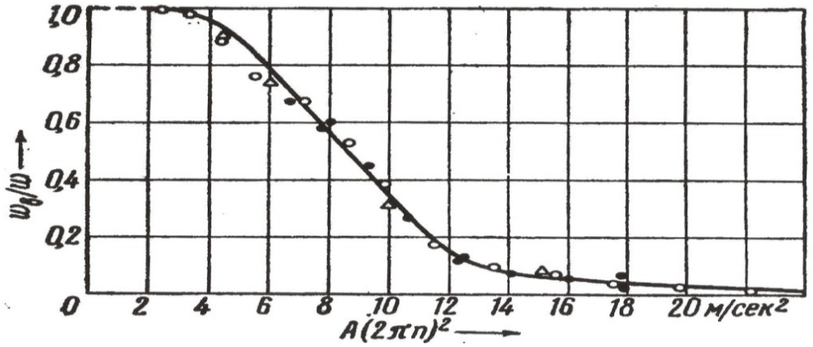


Рис. 4. Экспериментально полученная зависимость отношения коэффициента сопротивления μv от ускорения

Эта модернизация привода позволяет при работе конвейера тяговой цепи со скребками совершать продольно-поперечные колебания, которые воздействуют на штабель насыпного груза. Вследствие этого груз разрыхляется и легче захватывается скребками. Вибрация скребковой цепи способствует также предотвращению забивания кожуха конвейера перемещаемыми грузами и уменьшает износ скребков абразивными материалами.

онными котельными, так и для отопления отдельных домов, а в общем, область применения можно классифицировать по применению:

– для котлов и каминов в частных домах;

– для котельных жилищно-коммунального хозяйства;

– для мощных систем комбинированного производства тепла и электроэнергии (КПТЭ) в тепло- и энергоснабжении.

Обобщая предыдущий технологический опыт получения топлива из органического сырья, следует отметить основные стадии процесса. Подготовка сырья – сушка, дробление, дозирование. Гранулирование-прессование, в общем виде, представляется следующим образом. Первая стадия, при небольшом давлении (2…4 МПа) происходит внешнее уплотнение материала за счет пустот между частицами. На второй стадии происходит уплотнение и деформация самих частиц и возникает молекулярное сцепление. Третья стадия – в конце прессования, происходит переход упругих деформаций частиц в пластические, в результате которых структура гранул упрочняется и они сохраняют заданную форму в последующем. Дополнительный подогрев прессуемой массы способствует улучшению процесса гранулирования. Под действием высокого давления и температуры в сырье высвобождается лигнин, который действует как вяжущее вещество и удерживает топливо в плотном состоянии длительное время при транспортировании и хранении. Уровень удельного давления прессования и продолжительность воздействия в значительной мере зависят от вида прессуемого растительного материала, технологии его подготовки, которые наиболее точно можно подобрать лишь опытным путем.

Высокое качество брикетов, цилиндров, гранул и пеллет обеспечивается рядом требований к сырью (фракционный состав, влажность, температура и пр.). В число важных требований относится правильный подбор фракционного состава. В первом приближении качественному гранулированию подвергается материал с размером частиц не более 6…10 мм и влажностью не более 12…15 % (в отдельных случаях до 20 %).

В нашей стране и странах бывшего СССР массовое производство топлива производилось в виде брикетов на торфобрикетных предприятиях из фрезерного торфа в объёме не менее 30 тыс. тонн в год по предприятию. Основное технологическое оборудование состояло из котельной, дробилки, классификатора, сушилки и пресса, поставляемых из стран СЭВ.

Для определения качества, эффективности и перспективности применяемого вида топлива приведем сравнительный анализ характеристик видов топлива по наиболее важным показателям.

Из табл. 1 видно, что по количеству выбросов в атмосферу предпочтительны древесная щепа и гранулы (биотопливо) из растительных отходов, а по теплоте сгорания – гранулы.

Развитие технологий производства биотоплива характеризуется разработкой и внедрением новых систем и способов гранулирования, оригинального аппаратурного обеспечения процессов, как для получения высококачественного бездымного (малодымного) бытового топлива, так и применительно к способам непрерывного экструдирования с целью расширения сырьевой топливной базы и улучшения экономики деревообрабатывающей и топливно-энергетической отраслей народного хозяйства и экологической обстановки в республике.

УДК 621.002.68

А. М. Кургузиков, канд. техн. наук, доц.; А. С. Щербаков; Н. Г. Селезнёв
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
СООО «ЭКОСФЕРА-М»
Могилев, Беларусь

ПЕРСПЕКТИВЫ ОСВОЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА ИЗ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ

Приведены результаты анализа существующего оборудования и объёмов образующихся и пригодных отходов для производства твердотопливных брикетов и пеллет. Предложена концепция развития отрасли в Республике Беларусь по производству топливных пеллет из отходов сельскохозяйственного производства в том числе.

В ближайшее время вследствие прироста мировой экономики и населения земли потребность в энергии в мире увеличится от 2 до 3 раз. В настоящее время до 90 % энергии человечеством вырабатывается посредством сжигания энергетических ископаемых – угля, нефти, газа, запасы которых ограничены и не возобновляются. Это означает, что в ближайшей перспективе «дешевые» нефть и газ будут заканчиваться, и энергия станет очень дорогой.

В Республике Беларусь, как и в других странах с высоким уровнем сборочного и транспортного производства, с предприятиями высокого энергетического потребления и не имеющие полного, собственного обеспечения углеводородным, энергетическим сырьём, одним и возможно единственным приоритетным направлением энергетической политики и энергетической безопасности является создание внутреннего рынка энергоэффективных товаров и переход на местные виды топлива.

В соответствии с директивой №3 к 2012 году доля так называемого «зеленого» биотоплива в общем энергопотреблении республики должна составлять 25 %. Крайне важной задачей является получение твердого, возобновляемого биотоплива. Современный опыт получения и использования твердого топлива показывает, что ускоренными темпами расширяется номенклатура и способы получения твердого топлива, география стран и принятые технологии, и сырьевые базы. Ряд скандинавских стран уже десятилетия развивают технологию твердого топлива в виде пеллет. Сырьевой базой при этом является практически все отходы лесной, деревообрабатывающей и гидролизной промышленности. Как альтернатива углеводородного топлива, широкое распространение получает твердое топливо, биотопливо, изготавливаемое способом формования из древесно-растительного сырья (древесные отходы, солома ржи, пшеницы, ячменя, рапса и т.д.). Такое топливо в Европе используется, как для производства тепла большими рай-

УДК 621.86

И. Ф. Гончаревич, д-р техн. наук, проф.; К. С. Никулин канд. техн. наук, доц.
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

АНАЛИЗ И ДИНАМИКА МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА МАНИПУЛЯЦИОННЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

В статье представлена система подачи воздуха в исполнительные гидроцилиндры механизма поворота манипуляционных погрузчиков, обеспечивающая снижение динамических нагрузок.

Машины, работающие в циклических режимах имеют достаточно широкое распространение в различных отраслях промышленности. Типичными представителями таких систем являются краны различных типов, экскаваторы, некоторые виды погрузочных машин, манипуляторы разнообразного технологического назначения и т.д. Однако наиболее резко специфические особенности таких систем выражены у двух весьма представительных классов устройств – всех типов вибрационных машин и робототехнических установок, особенно у цикловых манипуляторов. Это связано, в первую очередь, с их относительным быстродействием и достаточно высокой частотой повторения циклов по сравнению с другими установками этого класса.

Устройствам рассматриваемой системы, для которых характерен режим движения с частыми остановками (старт-стопный режим) присущи потери внутренней кинетической энергии из-за необходимости каждый раз, после очередной остановки системы, возобновлять запас этой энергии. При некоторых режимах работы имеют место потери и потенциальной энергии. Второй причиной потерь энергии может быть, не очень очевидный на первый взгляд, разрыв замкнутой траектории движения. Так, при движении механизма потенциальная энергия системы возрастает, при остановке – рассеивается тормозной демпферной системой. Таким образом, для систем рассмотренного класса, если не принимать специальных мер, характерен нерациональный расход энергии. Кроме того, старт-стопные режимы работы обусловливают и повышенные динамические нагрузки при пусках и торможениях системы, связанные с особенно интенсивной на этих этапах циркуляцией энергии, что ставит почти непреодолимым барьер дальнейшего повышения их быстродействия.

Рассмотрим более подробно конструктивные особенности одного из широко применяемых механизмов поворота манипуляционных погрузчиков.

В целом, манипуляционные системы погрузчиков, в зависимости от требуемых видов движения при выполнении своих функций, могут оснащаться как поступательными, так и вращательными механизмами. Эти механизмы составляют исполнительную систему, осуществляющую непосредственные технологические операции, обеспечивая требуемые усилия и скорости движения.

В качестве источника энергии манипуляционные механизмы могут использовать энергию давления сжатого воздуха (пневматические системы) или давления гидравлической жидкости (гидросистемы), если исключить электромеханические системы, которые не входят в наше рассмотрение.

Конструктивное решение механизмов очень велико. По виду движения механизмы можно разделить на линейные (цилиндры), поворотные двигатели и двигатели вращательного действия (моторы).

Механизм поворота руки серийного манипуляционного робота ПР-10И реализован двумя пневмоцилиндрами (поршневой пневмодвигатель) с цепной передачей и удвоением хода (рис. 1).

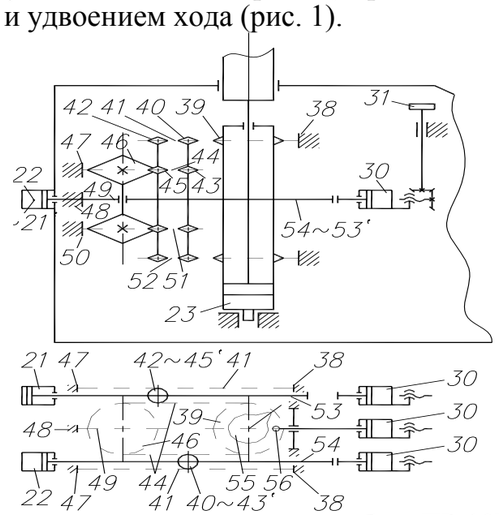


Рис. 1. Механизм поворота манипулятора робота ПР-10И

На штоках 53 и 54 пневмоцилиндров 21 и 22 и на гидроцилиндре 23 подъема колонны закреплены блоки звездочек, охватываемые цепями 41, 51 и цепью с ветвями 44 и 52. При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 22 и в правую полость пневмоцилиндра 21 шток 54 смещает блок звездочек вправо, а шток 53 смещает блок звездочек влево. При этом цепи 41 и 51 закреплены и являются упорными для вращения отмеченных выше блока звездочек с их внешней стороны, а ветви цепей 44 и 52 начинают перемещаться и вызывают поворот колонны 34 против хода часовой стрелки, т.к. они перекинуты через звездочки, включая звездочки на колонне. За счет такой конструкции происходит удвоение хода ветвей цепей 44 и 52 по сравнению с ходом штоков 53 и 54.

Шероховатость внешней поверхности детали существенно зависит от шероховатости контактируемых с ней поверхностей штампа (формующая часть ползушек, калибрующая часть жесткой матрицы, внутренняя поверхность матрицы). Поэтому для уменьшения шероховатости наружной поверхности гайки необходимо уменьшать шероховатость указанных поверхностей деталей штампов.

Контроль точности резьбы гаек, выполненный комплексным методом, показал, что размеры выдавленных резьб, по сравнению с нарезанными в аналогичных материалах, более стабильны и укладываются в поле допуска резьбы гаек средней (5H, 5G, 6H, 6G) и грубой (7H, 7G) точности.

В заключении необходимо отметить факторы, влияющие на условия свинчиваемости гаек с резьбовой оправки.

1. Материал заготовки. На точенных заготовках имеет место схватывание материала заготовки с резьбовой оправкой. Уменьшение налипания и улучшение свинчиваемости деталей характерно для неупрочняющихся или упрочняющихся незначительно материалов.

2. Конструктивные особенности детали. Наличие на резьбовой поверхности детали перепадов, канавок обуславливает появление осевого течения металла, при котором, как уже отмечалось выше, затруднительно свинчивание детали.

3. Конструктивные особенности резьбовой оправки. Резьба оправки должна соответствовать допускам на средний диаметр по 6 квалитету; шероховатость резьбы оправки должна соответствовать $R_a = 0{,}2...0{,}08$ мкм.

4. Смазка. Применение парафиновой и дисульфид молибденовой смазки создает на поверхности равномерную пленку, обеспечивающую свободное свинчивание гайки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Алиев, И. С.** Моделирование процесса радиально-прямого выдавливания полых изделий из упрочняющегося материала. Сообщение 1 / И. С. Алиев, О. В. Чучин, П. Абхари // Вестн. ДГМА. – 2005. – № 2. – С. 24–29.

2. **Пат. 80176 Україна, МПК[8] В 21К 1/00, В 21Н 3/00.** Спосіб утворення різьбового профілю в порожнистих циліндричних деталях / А. К. Кралін , А. В. Матвієнко, О. В. Фініченко.; заявл рік 29.06.2005; опубл. 27.08.07, Бюл. № 13. – 4 с.

3. **Евстратов, В. А.** Теоретические основы малоотходной технологии изготовления резьб / В. А. Евстратов, В. Б. Крахт, Г. В. Сопилкин. – Изд-во СО-ФМИСиС, Старый Оскол, 2000. – 146 с.

4. **Сопилкин, Г. В.** Исследование процесса пластического формообразования резьбы на внутренних поверхностях цилиндрических деталей: Дис… канд. техн. наук: 05.03.05. / Г. В. Сопилкин. – Харьков, 1980. – 200 с.

при боковом выдавливании упрочняется не только резьбовая часть, но и стенка гайки.

На основании экспериментальных исследований установлено, что оптимальные соотношения геометрических параметров гаек для пластического формообразования должны быть следующие:

$$\frac{d_н}{d_{вн}} \geq 2{,}4 \qquad (1)$$

и

$$\frac{t}{h} \geq 1, \qquad (2)$$

где $d_н$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр заготовки гайки соответственно; t – толщина стенки заготовки гайки; $h = kS$ – высота гайки, k – количество витков резьбы; S – шаг резьбы.

Соотношениями (1) и (2) целесообразно пользоваться при выдавливании резьбы на гайках из алюминия. При использовании других материалов, вследствие разной интенсивности упрочнения, эти соотношения могут измениться. Но в любом случае с уменьшением толщины стенки гайки необходимо стремиться к уменьшению ее высоты. В противном случае с увеличением степени деформации высокая вероятность появления микротрещин и даже сколов витков резьбы, как гайки, так и резьбовой оправки.

На шероховатость поверхности резьбы наибольшее влияние оказывает шероховатость резьбы оправки и вид смазки. Для резьбовых оправок с $R_a = 1{,}6...0{,}8$ мкм отмечается схватывание (налипание) материала заготовки с резьбовой оправкой. Устранить этот недостаток можно путем применения предварительно упрочненной (выдавленной) заготовки (из алюминия), снижением шероховатости резьбы оправки до $R_a = 0{,}2...0{,}08$ мкм и применением качественных смазок (табл. 1).

Табл. 1. Шероховатость боковых сторон профиля резьбы

Материал гайки	Высота микронеровностей, мкм				
	Дисульфид молибдена (MoS_2)	Парафин	Сульфофрезол	Графит	Эмульсия
АО	0,15	0,27	0,32	0,49	2,7
АВ	0,15	0,32	0,50	0,47	2,5
М3	0,37	0,25	0,64	0,56	1,6
ЛС59-1	0,23	0,28	0,57	0,62	1,25

Как видно из табл. 1 лучшие результаты получены с использованием дисульфида молибдена. Применение 8–10 % водной эмульсии давало наихудшие результаты для всех рассмотренных способов выдавливания резьбы. Использование эмульсии приводило к схватыванию материала заготовки на резьбовой оправке и затрудняло свинчивание с нее гайки.

Поворот колонны по ходу часовой стрелки осуществляется при подаче сжатого воздуха в правую полость пневмоцилиндра 22 и в левую полость пневмоцилиндра 21. Угол поворота колонны регулируется поворотом маховичков 31, вызывающих смещение переднего и заднего (на нижнем виде – верхнего и нижнего) пневмодемпферов 30, служащих для смягчения удара штоков 53 и 54 в конце своего хода при максимальном выдвижении. Остановка колонны в среднем положении осуществляется при наезде диска 55 на упор 56 при максимальном выдвижении поршня среднего пневмоцилиндра 30.

Если рассматривать работу пневмоцилиндров с точки зрения динамики, то имеет смысл напомнить о применении цилиндров одностороннего и двухстороннего действия.

Циклограмма пневматического одностороннего поршневого привода показана на рис. 2.

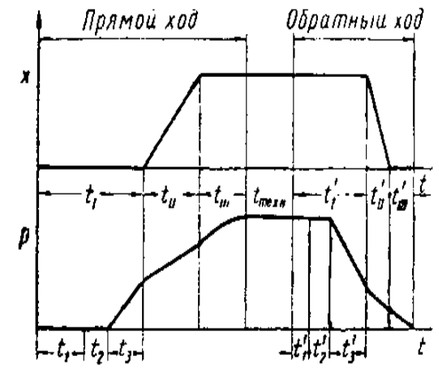


Рис. 2. Циклограмма одностороннего поршневого пневмопривода

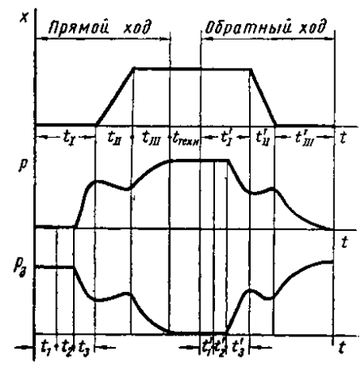


Рис. 3. Циклограмма двустороннего поршневого пневмопривода

Время прямого хода пневмопривода слагается из следующих основных интервалов времени: t_I – время от начала переключения распределителя до начала движения поршня; t_{II} – время движения поршня; t_{III} – время изменения давления до нужной величины после остановки поршня.

Таким образом, время прямого хода равно $T_{nx} = t_I + t_{II} + t_{III}$. Интервал времени t_I (см. рис. 2), в свою очередь, складывается из следующих интервалов: t_1 – время срабатывания распределителя; t_2 – время распространения волны давления от распределителя до рабочего цилиндра; t_3 – время наполнения полости до начала движения поршня; $t_{техн}$ – время технологического процесса, для которого предназначен данный привод.

После окончания технологического процесса и подачи команды на переключение распределителя начинается обратный ход поршня; его продолжительность слагается из тех же интервалов времени, что и время прямого хода. Разница будет заключаться в том, что перемещение поршня в этом случае происходит не за счет давления воздуха, а под действием

силы тяжести пружины (как в нашем случае), а, в ряде случаев, постоянного подпирающего давления воздуха в этой полости. Кроме того, нагрузка на шток поршня будет другой.

Циклограмма двустороннего привода показана на рис. 3 и аналогична циклограмме одностороннего привода за исключением той части, где возврат поршня происходит под действием пружины или другой возрвращающей силы. В этой части движенение аналогично выдвижению, но направление, соответственно, осуществляется в обратную сторону.

Проведя ряд физических экспериментов с поршневым приводом реального робота (ПР-10И) с возратным противодавлением, процесс заполнения поршневой полости пневмоцилиндра воздухом оказывается носит типично динамический характер (см. экспериментальные данные на рис. 4).

В начале цикла поршневая полость соединена с атмосферой, поэтому избыточное давление в ней равно нулю. При срабатывании электропневматической быстродействующей распределительной системы манипулятора сжатый воздух из магистрали высокого давления устремляется в поршневую полость, находящуюся под атмосферным давлением.

Как следует из графиков экспериментальных данных на рис. 5 начальный импульс давления носит кратковременный характер и имеет ярко выраженный динамический вид, его максимальное значение временами превышает даже давление в высоконапорной магистрали, не говоря уже о статическом давлении в другой полости. Можно полагать, что он формируется вследствие удара воздушной струи движущейся с большой скоростью о неподвижный поршень (в этом случае относительная скорость воздушной струи также имеет максимальное значение, так как в этот момент поршень неподвижен). Этот импульс имеет малую продолжительность и не обеспечивает страгивание поршня с места.

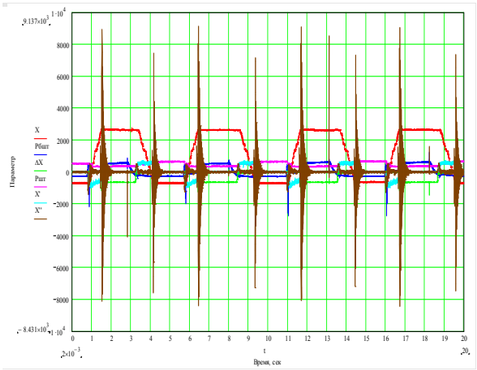


Рис. 4. Экспериментальные данные поршневого привода робота ПР-10И

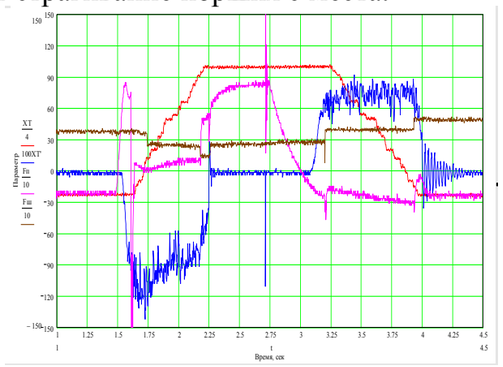


Рис. 5. Графики экспериментальных данных поршневого привода за один цикл работы

В то же время, вследствие удара о неподвижный поршень происходит затормаживание воздушной струи, при котором её кинетическая энергия

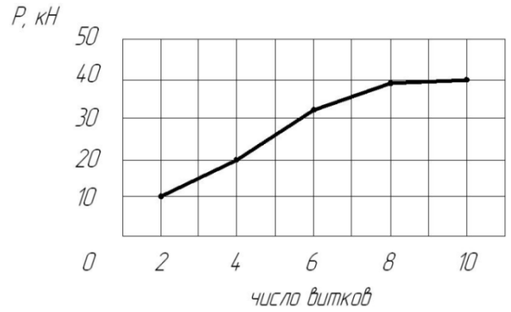


Рис. 3. Зависимость усилия среза гайки от числа витков

Рост усилия среза витков резьбы прекращался после того, как число витков превышало 8. При этом вместо среза витков получался разрыв стенки детали. Необходимо отметить, что при тех же размерах детали с резьбой, полученной резанием, напряжения разрыва почти в 2 раза меньше напряжения разрыва гайки, полученной выдавливанием. Этот факт позволяет уменьшить вес выдавленной гайки за счет уменьшения толщины стенки почти на 10 %.

Возрастание прочности выдавленной гайки по сравнению с прочностью нарезанной объясняется упрочнением материала гайки. Степень упрочнения определялась путем измерения микротвердости по поперечному сечению профиля витка резьбы. По результатам замеров были сделаны выводы о том, что твердость по сечению распределяется практически равномерно, на 2–5 % возрастает у боковых сторон зуба.

Боковое выдавливание. При боковом выдавливании резьбы кинематика течения материала заготовки носит несколько иной характер по сравнению с радиальным обжимом. Так при односторонней деформации заполнение профиля резьбы оправки начинается со стороны действия пуансона. Это приводит к неравновесному нагружению витков резьбы оправки, что может приводить к ее поломке. При двусторонней схеме деформации заполнение профиля резьбы оправки начинается также со сторон действия пуансонов, но неравновесность нагружения витков резьбы оправки менее выражена.

Несмотря на явные преимущества схемы двустороннего бокового выдавливания, все же предпочтительнее с точки зрения простоты реализации процесса формообразования является схема одностороннего бокового выдавливания.

Исследование прочностных характеристик гаек, полученных боковым односторонним выдавливанием, показало, что прочность примерно на 15–20 % выше прочности гаек, полученных радиальным обжимом и почти в 1,5–2,3 раза выше прочности гаек, полученных резанием. Данный факт объясняется более большим упрочнением материала гайки при пластическом формообразовании резьбы. Причем по сравнению с радиальным обжимом

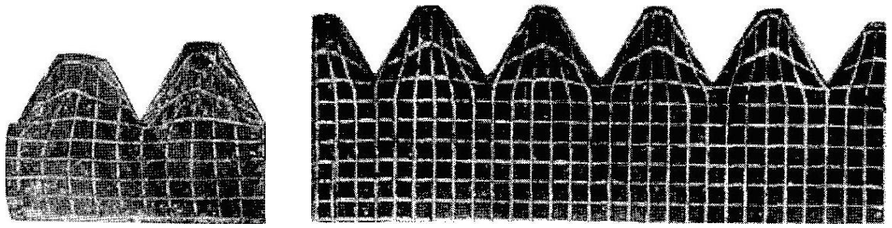


Рис. 1. Делительная сетка при выдавливании резьбы радиальным обжимом без осевого ограничения (а) и с осевым ограничением (б)

а) б)

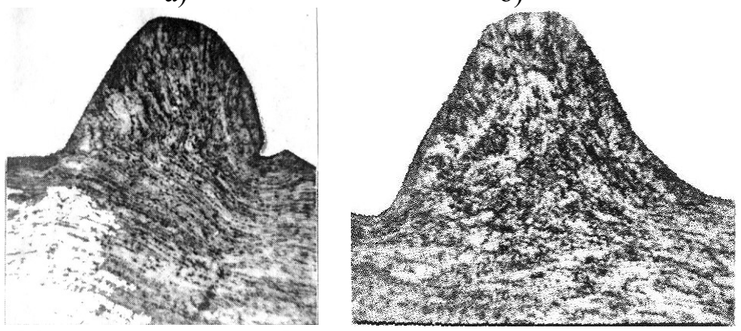


Рис. 2. Макроструктура резьбы при выдавливании радиальным обжимом без ограничения осевого течения (а) и с осевым ограничением (б). Материал алюминий АВ, увеличение ×100.

Выполненные исследования кинематики течения металла при редуцировании в жесткой матрице, также показали, что ограничение осевого течения обеспечивает лучшие условия формообразования резьбы.

Таким образом, обязательным условием выдавливания резьбы радиальным обжимом и редуцированием является ограничение осевого течения материала заготовки.

Исследование прочностных характеристик резьбы осуществлялось с помощью специального приспособления на универсальной испытательной машине УИМ-50 [4]. Определялось усилие среза витков и усилие разрыва стенки детали. Результаты исследований представлены в виде кривой изменения усилия среза витков от количества работающих витков. Для построения графика, приведенного на рис. 3, исследуемые детали навинчивали на определенное количество витков (2, 4, 6, 8, 10) и нагружали до разрушения резьбы срезом. Из графика видно, что усилие среза витков резьбы линейно зависит от их количества.

преобразуется в потенциальную, что и выражается в повышении давления воздуха в струе выше давления в высоконапорной магистрали. На этом этапе статическое давление во всей поршневой полости пневмоцилиндра остаётся невысоким. Только постепенно, по мере поступления дополнительных порций воздуха, статическое давление в поршневой полости начинает повышаться и достигает давления в высоконапорной магистрали, только после остановки поршня и стабилизации объёма поршневой полости.

Кроме того, анализ экспериментальных данных показывает также, что в моменты торможения, особенно в конце этапа выдвижения руки, действуют значительные ускорения (замедления) (см. рис. 4), следствием чего является высокая динамическая нагруженность манипулятора погрузчика.

Таким образом, возникает необходимость модернизации системы подачи воздуха в пневмопривод манипулятора. Требуется её регулирование при заполнении поршневой полости.

В результате проведения ряда теоретических исследований была разработана принципиально новая система подачи воздуха с блоком рекуперации энергии. Этот блок представляет собой отдельный функциональный элемент, выполненный в виде бесштокового пневмоцилиндра, поршень которого жестко соединен с упругим элементом – пружиной (рис. 6). С основным приводным цилиндром он соединяется пневмолиниями через систему пневматических кранов с электромагнитным управлением.

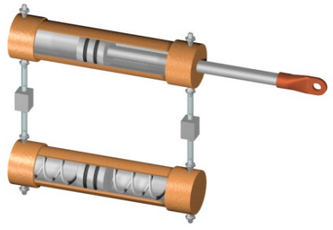


Рис. 6. Пневмоцилиндр поршневого механизма поворота, оснащенный рекуперативно-тормозным блоком

Данная система накапливает энергию в период интенсивного ее рассеивания, то есть при остановке. Это дает возможность не оказывать влияния на рабочий (номинальный) период движения с максимальной постоянной скоростью, отключая рекуперативно-тормозной блок в процессе этого перемещения и включая его только при торможении для рекуперации энергии и разгоне – для отдачи накопленной энергии.

Как показывают первые математические эксперименты на механизмах поршневого типа (см. рис. 7 и 8), было выявлено снижение динамических нагрузок, затрат энергии и увеличение быстродействия системы в целом.

Пружина рекуперативно-тормозного блока работает в режиме сжатия-растяжения таким образом, что при ходе поршня блока благодаря

вытравливанию давления воздуха из любой полости основного пневмоцилиндра во время торможения, она накапливает в себе потенциальную энергию, которую использует при его разгоне в начале следующего цикла движения обратным вытравливанием сжатого воздуха.

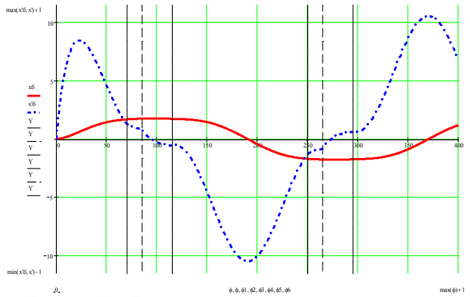


Рис. 7. Расчетные кинематические характеристики пневматического манипуляционного погрузчика с рекуперативно-тормозной системой

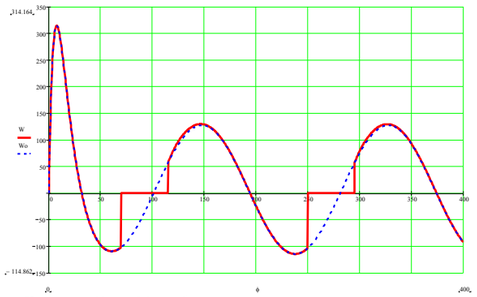


Рис. 8. Графики энергозатрат для системы с рекуперативно-тормозным блоком (W) и системы без рекуперативно-тормозного блока (Wo)

Использование рекуперативно-тормозного блока позволяет менять энергетический баланс в направлении снижения энергозатрат не меняя общий режим работы системы. Проводя сравнительный анализ энергетических характеристик исходной (без блока) и модернизированной (оснащенной блоком) систем можем отметить, что экономия энергии может составить до 30 %. Эта экономия получается из-за работы рекуперативного блока, подменяющего в определенные моменты работу привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разработка рекуперативно-тормозной системы механизма поворота манипуляционного погрузчика: отчет о НИР (заключ.) / МГАВТ; рук. И. Ф. Гончаревич; исполн. К. С. Никулин и [и др.]. – М. : 2010.

2. **Герц, Е. В.** Динамика пневматических приводов машин-автоматов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М. : Машиностроение, 1964.

3. **Гончаревич, И. Ф.** Методы учета собственных динамических свойств робототехнических устройств при проектировании системы рекуперации энергии роботов-погрузчиков с учетом массы перемещаемого груза / И. Ф. Гончаревич // Экстремальная робототехника : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Санкт-Петербург, 1997.

4. **Гончаревич, И. Ф.** Исследования в области динамики, разработки методов расчета и оптимального проектирования механизмов роботов, организация роботизированных производственных участков / И. Ф. Гончаревич // Экстремальльная робототехника : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Санкт-Петербург, 1999.

5. **Гончаревич, И. Ф** Исследование работы специальных механизмов для портовых манипуляционных роботов / И. Ф. Гончаревич, К. С. Никулин // Интерстроймех–2006 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Москва, 2006.

6. **Козырев, Ю. Г.** Промышленные роботы : справочник / Ю. Г. Козырев. – М. : Машиностроение, 1988.

УДК 621.992.8

А. К. Кралин, канд. техн. наук, доц.; Р. И. Рыбалко, канд. техн. наук, доц.

«ДОНБАССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ»

Макеевка, Украина

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ТОЧНОСТЬ РЕЗЬБЫ, ПОЛУЧЕННОЙ ХОЛОДНЫМ ВЫДАВЛИВАНИЕМ

В работе рассмотрены некоторые качественные характеристики резьбового профиля, полученного современными методами, в частности радиальным обжимом и боковым выдавливанием на основе исследований кинематики течения металла, макроструктуры и микротвердости резьбового профиля и оценки шероховатости поверхностей резьбы.

В машиностроении почти 60 % деталей машин имеют резьбовую поверхность. Поэтому разработке прогрессивных методов резьбообразования, позволяющих сочетать качество и производительность уделяется большое внимание, как в отечественном, так и в зарубежном машиностроении.

Одними из таких методов формирования резьбы на гайках, являются способы, основанные на радиально-прямом [1] и боковом выдавливании металла [2]. Рассмотрим детали с резьбой, полученные данными способами.

Механические свойства и точность деталей, изготовленных холодной пластической деформацией во многом зависят от макроструктуры металла.

Радиальный обжим. Выполненные в работе [3] исследования кинематики течения металла при выдавливании показали, что наилучшим условиям формообразования соответствует выдавливание с осевым ограничением течения металла заготовки (рис. 1).

Из визуального сравнения рис. 1(а) и (б) видно, что без осевого ограничения течения материала заготовки высота профиля резьбы неодинакова по длине заготовки. Кроме того, осевое течение материала способствует неравновесному нагружению витков резьбы оправки, что в итоге может приводить к ее разрушению.

На рис. 2 представлена макроструктура резьбы при выдавливании без ограничения осевого течения металла и с осевым ограничением.

Из рис. 2 следует, что осевое течение металла способствует формированию во впадине резьбы трещины, которая, естественно, приводит к снижению прочности резьбы.

а) б)

(поддерева, содержащего m висячих вершин). Данная проблема сводится к задаче определения корневой вершины поддерева.

Без ограничения общности будем считать, что висячими вершинами являются $\{У_1,..., Уm\}$.

Предположим, что

$$P_1 = P_2 = \ldots = Pn =, \quad C_1 = C_2 = \ldots = Cn = C \ . \qquad (2)$$

Пусть в качестве корневой вершины выбирается вершина C с номером K, $1 \le K \le m$. Тогда, очевидно, в силу (1) и (2) цена обхода данного поддерева (т.е. затраты на соответствующий подалгоритм) определяется следующим образом:

$$Cm(K)=C + m[(K - 1)C_1(K) + (m - K + 1)C_2(K)] \ , \qquad (3)$$

где $C_1(K)$ – цена обхода поддерева, имеющего висячие вершины $\{y_1,...yk - 1\}$; $C2(K)$ – цена обхода поддерева, имеющего висячие вершины $\{У$к + 1,...,$Уm\}$.

Из предположений (3) вытекает, что для функции выполняется:

$$Cm(K) = Cm(m - K + 1), \quad K = 1,..., m \ . \qquad (4)$$

Справедлива следующая лемма:

$$\min Cm(\mathrm{K}) = Cm(lm) \qquad (5)$$

где

$$lm = \begin{matrix} q+1 & \text{при} \quad m = 2q+1 \\ q & \text{при} \quad m = 2q \end{matrix} \ .$$

Замечание: из (5) вытекает, что в случае $m = 2q$ имеет место

$$Cm(lm) = Cm(lm + 1) \ . \qquad (6)$$

Доказательство леммы. Доказательство проведем индукцией по m .

При $m = 3$ данное утверждение очевидно. Пусть (4) справедливо при некотором $m \ge 3$. Это означает, в частности, что

$$\min Fm + 1(K) = Fm + 1(lm + 1) \ ; \qquad (7)$$
$$1 \le \mathrm{K} \le m \ ,$$

где $Fm(\mathrm{K}) = (K - 1)\ C_1(K) + (m - K + 1)\ C_2(K)\ Cm$.

Докажем, что (7) справедливо для значения $m + 1$. Для этого достаточно доказать, что

$$\min Fm + 1\ (K) = Fm + 1\ (lm + 1) \ . \qquad (8)$$
$$1 \le K \le m \ .$$

Очевидны следующие соотношения:

$$Fm + 1(K) = Fm\ (K) + C_2(K) \qquad (9)$$

$$lm + 1 = \begin{cases} lm, & m = 2q \\ lm + 1, & m = 2q + 1 \end{cases} \ . \qquad (10)$$

Из (5) вытекает соотношение

$$Fm(K) = Fm(m - K + 1), \quad K = 1, \ldots, m \ , \qquad (11)$$

а из (8) – соотношение

$$Fm(lm) = Fm(lm + 1) \ , \qquad (12)$$

справедливое при $m = 2q$.

Из (9–12), а также в силу монотонного нарастания функции $C_2(K)$ следует справедливость (8) при условии выполнения (7). Лемма доказана.

Это доказательство подводит теоретическую базу к решению практических задач нахождения алгоритма диагностирования конкретных машин. Такие задачи решены автором.

УДК 627.352:621.86/.87

И. Ф. Гончаревич, д-р техн. наук, проф.; Н. В. Четвертухин
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

РОТОРНЫЕ ПЕРЕГРУЖАТЕЛИ И ЭКСКАВАТОРЫ С ИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

В статье обосновано применение импульсного привода рабочего оборудования роторных перегружателей и экскаваторов с целью увеличения их производительности.

Добычные и перегрузочные машины с роторными рабочими органами различного устройства являются одними из наиболее совершенных типов рабочих машин, так как они функционируют не в периодических, а в непрерывных режимах, не связанных с циркуляционными потерями энергии. В тоже время взаимодействие зубьев ротора с обрабатываемой средой (массива в случае экскаватора и насыпного продукта в случае перегружателя) генерируют низкочастотные импульсы, которые передаются на рабочую среду агрегата. Как показали многочисленные исследования специалистов – частота этих импульсов во многих случаях оказывается близкой к собственным частотам каких-либо конструкционных элементов агрегата и, в связи с этим, создает ряд серьезных проблем для эксплуатационников. Эти обстоятельства заставили авторов внимательно отнестись к рассматриваемой проблеме.

Вторым мотивом для выполнения этой работы являлась задача проанализировать возможности повышения эффективности работы установок с роторными рабочими органами известными методами путем сообщения им импульсных режимов работы (поставлена проблема создания эффективного импульсного привода для агрегатов с роторным рабочим органом).

Предварительные оценки показали, что применение вместо традиционного нового привода (такие разработки уже ведутся) с правильно подобранным режимом работы обеспечивает снижение динамических нагрузок на стрелу, поскольку новый привод имеет гораздо меньшую мощность и работает на высокочастотных (зарезонансных для стрелы) режимах.

Кроме того, является известным фактом то, что правильно подобранные импульсные режимы работы на выполнении подобных рассматриваемому случаю операциях оказываются, как правило, более эффективными по ряду показателей, в том числе, и в части снижения энергопотребления. Снижение энергопотребления достигается за счет того, что при действии вибрации в контактной зоне «рабочий орган – технологическая среда»

снижается эффективное трение. Таким образом, весь вопрос состоит в том, как эффективно решить поставленную многогранную задачу.

В роторе значительны силы трения. Для борьбы с силами трения может использоваться известное свойство вибрационных воздействий, модифицировать действия этих сил в сторону их снижения. В рассматриваемом случае вибрационные воздействия генерируются импульсным приводом.

Механизм воздействия вибрации на снижении осредненных сил трения (надо четко понимать, что величина мгновенных сил трения не изменяется под действием вибрации, меняется лишь их интегральное действие) исследовался как теоретически, так и экспериментально. Экспериментальные исследования по выявлению закономерностей влияния вибрации на величину сопротивлений транспортированию проведены с различными насыпными грузами и разными толщинами слоя.

В процессе исследований были выявлены характерные особенности перемещения насыпного груза по вибрирующему грузонесущему органу. Проведенные эксперименты позволяют достаточно определенно констатировать, что вибрация (в исследованном диапазоне параметров) существенно уменьшает сопротивления транспортированию. Для оценки влияния вибрации на изменения модифицированных коэффициентов трения (сопротивлений транспортированию) введено понятие удельного коэффициента сопротивления транспортированию при вибрации к коэффициенту сопротивления транспортированию без вибрации.

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования показывают, что основным обобщенным параметром, влияющим на величину сопротивлений транспортированию при воздействии вибрации, является ускорение колебаний грузонесущего органа.

Для проверки этого теоретического положения проанализированы имеющиеся экспериментальные исследования. Проведенный анализ показал, что экспериментальные точки, относящиеся к различным амплитудам и частотам колебаний, но одинаковым амплитудным значениям ускорения, располагаются в весьма узкой области, которая может быть заменена плавной кривой.

Таким образом, экспериментальные данные полностью подтверждают то теоретическое положение, что ускорение колебаний при прочих одинаковых условиях эксперимента является одним из основных параметров, определяющих характер взаимодействия через силы трения транспортируемого груза с вибрирующей поверхностью.

При работе ротора с традиционным приводом на стрелу экскаватора (или перегружателя) также передаются импульсные нагрузки, вызывающие ее колебания. Эти импульсы формируются естественным образом вследствие того, что зубья ротора установлены с некоторыми промежутками и периодически входят и выходят из взаимодействия с обрабатываемым грунтом (грузом). Частота этих импульсов определяется скоростью вращения ротора и количеством на нем зубьев. Она значительно ниже частоты колебаний ротора с импульсным приводом и значительно больше по

тоспособности в полевых условиях проверка системы повторяется и в этом случае выявляется дефект другого узла (элемента). При устранении неисправностей в стационарных условиях проводится комплексное диагностирование. Комплексное диагностирование может проводиться строительными организациями, дилерскими фирмами, другими предприятиями.

Предположим также, что известны вероятности:

$$P(y_i) = P_i \qquad i = 1, \ldots, n;$$
$$P_1 + P_2 + \ldots + P_n = 1.$$

Предположим, что для каждого i-го ($i = 1,...,n$) узла существует единственная элементарная проверка ti, позволяющая определить исправен этот узел или нет и в случае его исправности – будет ли он функционировать вследствие неисправности в некотором j-м узле ($j = 1,...,i$-1). Совокупность элементарных проверок обозначим как $T=\{t1,...,tn\}$. Предполагается, что известны стоимости проверок ti, которые обозначены:

$$C(ti) = Ci, \qquad i = 1, \ldots, n \ .$$

Известно, что любой алгоритм диагностирования может быть представлен графом вида дерева, каждой внутренней (не висячей) вершине x которого приписан один из элементов множества T элементарных проверок. Будем рассматривать алгоритм полной идентификации. Это означает, что каждая висячая вершина соответствует одному из элементов множества E и, наоборот, каждому элементу из множества E соответствует одна из висячих вершин графа.

Обозначим множество внутренних вершин графа через Q, множество висячих вершин через E, множество всех вершин графа – через $Z = Q \bigcup E$, а сам граф – символом $G = (Z, r)$. Здесь Г – отображение, ставящее в соответствие каждой вершине Z множество ее последователей Γz. Обозначим через $\Gamma_z \setminus z = \Gamma_z \bigcup \Gamma(\Gamma_z) \bigcup$ множество потомков вершины Z, $\Gamma^{-1}z$ – множество ее предшественников и $\hat{\Gamma}_z^{-1} \setminus z = \Gamma_z^{-1} \bigcup \Gamma(\Gamma_z) \bigcup \ldots$ – множество ее предков.

Ценой пути из корня X_o дерева в Z назовем сумму

$$C(X_0,Z) = \Sigma\, C(X)\,,$$

где $C(x)$ – цена, приписанная вершине x; $C(x) = C(t)$, t – элементарная проверка, соответствующая x.

Затраты, связанные с алгоритмом диагностирования в целом, можно определить как среднюю цену обхода графа G:

$$C(x_0,E) = \Sigma\ C(x_0,\ Y0)\ Pi\ .$$

В дальнейшем, говоря об оптимальном алгоритме, будем иметь ввиду алгоритм с наименьшим значением величины $C(x_0,E)$.

Далее, пусть Z – некоторая вершина графа G. Под алгоритмом (поддеревом) с корнем Z, алгоритма (дерева) G назовем граф $G_1 = (Z_1, \Gamma_1)$, множество вершин которого определяется как $Z_1 = \Gamma z$, CZ, а отображение Γ_1 определяется следующим образом $\Gamma_1 z = \Gamma z \cap Z_1$. Затраты, связанные с данным алгоритмом, определены соответственно как :

$$C(Z1, E1) = \Sigma\, C(Z1, Ji) P_i / W\ , \qquad (1)$$

где $W - \Sigma\, Pi$.

Доказано следующее утверждение. Оптимальный алгоритм состоит из оптимальных подалгоритмов. Это позволяет свести задачу построения оптимального алгоритма диагностирования к вопросу о построении оптимального подалгоритма, предназначенного для идентификации m состояний

УДК 69:621-027.21:004.21

Б. Г. Ким, д-р техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «ВЛАДИМИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Владимир, Россия

МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ АЛГОРИТМОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

В статье представлена методика построения оптимальных алгоритмов диагностирования строительных машин с использованием теории графов.

В нормативных документах системы ППР строительных машин четких указаний на место технической диагностики в процессах обеспечения исправности и работоспособности оборудования нет. Соответственно отсутствует методика оптимизации проверок строительных машин. На практике, как правило, диагностирование строительных машин осуществляется на основе опыта применения соответствующих средств. Вместе с тем, практически никем не решалась задача определения оптимальной периодичности диагностирования строительных машин, а решение этой задачи является ключом к расчетам потребных средств технической диагностики (СТД), ибо решение первой задачи устанавливает последовательность проверок, а, следовательно, временные затраты и аппаратурное оснащение диагностического комплекта. Решение второй задачи определяет режим применения СТД и, следовательно, позволяет сформировать табель оснащенности проверочным оборудованием строительных организаций.

Задачи построения алгоритмов поисков неисправностей для средств связи, радиоэлектроники, некоторых других отраслей промышленности решались ранее. В общем виде разработаны базовые алгоритмы применения ТСД. Однако они имеют свои недостатки – обобщенность, невозможность применения в полном объеме к парку строительных машин, принятые критерии оптимальности неприемлемы и т.д.

В этой связи разработана методика построения оптимальных алгоритмов диагностирования, которая является актуальной и, главное, необходимой задачей.

Рассмотрим задачу построения оптимального алгоритма диагностирования для объекта, в котором взаимодействие отдельных узлов "линейно".

Имеется ввиду, что неработоспособность К-го узла приводит к невозможности выполнения своих функций $c(k + 1)$-го по n-й включительно. К таким объектам относится, например система гидропривода строительных машин.

узел №1 ⟶ узел №2 ⟶ узел № n

Предположим, что каждый i-й узел ($i = 1,...,n$) может быть либо исправным, либо неисправным. Обозначим неисправное состояние узла i как y_i. Обозначим $E = \{y_1,..., y_n\}$.

Предполагается, что одновременно два узла и более неисправными быть не могут. Как показала практика обычно выходит из строя одно "слабое" звено. При незначительной неисправности после восстановления работоспособности

амплитуде импульсов генерируемых роторным колесом с импульсным приводом.

Проведенные неоднократно замеры на работающих в реальных условиях роторных экскаваторах показывают, что естественные импульсы значительно больше по величине, чем полученные расчетным путем усилия, генерируемые импульсным приводом и частота их близка к частоте собственных колебаний стрелы экскаватора. В частности это связано также с тем, что высокочастотные импульсы снижают эффективные силы трения зубьев ротора о разрабатываемый грунт. Естественно возбуждаемые импульсы близки к частотам собственных колебаний стрелы, что приводит к возникновению ее паразитных колебаний и создает много серьезных проблем эксплуатационникам. К решению этих проблем специалистами прикладываются значительные усилия, однако пока удовлетворительного решения не найдено. По всей вероятности импульсный привод позволит в какой-то степени уменьшить интенсивность колебаний стрелы вследствие снижения, действующих на нее усилий и изменения их спектрального состава.

Ниже приводятся некоторые результаты проведенных исследований, которые должны проиллюстрировать некоторые особенности работы роторного рабочего органа с импульсным приводом. Наибольший интерес представляют моменты сопротивлений (рис. 1, рис. 2), действующие на роторное колесо в работе в традиционном и импульсном режимах. Как следует из приведенных графиков – меняются не только конфигурации и частота диаграмм нагружения, но и величина действующих сопротивлений. В отношении частот нагружения все ясно, а в части величины действующих усилий можно дать некоторые пояснения. Здесь срабатывает несколько также достаточно известных факторов. Известно, что при приложении импульсных усилий процесс разрушения протекает более эффективно, кроме того, при высокочастотных нагрузках происходит модификация сил трения.

Рис. 1. Момент сопротивления при использовании серийного привода

Рис. 2. Момент сопротивления при использовании импульсного привода

Реализуемые виброимпульсные режимы работы роторного колеса дают возможность перегружать липкие глинистые грузы, вследствие того, что особенно асимметричные крутильные колебания роторного колеса предотвращают процессы налипания перегружаемой массы. Вследствие снижения массы налипшего груза не происходит уменьшения фактической емкости ковшей. Вместе с тем, под действием вибрации происходит более полное заполнение ковшей, а это приводит к увеличению эксплуатационной производительности машины.

При использовании импульсного привода уменьшается энергопотребление машины, т.к. трение между грузом и ковшом существенно снижается. Импульсный механизм создает только крутильные динамические нагрузки, поскольку опора роторного колеса осуществлена в нейтральной точке системы, и на стрелу колебания и динамические нагрузки непосредственно от импульсного привода не передаются.

В статье обосновано применение импульсного привода рабочего оборудования роторных перегружателей и экскаваторов с целью увеличения их производительности.

функции. Если новая величина $f\left(\sum П\right)_i$ меньше вычисленной на предыдущем этапе, то она идет в память машины вместе с соответствующими параметрами, а прежние значения сбрасываются. Указанные этапы повторяются до тех пор, пока величина $f\left(\sum П\right)_i$ не станет равной допустимой величине или практически перестанет уменьшаться.

Проверки ограничений при направленном поиске можно совместить с вычислением целевой функции $f\left(\sum П\right)_{\min}$, если искать минимум функции

$$E = f\left(\sum П\right)_{\min} + q\sum_{i=1}^{n} p_i ,$$

где q – постоянный коэффициент; p_i – штрафные функции (штрафы), значения которых резко увеличиваются у границ допускаемой области изменения параметров условий ограничений.

Изменение знака функции p указывает на необходимость уменьшения шага. В общем случае целевая функция может иметь несколько минимумов, отличающихся по абсолютной величине.

Минимизации целевой функции препятствует отклонению величины от границы допускаемой области в обе стороны. Целесообразность использования квадратичной штрафной функции обоснована эффективностью этого алгоритма при решении класса задач нелинейного программирования.

По результатам расчета дается заключение, на какой передаче целесообразно использовать транспортную машину в конкретных условиях эксплуатации, обеспечивая максимальную производительность. Увеличение производительности является комплексной задачей, решение которой во многом зависит от правильности загрузки машины. Например, для землеройной машины повышение производительности обеспечивает снижения удельного расхода топлива на единицу выполненной работы. По результатам расчета можно дать рекомендации по снижению расхода топлива в условиях эксплуатации и о целесообразности усовершенствования конструкции машины в целом или отдельных ее агрегатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проектирование полноприводных колесных машин / под общ. ред. А. А. Полунгяна. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. – Т. 1. – 484 с.

2. **Дьяков, И. Ф.** Критерий долговечности деталей машин в условиях циклического нагружения / И. Ф. Дьяков, Р. М. Садриев // Изв. вузов. Машиностроение. – 2007. – № 6. – С. 37–39.

Каждый типоразмер машин характеризуется множеством признаков нагружения. При такой постановке вопроса можно составить модель оптимизации. В качестве критерия оптимальности режима нагружения транспортной машины используем удельный расход топлива и энергозатраты на выполнение работы по передачам. Отношение этих величин дает возможность выбора оптимального режима нагружения, обеспечивая вероятность безотказной работы в заданном интервале времени:

$$f\left(\sum P\right)_i = \frac{g_e}{Q} J(t)_i \ , \qquad (3)$$

где g_e – удельный вес топлива, кг/кВт·ч; $J(t)_i$ – энергозатраты на преодоление сопротивлений движению в процессе работы на *i*-й передаче, кВт·ч; Q – объем выполненной работы, м^3 или ткм.

В результате решения будет выявлен при данной целевой функции (3) режим нагружения машины без учета условий (системы ограничений). Если решать целевую функцию с учетом ограничений, то следует учитывать ограничения на каждой передаче:

− сила тяги на колесах (крюке) на *i*-й передаче должна быть больше, чем сила сопротивления движению, $F_T > \sum W$;

− коэффициент сцепления движителя должен быть больше допустимого, $\varphi_{сц} > [\varphi_{сц}]$;

− тяговый коэффициент движителя на *i*-й передаче может быть больше или равен КПД гусеничного движителя, $\eta_T > [\eta_{гус}]$;

− коэффициент буксования может быть меньше допустимого, $\delta < [\delta]$;

− коэффициент приспособляемости двигателя должен находиться в пределах допустимого, $k_\omega = [k_\omega]$=1,4…2,0.

Решение данной задачи осуществляется с использованием метода оптимизации. Все ограничения должны быть представлены в математической форме, в правой части их используются нормативные данные, т. е. эти условия выражаются обычно неравенствами, установленными допустимыми областями существования параметров машины.

В рассматриваемом примере решение задачи с применением метода штрафных функций выполняется в следующем порядке.

1. В пределах допуска произвольно выбирают выходные параметры из набора случайных чисел и проверяют ограничения.

2. По значениям параметров тяговых характеристик, удовлетворяющих ограничениям, вычисляют величину целевой функции $f\left(\sum \Pi\right)_i$, которая сохраняется в памяти ЭВМ вместе с соответствующими ей параметрами поиска.

3. Выбирают другие случайные значения параметров тяговой характеристики машины, проверяют ограничения и вычисляют величину целевой

УДК 624.138.1: 624.138.22

В. В. Грузин, д-р техн. наук, проф.; А. В. Грузин, канд. техн. наук, доц.
«КАРАГАНДИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ГОУ ВПО «ОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Караганда, Казахстан; Омск, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ КОНИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НА ГРУНТ

Разработаны методики расчёта параметров лабораторного стенда и проведения экспериментальных исследований ударного воздействия модели на грунт с помощью скоростной видеосъёмки. Исследовано изменение скорости модели в грунте.

Современное развитие строительной отрасли базируется на поиске новых прогрессивных технологий локального уплотнения грунтов, которое бы обеспечивало достижение требуемых характеристик строительных свойств, в том числе и в сложных инженерно-геологических условиях, с меньшими материальными, финансовыми и временными затратами [1]. Несмотря на значительный многолетний опыт подготовки грунтовых оснований инженерных сооружений уплотнением, на значительный объём теоретических и экспериментальных данных, в настоящее время отсутствует единый подход в описании характера изменения строительных свойств грунта в зависимости от прилагаемых динамических нагрузок.

Всё это обуславливает необходимость проведения дополнительных исследований, связанных с отработкой технологий формирования направленных уплотненных зон в грунте, уточнением закономерностей влияния динамических характеристик и геометрии рабочего органа на характер его взаимодействия с грунтом и разработкой более совершенных моделей грунтов. Современный уровень развития бесконтактных методов регистрации динамических параметров исследуемых объектов и программно-аппаратных средств позволяет выйти на качественно новый уровень обеспечения точности и достоверности экспериментальных данных при исследовании технологических процессов локального уплотнения грунта.

В ходе выполненных исследований были разработаны методики расчёта технических характеристик и линейных параметров оборудования, входящего в состав лабораторного стенда, проведения экспериментальных исследований воздействия модели на грунт и обработки полученных результатов (см. рис. 1) [2].

На начальном этапе исследований на основе выработанного перечня требований к порядку и условиям проведения экспериментальных исследований, была разработана методика расчёта требуемых технических характеристик и линейных параметров лабораторного стенда.

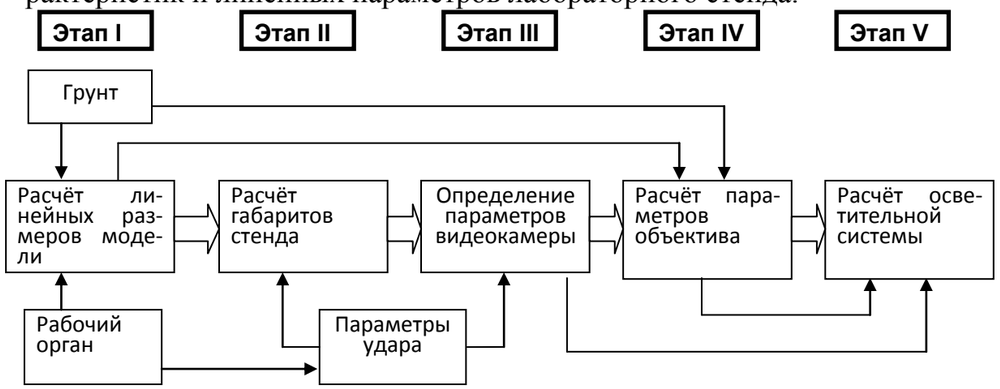


Рис. 1. Последовательность выбора и расчета параметров моделей, стенда и специализированного оборудования для скоростной съемки ударного воздействия модели на грунт

Исходными данными для расчётов послужили гранулометрические и оптические характеристики используемого в экспериментальных исследованиях грунта, а так же массогабаритные параметры модели.

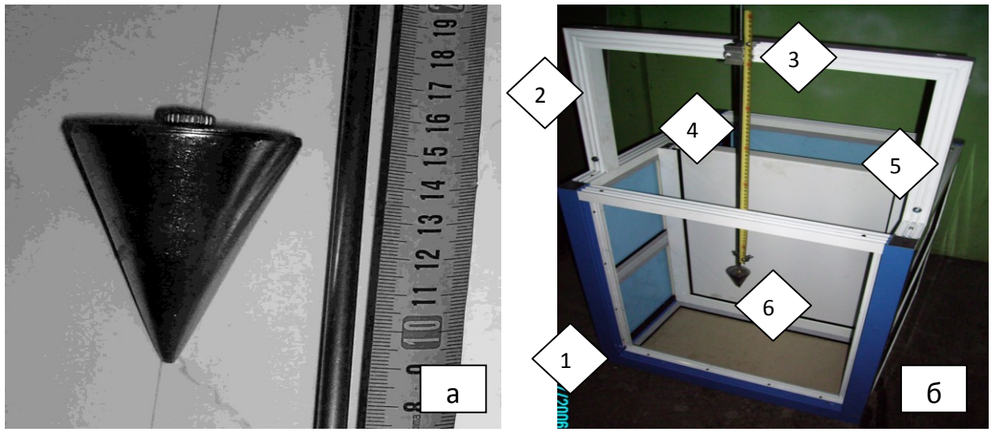


Рис. 2. Модель конической формы (а) и конструкция лабораторного стенда (б): 1 – корпус; 2 – репер; 3 – крепление направляющей; 4 - направляющая; 5 – подвижный экран; 6 – модель РО

Использование разработанной методики позволило поэтапно определить линейные размеры модели и стенда (см. рис. 2), а также рассчитать

$$P_{ij}(k)=\begin{vmatrix} P_{11}(t) & P_{12}(k)\ldots & P_{ij}(k) & P_{in}(k) \\ P_{21}(k) & P_{22}(t)\ldots & P_{2j}(k) & P_{2n}(k) \\ . & . & . & . \\ . & . & . & . \\ . & . & . & . \\ P_{i1}(k) & P_{i2}(k)\ldots & P_{ij}(t) & P_{in}(k) \\ P_{n1}(k) & P_{n2}(k)\ldots & P_{nj}(k) & P_{nn}(t) \end{vmatrix} \geq 0{,}9\,. \qquad (1)$$

Например, образец такого размеченного графа значений нагрузочных режимов, можно использовать в виде коэффициентов режима нагружения, а также интенсивности отказов $\|\lambda_{i,j}(t)\|$. При этом необходимо иметь:

1) матрицу интенсивностей отказов $\|\lambda(t)\|$ или размеченный мультиграф постоянных показателей;

2) начальные условия $P_1(0), P_2(0),\ldots,P_n(0), \sum_{i=1}^{n} P_i(0)=0$.

Все интенсивности отказов $\lambda_{ij}(t)$ записывают в виде матрицы

$$|\lambda(t)|=\begin{vmatrix} 0 & \lambda_{12}(t) & \ldots & \lambda_{1j}(t) & \ldots & \lambda_{1n}(t) \\ \lambda_{21}(t) & 0 & \ldots & \lambda_{2j} & \ldots & \lambda_{2n}(t) \\ . & . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & . & . \\ \lambda_{i1}(t) & \lambda_{i2}(t) & \ldots & \lambda_{ij}(t) & \ldots & \lambda_{in}(t) \\ \lambda_{n1}(t) & \lambda_{n2} & \ldots & \lambda_{nj}(t) & \ldots & 0 \end{vmatrix} < [\lambda(t)]. \qquad (2)$$

По главной диагонали матрицы (2) стоят нули, а на пересечении *i*-й строки и *j*-го столбца стоит функция $\lambda_{ij}(t)$ – интенсивность пуассоновского потока значений. Чтобы марковский процесс был однородным, нужно все потоки событий, переводящие систему из одного состояния в другое, были стационарными пуассоновскими потоками. Матрицу интенсивностей (2) удобно иллюстрировать с помощью размеченного графа состояний. В задачах, связанных с определением устойчивости решения, следует:

1) задаться шагом итерации, настолько малым, чтобы был практически возможен только переход системы в соседнее состояние, а не в одно из других, и чтобы ни в одном из пуассоновских потоков, действующих на систему, практически не могло появиться более одного события;

2) подсчитать для каждой пары состояний $(x_i,\ x_j)$, между которыми может иметь место переход $x_i \to x_j$, переходную вероятность;

3) составить матрицу этих переходных вероятностей, далее пронумеровать шаги и найти все вероятности.

эргономическим свойствам. Известны два подхода к построению дискретной модели случайной функции:

1) физический, когда соотношения между входными и выходными показателями определяют из анализа технологических процессов в эксплуатационном режиме и при построении физической модели;

2) статистический, когда можно сочетать физические и экспериментально-статистические методы построения модели.

Случайные значения показателей (последовательность отказов, отнесенных к наработке в кВт·ч $x_0, x_1, ..., x_n$) представлены в виде факторов, принимающих различные значения [2]. Зависимости между первоначальными значениями вероятности безотказной работы (начальный период эксплуатации машины) $P_0(t)$ и соответствующими переходными значениями вероятности рассматриваются в пределах области S (гарантийной наработки до и после проведения ремонта). В результате поиска можно найти такие показатели (параметры), которые обеспечивают $\max\{P_i(t+\Delta t) - P_i(t) \le \varepsilon$. Это достигается многошаговой итерационной процедурой. Далее можно подсчитать вероятность перехода из исправного состояния к отказам, т.е. $x_i \to x_j$. Поток перехода из одного состояния машины в другое выражен через его интенсивность отказов $\lambda_{ij}(t)$; интенсивность восстановления работоспособности машины обозначена $-\mu_i(t)$. В рассматриваемой задаче потоки событий отказов в период эксплуатации являются пуассоновскими. Тогда критерий безотказной работы машины при анализе случайных эксплуатационных показателей, входящих в целевую функцию, представляющую отношение функции удельных затрат $З_i$ на техническое обслуживание и текущий ремонт машины к производительности W, можно представить в виде

$$f(w) = \sum Ç_i / W \to \min,$$

изменяющийся в течение года дискретно.

При этом важную роль играют вероятности состояний $P_{ij}(t)$ в установившемся режиме работы машины. Вероятности $P_{ij}(t)$ на k-м шаге считаем непереходными, если система задержится (останется) в исправном состоянии x_i, то переходные вероятности $P_{ij}(k)$, входящие в условия ограничения, представим в виде квадратной матрицы. По главной диагонали матрицы (1) стоят вероятности задержки системы в состоянии $x_j\,(j = 1,...,n)$ на k-м шаге. На каждом шаге вероятность безотказной работы колесной машины может находиться только в одном из состояний и для любой i-й строки матрицы сумма всех стоящих в ней вероятностей равна единице.

При нахождении вероятностей безотказной работы машины марковской цепи на k-м шаге $P_j(k)$ ($\kappa = 1, 2, \ldots, n$) удобно использовать размеченный граф из состояния системы x_i в состояние x_j.

характеристики скоростной видеокамеры, объектива и осветительного устройства для съёмки процесса погружения модели в грунт (см. рис. 3).

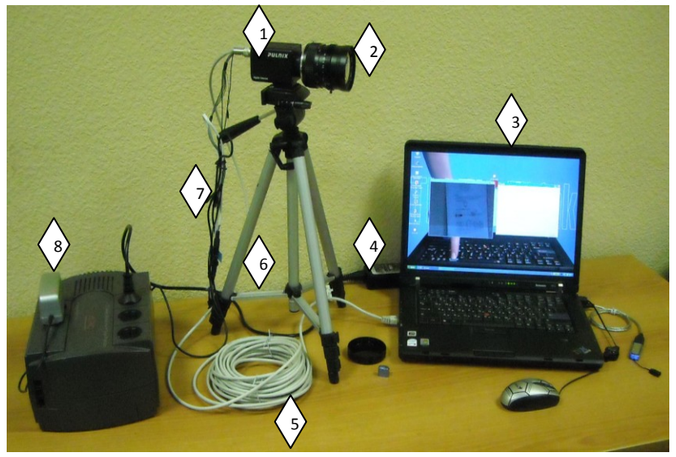


Рис. 3. Общий вид оборудования: 1 – скоростная видеокамера TMC-6740GE; 2 – объектив Navitar DO-5095; 3 – ноутбук Lenovo Z61m; 4 – силовой кабель ноутбука; 5 – интерфейсный кабель cat5e; 6 – штатив; 7 – силовой кабель видеокамеры; 8 – источник автономного питания

В качестве грунта был выбран песок средней крупности. На основании выполненных расчётов для регистрации динамики воздействия модели на грунт была выбрана скоростная видеокамера TMC-6740GE с объективом Navitar DO-5095. Данная видеокамера в зависимости от размера кадра обеспечивает получение требуемой для эксперимента скорости съёмки технологического процесса до 1250 кадров/с. Характеристики выбранного для видеокамеры объектива позволяют производить съёмку с линейным разрешением в поле зрения не менее 0,28 мм (в центре максимально – до 0,07 мм).

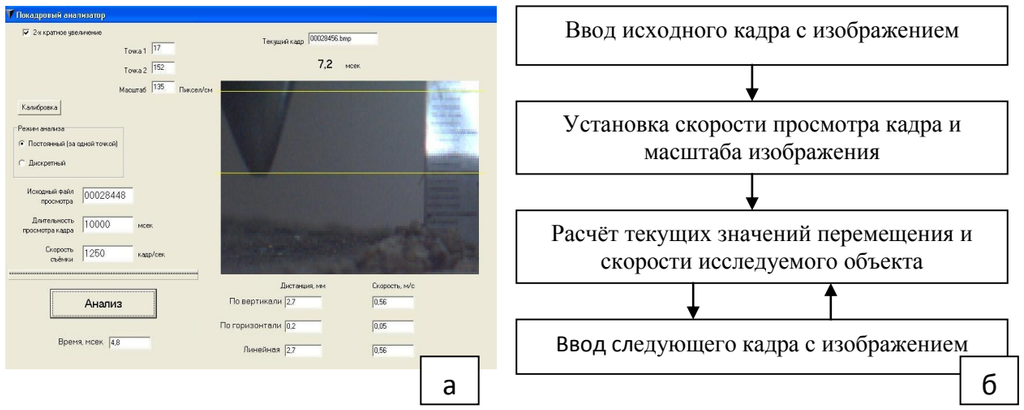


Рис. 4. Окно программы с визуализацией экспериментальных исследований и анализом обработки результатов (а) и структурная схема последовательности обработки данных экспериментальных исследований (б)

Для обработки полученных видеокадров был разработан специальный программный продукт «Покадровый анализатор» (см. рис. 4, а). Последовательность обработки результатов экспериментальных исследований и анализа полученных изображений с помощью созданного программного продукта представлена на рисунке 4 (б) в виде блок-схемы последовательности выполнения операций.

Обработка полученных видеокадров позволила получить данные об изменении глубины погружения и скорости конической модели в грунте (см. рис. 5). В ходе экспериментальных исследований была выполнена оценка интегральной ошибки методики проведения эксперимента и обработки полученных результатов путём определения величины ускорения свободного падения. Максимальное значение интегральной ошибки составило величину порядка 1,4 %.

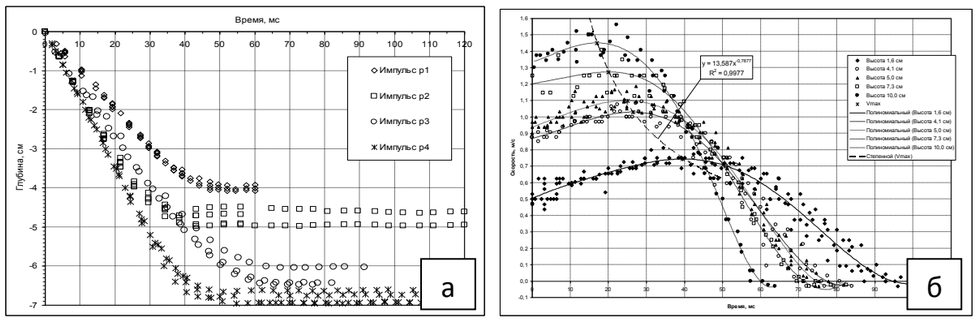


Рис. 5. Изменение глубины погружения (а) и скорости движения (б) модели в грунте для различных высот сброса

На примере ударного воздействия на грунт конической модели, сброшенной с высоты 0,05 м, был выполнен сравнительный анализ полученных аналитических и экспериментальных данных (см. табл. 1) [3].

Табл. 1. Теоретические данные и данные аппроксимации скорости модели в грунте для высоты сброса 0,05 м

Время, мс	Теоретическая скорость $V_{Теор}$, м/с	Аппроксимация скорости $V_{Ап}$, м/с	$\frac{\lvert V_{Ап} - V_{Теор} \rvert}{V_{Ап}} \cdot 100\%$
10	1,034	1,027	0,8
20	1,098	1,091	0,7
30	1,093	1,084	0,9
40	0,996	0,979	1,7
50	0,777	0,747	4,0
60	0,462	0,688	9,8
70	0,070	0,097	8,7

Как видно из приведённых в таблице данных, имеет место удовлетворительная сходимость полученных теоретических и экспериментальных результатов.

УДК 629.113: 625.08. 004

И. Ф. Дьяков, д-р техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Ульяновск, Россия

ОПТИМАЛЬНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Показан вероятностный метод оценки безотказной работы транспортных машин, который выражен отношением удельных затрат к годовой производительности. Наработка вероятности безотказной работы машин учитывалась в кВт·ч. Данная единица измерения имеет корреляционную связь с отказами на 37 % выше, чем с мото-часами или километрами пробега. Частость отказов представлена в виде случайной функции, для решения которой можно использовать цепи Маркова.

При расчетах безотказной работы транспортных машин до сих пор предполагалось, что прочностные характеристики материалов, а также характеристики случайных процессов нагружения деталей являются детерминированными. Однако в действительности все они обладают различным рассеянием, т. е. являются случайными величинами со своими статистическими характеристиками.

При движении колесных машин в любых условиях коэффициент сопротивления движению непрерывно изменяется, так как постоянно изменяется его составляющие: коэффициент сопротивления качению вследствие неоднородности опорной поверхности и макропрофиль пути. Следовательно, сам коэффициент является случайной величиной и подчиняется нормальному закону распределения. При вероятностной оценке микропрофиля используют различные характеристики, как функция и плотность распределения высот и длин неровностей, которые являются характеристиками случайных величин [1].

Для определения вероятности безотказной работы транспортных машин используют интенсивность отказов. Вероятностная оценка безотказной работы машины включает комплекс эксплуатационных свойств, входящих в математическую модель в виде элементов мультиграфа. Значения этих свойств определяют состояние режима эксплуатации машины за определенный период наработки. Если процесс перехода является случайной величиной (частость отказов), представляемой в виде дискретного состояния непрерывно во времени, то его описывают цепью Маркова. Результаты решения цепи Маркова дают возможность провести исследования по обобщенным моделям транспортных средств, что позволяет оценить колесную машину по конструктивным, технологическим, дорожным, экологическим и

Табл. 1. Триботехнические показатели модельных шарниров черпаковых цепей

Показатели	Наплавленные металлы						
	ВСН-12	ОМГ-Н	ВСН-6	ОЗШ-1	ОЗИ-1	НГ-2	Х-5
D_a	0,580	0,445	0,406	0,416	0,402	0,514	0,320
H_o, МПа	7500	4700	6200	5600	7300	6500	10400
(K_S) экспер.	1,333	1,255	1,306	1,214	1,164	1,215	0,817
(K_S) расчет.	1,322	1,239	1,216	1,222	1,213	1,281	0,857
N, Н	127,3	86,2	92,0	64,4	125,8	155,0	107,5
f	0,24	0,22	0,21	0,21	0,24	0,28	0,31
f_a	0,10	0,10	0,125	0,123	0,144	0,136	0,21
T, Н	30,5	19,0	19,3	13,5	30,2	43,4	33,3
R, Н	130,9	88,3	94,0	67,2	129,4	167,2	117,3
m, кг	13,4	9,0	9,6	6,7	13,2	16,4	11,5
α, град	13,5	12,4	11,9	11,9	13,5	15,6	17,2
$a \cdot 10^3$, м/с	0,3	1,6	7,0	7,0	0,3	-7,7	-4,0
ΔT_s, ºС	134	105,6	124	90,2	71,0	90,6	94
t_s	6,7	5,28	6,2	4,51	3,55	4,53	4,7
K_{T1}	0,75	0,47	0,62	0,56	0,73	0,65	1,04
η_1	39,5	51,0	44,1	46,7	40,2	43,0	32,0
η_K	37,3	41,0	42,6	42,6	37,6	31,6	26,0
η_L	40,4	51,4	45,0	47,4	37,8	40,6	29,0

Выводы

1. Расчетные значения нагрузки на поверхность трения модельных элементов дражных шарниров удовлетворительно согласуются с экспериментальной нагрузкой (расхождение среднего значения до 1,5 %). Предложенные зависимости могут быть использованы в триботехнических расчетах.

2. Значения КПД шарнирной системы могут определяться предложенным дефформационно-топографическим методом с использованием приведенного «микротопографического клина», а также относительной микротвердости контактирующих тел.

3. Расчетные величины КПД (26…51 %) соответствуют верхней границе типичного режима сухого трения скольжения (5…50 %), что отвечает фактическим условиям эксперимента.

4. Ускорение нагрузочной массы при воздействии на поверхность трения составляет $a = 3 \cdot 10^{-4} \ldots 7 \cdot 10^{-3}$ м/с при $f = 0{,}21 \ldots 0{,}24$ и $a = -(4 \ldots 7) \cdot 10^{-3}$ м/с при $f = 0{,}28 \ldots 0{,}31$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Горячева, И. Г.** Контактные задачи в трибологии / И. Г. Горячева, М. Н. Добычин. – М. : Машиностроение, 1988. – 256 с.

2. **Крагельский, И. В**. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Камбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 525 с.

3. **Густов, Ю. И.** Повышение износостойкости рабочих органов и сопряжений строительных машин: дис. … д-р техн. наук / Ю. И. Густов. – М. : 1994. – 529 с.

4. **Чихос, Х.** Системный анализ в трибонике / Х. Чихос. – М. : МИР, 1982. – 351 с.

Выводы

1. Разработаны методики расчёта технических характеристик и линейных параметров экспериментального оборудования и проведения экспериментальных исследований динамики ударного воздействия конической модели на грунт.

2. Разработанный программный продукт «Покадровый анализатор» позволяет проводить обработку полученных видеокадров с получением данных о глубине и скорости погружения модели в грунт в автоматизированном режиме.

3. Проведённые экспериментальные исследования подтвердили корректность разработанных методик. Интегральная ошибка проведения эксперимента составила величину, не превышающую 1,4%. В ходе экспериментальных исследований были достигнуты требуемые значения временного (0,001 с) и пространственного разрешения (0,1 мм).

4. Использование скоростной видеосъёмки быстротекущих процессов позволяет выйти на качественно новый уровень обеспечения точности и достоверности экспериментальных данных при исследовании технологических процессов локального уплотнения грунта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технология и механизации строительства // Под общей редакцией В. В. Грузина. – Караганда : «Болашак-Баспа», 2002. – 264 с.

2. **Грузин, А. В.** Обоснование параметров и создание экспериментального стенда для исследований ударного воздействия штампа с грунтовой средой / А. В. Грузин, В. В. Грузин // Актуальные проблемы современности. – 2007. – №1 (14). – С.297–302.

3. **Грузин, А. В.** Грунтовые среды в условиях статического и динамического нагружения : монография / А. В. Грузин, В. В. Грузин, Э. А. Абраменков. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. – 140 с.

УДК 621.828.6

Э. Х. Джалилванд
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРИ ЗАГЛУБЛЕНИИ ОТВАЛА БУЛЬДОЗЕРА

Обосновано применение универсального обобщающего уравнения для определения предельного разрушающего давления, действующего на поверхность грунта со стороны рабочего оборудования.

Рабочий процесс бульдозера сопровождается частыми изменениями положения отвала по высоте. На основании анализа работы бульдозера установлены факторы, оказывающее наибольшее влияние на этот процесс, и выбраны расчетные положения для расчета заглубления отвала.

Получены расчетные зависимости, обеспечивающие исследование заглубления отвала бульдозера в случае, когда давления на площадке износа не являются предельными, а заглубление осуществляется лишь за счет деформаций грунта. Глубина заглубления Δh определяется по формуле

$$\Delta h = \frac{N}{K_h B \Delta c \sum_{m=1}^{m=k} m},$$

где N – заглубляющее усилие; K_h – коэффициент жесткости; B – длина отвала; расчетные параметры: Δc – величина смещения ножа; m – номер участка площадки износа; k – количество участков на площадке износа.

Разработана методика расчета предельных давлений, разрушающих грунт при заглублении отвала, базирующаяся на теории предельного состояния грунтовых масс В.В.Соколовского. В этом случае учитываются следующие факторы, оказывающие наиболее существенное влияние:

– заглубление отвала при неподвижной машине и при ее движении;

– заглубление отвала при отсутствии и наличии призмы волочения;

– заглубление отвала на начальной стадии, когда поверхность грунта перед отвалом горизонтальна, и копании грунта при существовании перед ножом наклонных площадок сдвига.

Установлены положения граничных траекторий заглубления режущей кромки отвала, обеспечивающие перемещение призмы волочения и появление предельных напряжений во всей зоне, расположенной под площадкой износа.

Получено обобщающее уравнение для определения предельного разрушающего давления, действующего на поверхность грунта со стороны площадки износа, пригодное для всех расчетных схем и определены для этих схем граничные условия, обеспечивающие использование этого уравнения.

Обосновано применение универсального обобщающего уравнения для определения предельного разрушающего давления, действующего на поверхность грунта со стороны рабочего оборудования.

Для рассмотрения задачи механики абразивной частицы в зазоре введено вероятностное представление ее скорости как линейной комбинации скоростей поверхностей V_1 и V_2 [2]

$$V = \alpha V_1 + \beta V_2, \tag{11}$$

где $\alpha = HB_2 / (HB_1 + HB_2)$, $\beta = HB_1 / (HB_2 + HB_1)$, $\alpha + \beta = 1$.

В случае износоконтактных испытаний модельных элементов шарниров черпаковой цепи драг [3] V_1 – скорость модели пальца твердостью HB_1, V_2 – скорость сопряженного элемента твердостью HB_2.

По условиям испытаний $V_2 = 0$ и, следовательно, скорость частицы будет

$$V = \alpha V_1 = [HB_2/(HB_1 + HB_2)]V_1. \tag{12}$$

При отсутствии трения (идеальный случай) абразивная частица пройдет теоретический путь скольжения равный $L_0 = V_0\tau$, при наличии трения – $L_\tau = \alpha V_0 \tau$. Этот фактический путь трения означает расстояние, на котором выполняется полезная работа механизма. Следовательно, коэффициентом полезного действия сопряжения в присутствии абразивных частиц между его элементами можно считать

$$\eta = \alpha V_0 \tau / V_0 \tau = HB_2/(HB_1 + HB_2). \tag{13}$$

С учетом относительной твердости $K_{Ti} = HB_i / HB_{абр}$,
где $HB_{абр}$ – твердость абразивных частиц, имеем

$$\eta_1 = K_{T2}/(K_{T1} + K_{T2}). \tag{14}$$

Рассматривая трибосистему как «клиновый привод» [4], представим механический КПД абразивного узла трения выражением

$$\eta_K = tg\delta / tg(\delta + 2\varphi), \tag{15}$$

где δ – угол клина; φ – угол трения.

Выразим указанные характеристики через показатели микротопографии поверхности трения. Согласно гипсоцентроидной модели изнашивания (см. рис.1) имеем $tg\delta = t_m / \varepsilon_m = 0{,}5\, t_{pm} / \varepsilon_m$; $tg\varphi = (t_a - t_m) / (\varepsilon_m - \varepsilon_a)$.

Представляя КПД трибосистемы отношением фактического (L_T) и теоретического (L_o) путей скольжения, а также учитывая твердости тел (H_1, H_2) и абразива (H_a), запишем

$$\eta_L = L_T / L_0 = 1 - [H_1/(H_1 + H_a) + H_2/(H_2 + H_a)] \tag{16}$$

или в относительном виде

$$\eta_L = L_T / L_0 = 1 - [1/(1 + K_{T1}^{-1}) + 1/(1 + K_{T2}^{-1})]. \tag{17}$$

Экспериментально-расчетное определение триботехнических показателей выполнено на примере модельных шарниров черпаковых цепей [3]. Испытывали наплавленные металлы с различными системами легирования (модели пальцев) в паре со сталью марки 110Г13Л (модель втулки), имеющей начальную твердость НВ2000 МПа ($K_{T2} = 0{,}2$) и после приработки НВ = 4900 МПа ($K_{T2} = 0{,}49$).

Результаты определения основных триботехнических показателей приведены в табл.

или отношением

$$D_m = (\varepsilon_m - \varepsilon_P)/(\varepsilon_m - \varepsilon_a), \quad (6)$$

где ε_a, ε_m – соответственно сближения на уровнях центра тяжести микроизноса (C_a) и центра тяжести микрометалла (C_m). И, следовательно, $D_a = 1 - D_m$.

Распределение микротвердости по глубине подповерхностного слоя (см. рис.2) описывается экспонентой

$$H_i = H_0 \exp[\alpha h_i / h_0 + h_a], \quad (7)$$

где h_o – глубина трибодеформационного упрочнения (разупрочнения); h_a – мнимая толщина изношенного слоя; h_i –текущая глубина; α – показатель трибодеформационного упрочнения (разупрочнения).

При $h_i = h_o + h_a$ микротвердость достигает значения предельной микротвердости продуктов износа

$$H_a = H_0 \exp(\alpha) \text{ или } K_a = H_a / H_0 = \exp(\alpha). \quad (8)$$

Из (7) следует, что $\alpha = \ln K_a$.

Установлено [3], что при $K_s > 1$ (упрочнение)

$$K_a = K_s\left[K_s^{0,5} + (K_s - 1)^{0,5}\right], \quad (9)$$

при $K_s < 1$ (разупрочнение)

$$K_a = K_s\left[K_s^2 - (K_s - 1)^2\right]. \quad (10)$$

Для обоих случаев справедливо $h_a / h_0 = \ln K_a / \ln K_s - 1$.

Средний прирост температуры на поверхности трения ΔT_s и продуктов износа ΔT_a, вызванный трибодеформацией и разрушением подповерхностного слоя, можно оценить по формулам:

$$\Delta T_s = \ln K_s / \lambda, \ \Delta T_a = \ln K_a / \lambda,$$

где $\lambda = 2{,}15 \cdot 10^{-3}$, 1/ºС – среднее значение температурного коэффициента для металлов.

Температурные эффекты определяются выражениями

$$t_s = \Delta T_s / T_0, \quad t_a = \Delta T_a / T_0,$$

где T_0 – начальная температура тела.

Величина температурного эффекта при трении и изнашивании определяется условиями теплообразования и теплоотвода, которые зависят от ряда факторов. При малом теплоотводе даже небольшое количество тепла способно значительно поднять температуру деформируемого тела. При благоприятных условиях теплоотвода температура деформируемого тела может оказаться незначительной.

Поскольку повышение температуры приводит, как правило, к увеличению пластичности и уменьшению твердости и прочности, износостойкость металлов снизится. В связи с этим показатели температурного эффекта t_s и t_a могут служить характеристиками износостойкости элементов трибосистемы.

УДК 628.141.15 (07)

В. И. Емелин, канд. техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Красноярск, Россия

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ ДЛЯ БЕСТРАНШЕЙНОГО РЕМОНТА ТРУБОПРОВОДОВ

Приведены результаты исследования нового класса приводов, отличающихся простотой конструкции, универсальностью и высокой проходимостью при бестраншейном ремонте трубопроводов. Определены зависимости тяговых свойств этих приводов от основных факторов трубопровода, технологии и их конструкции.

Актуальность задачи создания семейства эффективных внутритрубных приводов обусловлена большой протяженностью трубопроводов в России, их высоким износом и значительными объемами ремонтных работ. В настоящее время в России преимущественно применяются траншейные способы ремонта трубопроводов, которые сопряжены с выполнением большого объема земляных работ, перекрытием или торможением транспортных потоков, разрушением и последующим восстановлением дорожных покрытий. Указанные недостатки могут быть устранены совершенствованием и внедрением бестраншейных способов ремонта трубопроводов взамен траншейных.

В процессе бестраншейного ремонта трубопроводов внутритрубными приводами должны выполняться самые различные операции: протяжка троса, осушение трубопровода, транспортирование очистных снарядов (щеток, скребков, поршней и т. п.), нанесение покрытия на внутренние стенки трубопровода, перемещение видеокамеры, поиск сквозных дефектов и др. В настоящее время для выполнения этих операций применяются достаточно сложные и узкоспециализированные устройства. Например: для осушения трубопровода – насосы; транспортирования очистных снарядов – лебедки; перемещения видеокамер – гусеничные и колесные внутритрубные приводы. Поскольку эти приводы узкоспециализированные, то необходимое число их моделей для обеспечения полной механизации работ на объекте достаточно велико, конструкция сложна, а число деталей в каждом из них достигает несколько десятков и даже сотен. Это приводит к снижению надежности комплекса оборудования, увеличению затрат на его приобретение и применение.

Учитывая выше сказанное, была поставлена задача – создать семейство внутритрубных приводов высокой степени универсальности, проходимости и простоты конструкции. Для формализации этой задачи были выбраны критерии универсальности (число выполнения различных операций и обеспечение возможности работы на нескольких типоразмерах диамет-

ров ремонтируемых трубопроводов), простоты конструкции (количество деталей в создаваемом техническом средстве) и проходимости (величины преодолеваемых сужений и углов изгиба трубопроводов по конкретному радиусу). В результате проведенных автором исследований, творческого поиска и обобщения полученных результатов, было найдено два решения, удовлетворяющих условиям задачи. Одно из решений основано на использовании эластичного наполненного воздухом торообразного устройства (рис. 1), а другое – на использовании гибкого рукавноторообразного устройства (рис. 2) в виде полутора.

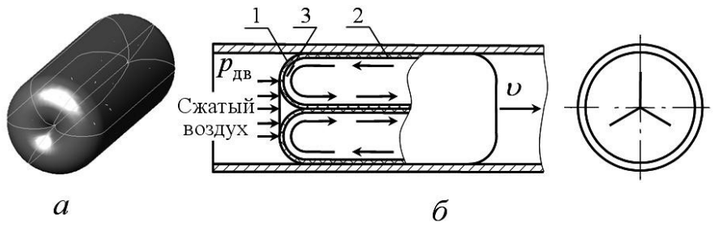


Рис. 1. Торообразный привод: *а* – общий вид; *б* – схема движения в трубопроводе; *1* – тканевая оболочка; *2* – резиновая камера; *3* – ниппель

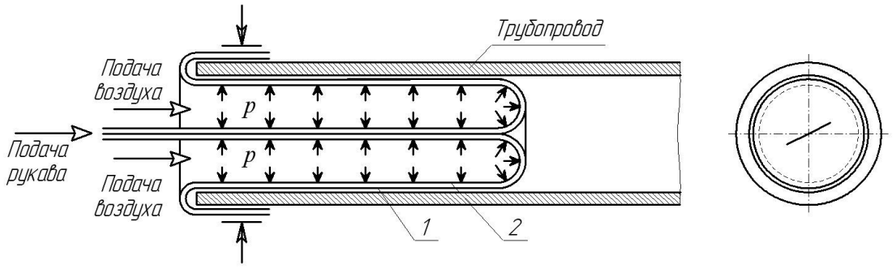


Рис. 2. Рукавноторообразный привод: *1* – тканевая оболочка; *2* – плёночный рукав

Техническое средство, показанное на рис. 1, основано на использовании так называемого тора, который отличается от обычного, имеющегося в нашем представлении тора как геометрической фигуры тем, что вытянут в длину, выполнен полым, заполнен воздухом, имеет эластичную камеру и гибкую тканевую покрышку, а его продольное отверстие сомкнуто (рис.1, *а.)* Применение такого тора основано на способности перекрывать поперечное сечение трубопровода и передвигаться в нем качением под действием разности давлений воздуха на его концах $p_{дв}$ (рис. 1, *б).*

Устройство, показанное на рис. 1, состоит всего лишь из 3-х деталей, а на рис. 2 – из 2-х. В качестве источника энергии в обоих решениях используются компрессор либо вакуум-насос. В случае использования вакуум-насоса, вакуум создается в пространстве трубопровода справа от тора (рис. 1) или рукавноторообразного устройства (рис. 2). Для исключения утечки сжатого воздуха, подаваемого в трубопровод с его левого конца (рис. 1, 2), должны применяться вводные устройства, которые на этих рисунках также как и компрессор с вакуумным насосом, не показаны.

Склеробатическая модель изнашивания отражает трибодеформационные процессы упрочнения (разупрочнения) подповерхностных слоев вследствие фрикционного контакта с абразивными частицами.

Деформационно-топографическим методом установлено, что нормальная нагрузка N на поверхность трения определяется выражением

$$\mathrm{N} = \mathrm{p_S} A_C = K_S H_0 \cdot t_{PP} \cdot D_a B R_{\max}, \qquad (1)$$

где p_c, A_c – соответственно контурное давление и контурная площадь контакта; H_o – исходная (технологическая) микротвердость металла; K_s – кратная степень поверхностного упрочнения (разупрочнения) металла: отношение поверхностной и исходной твердости H_s / H_o (см. рис.2); t_{pp} – относительное контурное давление при полюсном сближении ε_p (см. рис.1); D_a – парциальный микроизнос (доля изношенного металла в пределах шероховатого слоя); B – ширина поверхности трения; R_{max} – максимальная высота неровностей шероховатого слоя.

Полный коэффициент трения выражается тангенсом угла наклона бицентроиды C_aC_m – линии, соединяющей центры тяжести плоских фигур D_a и D_m (см. рис.1)

$$f = tg\varphi = (t_a - t_m)/(\varepsilon_m - \varepsilon_a)\ , \qquad (2)$$

где t_a, t_m – соответственно ординаты центров тяжести D_a и D_m.

С учетом (1) и (2) сила трения равна

$$\mathrm{T} = (\mathrm{t_a} - t_m) K_S H_0 t_{PP} D_a B R_{\max} / (\varepsilon_m - \varepsilon_a). \qquad (3)$$

Деформационная (f_d) и адгезионная (f_a) составляющие коэффициента трения соответственно определяются выражениями

$$f_d = (t_a - t_{pp})/(\varepsilon_m - \varepsilon_a); \quad f_a = (t_{PP} - t_m)/(\varepsilon_m - \varepsilon_a).$$

Установлены также зависимости $f_d = \mathrm{D_a} \cdot f$; $f_a = D_m \cdot f$.

Тогда составляющие силы трения будут $T_d = f_d \cdot N$; $T_a = f_a \cdot N$.

Равнодействующая R нормальной составляющей N и силы трения T будет равна

$$R = N(1 + f^2)^{0,5}\ .$$

Учитывая N=mgcosα и полученное выражение (1), можно определить массу тела, действующую на поверхность трения

$$m = K_S H_O t_{PP} D_a B R_{\max} / g \cos\alpha\,. \qquad (4)$$

Ускорение движения нагрузочной массы определяется выражением

$$a = g(\sin\alpha - f\cos\alpha).$$

Кратная степень поверхностного упрочнения (разупрочнения) равна

$$\mathrm{K_s} = (D_{m\gamma} / D_m)^{D_m / D_a}, \qquad (5)$$

где $D_{m\gamma}$=0,618 – гармоническая величина парциального микрометалла, D_m – фактическая величина парциального микрометалла (доля металла в пределах шероховатого слоя). Величина D_m определяется интегрированием

$$\mathrm{D_m} = \int_0^1 t_p(\varepsilon) d\varepsilon$$

УДК 621.89+69М

Ю. И. Густов, д-р техн. наук, проф.; И. В. Воронина; А. А. Орехов
ФГБОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Москва, Россия

МЕТОДОЛОГИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРИБОМЕХАНИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Излагается методология исследования трибомеханических показателей на основе деформационно-топографического описания поверхностей трения. Предлагаются зависимости для экспериментально-расчетного определения силовых, температурных, скоростных и физико-механических характеристик элементов трибосистем при абразивном изнашивании.

В развитие трибомеханики строительной техники на кафедре «Технология металлов» университета разработан деформационно-топографический метод исследования контактно-износных показателей рабочих органов и сопряжений машин и оборудования. Применительно к шероховатым поверхностям трения, формирующимся в результате упругопластического деформирования подповерхностных слоев, разработаны гипсоцентроидная (рис.1) и склеробатическая (рис.2) модели абразивного изнашивания металлических элементов трибосистем.

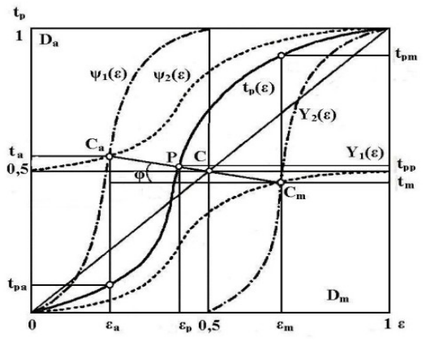


Рис. 1. Гипсоцентроидная модель изнашивания

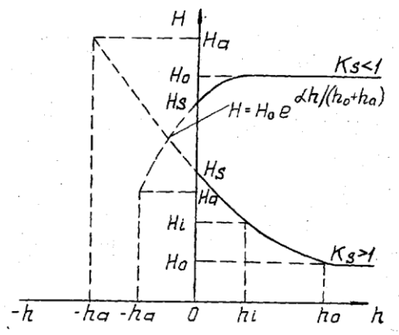


Рис. 2. Склеробатическая мель изнашивания

Гипсоцентроидная модель изнашивания характеризует распределение микрометалла по высоте шероховатого слоя поверхности трения в нормализованной системе координат «относительное контурное давление t_p – относительное сближение ε».

Возможные схемы применения предлагаемых торообразных устройств при прокладке, ремонте и эксплуатации трубопроводов представлены на рис. 3. Такое техническое средство характеризуется высокой универсальностью и может быть использовано:

а) для одновременного и раздельного транспортирования по трубопроводам в процессе их эксплуатации нескольких газообразных и жидких продуктов;

б) ремонта трубопроводов (путем перемещения одним или двумя такими устройствами полимерной композиции или смоченного клеем рулонного материала с одновременным нанесением покрытия);

в) осушения трубопровода;

г) определения места течи;

д) глушения (перекрытия) трубопровода.

Таким образом, рассматриваемое устройство, в каждом конкретном случае, может быть отнесено к классам механизмов, приводов, движителей, технологической оснастки или даже машин.

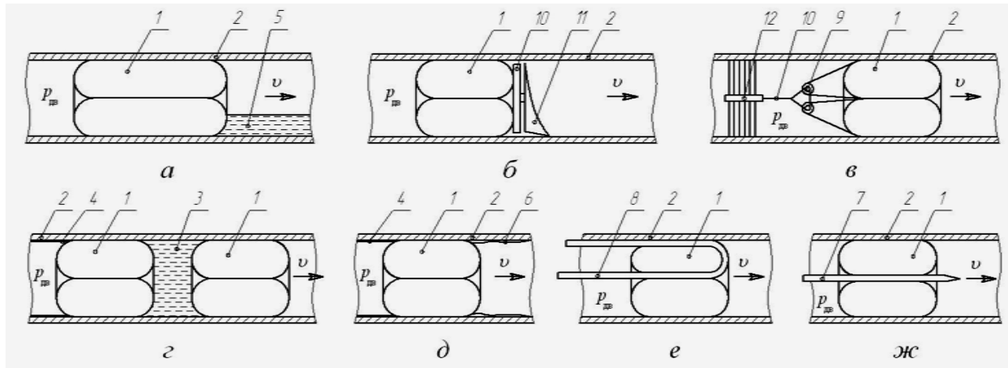


Рис. 3. Основные схемы применения эластичных торообразных устройств: *а* – удаление из трубопровода воды или другой жидкости; *б* – очистка трубопровода или выполнение транспортных операций тором-толкачом; *в* – то же, что и *б*, но тором-тягачом; *г* – нанесение материала покрытия в жидком виде на внутреннюю поверхность трубопровода с использованием двух торов; *д* – разглаживание, прикатывание и уплотнение покрытия (формирование покрытия); *е* – протаскивание в трубопроводе троса, фала и т.п.; *ж* – перемещение трубы, штока, выполнение функции пневмоцилиндра; *1* – тор; *2* – трубопровод; *3* – покрытие в жидком виде; *4* – сформированное защитное покрытие; *5* – удаляемая из трубопровода жидкость; *6* – несформированное покрытие; *7* – труба, шток и т. п.; *8* – трос, фал и т.п.; *9* – прицепное устройство; *10* – толкающее устройство; *11* – скребок или другой рабочий орган; *12* – щетка или по п. *11*

Возможные схемы применения рукавноторообразного устройства показаны на рис. 4. При этом указанное техническое средство может быть использовано для осушения трубопровода, его очистки, выполнения транспортных операций, протяжки через трубопровод троса или фала, нанесения тканеклеевого покрытия.

В результате анализа конструкции и порядка работы предложенного

семейства технических решений установлено, что в последних присутствует большое количество как общих черт, так и отличий. Общими чертами этих решений являются: внутритрубное предназначение; высокая универсальность (выполнение функций транспортирования, удаления воды из трубопровода, протаскивания троса, восстановления трубопровода и др.); одинаковый механизм перемещения в трубопроводах (путем выворота с одновременным продольным перекатыванием); оболочечность и гибкость конструкции; использование для перемещения сжатого воздуха либо вакуума; применение не менее двух оболочек, из которых наружная воздухопроницаемая, а внутренняя воздухонепроницаемая; отсутствие трения скольжения между трубой и устройством; возможность перемещения в трубах различного поперечного и продольного сечений; возможность преодоления внутритрубных препятствий; предельно малое число деталей (в торе – 3, в рукаве – 2, для краткости здесь и ниже торообразный привод назван тором, рукавноторообразный – рукавом).

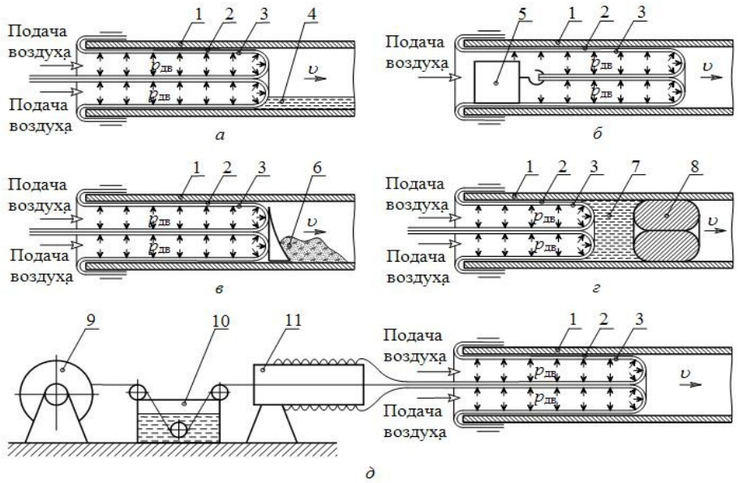


Рис. 4. Основные схемы применения рукавноторообразных механизмов: *а* – осушение трубопровода; *б, в* – транспортирование твердых и сыпучих тел; *г, д* – нанесение на внутренние стенки трубопровода полимерного и тканеклеевого покрытий способами окрашивания (*г*) и оклеивания (*д*): *1* – трубопровод; *2* – тканевая оболочка; *3* – пленочный рукав; *4* – вода; *5* – твердое тело; *6* – сыпучее тело; *7* – жидкий полимерный состав; *8* – торообразный механизм; *9* – барабан с тканевой оболочкой; *10* – ванна с клеем; *11* – патрубок с плёночным рукавом (устройство для герметичного ввода рукавноторообразного механизма в трубопровод на рисунке не показано)

Отличиями двух рассматриваемых конструкций внутритрубных приводов являются: тор имеет замкнутую полость, а рукав – открытую; в торе используются три различных давления воздуха (перед ним, внутри него и за ним), а в рукаве – два (внутри него и за ним); тор движется за счет разности давлений воздуха перед ним и за ним, а рукав – внутри него и за ним; рукав может быть как устройством, так и технологическим материалом для восстановления трубопровода, а тор – только устройством; тор

группы, одинаковые, то они в расчетах не учитываются. Дополнительные затраты на разогрев грунта: базовый С1 = 6944,36 р.; проектный С2 = 3408,76 р.

Экономия от использования проектного варианта производства работ составляет:

$$Э_{10м}^{2} = 6944,36 - 3408,76 = 3535,6 \text{ р.}$$

Учитывая, что объем экскавации мерзлого грунта на площади 10 м^2 составляет 20 м^3 экономия на 1 м^3 составляет

$$Э_{1м}^{3} = 3535,6/20 = 176,78 \text{ р.}$$

Экономия от снижения затрат в проектном варианте в пересчете на годовой объем производства работ составит:

$$Э_{год} = 176,78 \cdot 15000 = 2651000 \text{ р.}$$

Таким образом, использование метода подготовки грунта к экскавации с применением карбамидного пенопласта дает возможность предприятию получить годовой эффект при производстве работ по экскавации мерзлого грунта в размере 2651000 р.

Для повышения эффективности расчетов и выбора оптимального варианта разработана программа на ЭВМ на языке программирования Си$^{++}$ «Оптимизация затрат на эксплуатацию транспортно-технологических машин» (ОЗЕТ ТМ), имеющая официальную государственную регистрацию. Свидетельство об официальной государственной регистрации №2009616246; зарег. в реестре программ 11.11 2009г. К достоинствам программы следует отнести простоту её использования и возможность выбора оптимального варианта решений, применимость для любой ЭВМ при наличии программы MS Office.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тяжелов, Б. П.** Земляные работы в зимних условиях / Б. П. Тяжелов, Е. В. Шпинко. – М. : Госстройиздат, 1956. – 165 с.

2. **ТУ 2254-001-02067876-2009** (введены с 28.12.2009) / В. М. Мелкозеров, С. И. Васильев, А. Я. Вельп. Технические условия. Поропласты композиционные.

3. Комплексная оценка эффективности мероприятий, направленных на ускорение научно-технического процесса. Утверждена постановлением Государственного комитета СССР по науке и технике от 3 марта 1988 №60/52.

4. Методические рекомендации по определению сравнительной экономической эффективности новой техники. – Л. : Знание, 1989.

5. **Родикова, Л. Н.** Организация и планирование работы портов и транспортных терминалов. Организанизация работы перегрузочных комплексов морских портов: учебн. пособие / Л. Н. Родикова, С. И. Васильев. – Красноярск : ИПК СФУ, 2008. – 291 с.

Расчет дополнительных затрат для подготовки к экскавации поверхностного и нижнего слоев мерзлого грунта глубиной 2 м приведен ниже.

Приведены два способа укрупненного расчета дополнительных затрат на экскавацию (базовый и проектный варианты).

Первый способ. Использование традиционного способа круглосуточного разогрева с применением угля (базовый вариант).

Исходные данные расчета: годовой объем производства работ – 15 тыс. $м^3$, условия работы – северные территории Западной и Восточной Сибири с сезонно-мерзлым грунтом. За расчетную единицу применяется площадь разогрева грунта площадью 10 $м^2$ глубиной 2 м, время на транспортировку угля – 2 часа; тариф на груженный и порожний пробег транспортного средства принимается в одинаковом размере и составляет 280 р.; цена 1 т бурого угля – 760 р.; расход угля для разогрева грунта площадью на 10 $м^2$ – 1,8 т.

Расчет затрат на разогрев мерзлого грунта:

– транспортировка угля: $C_{тр} = 280 \cdot 2 = 560$ р.;

– стоимость угля, используемого для разогрева поверхностного слоя грунта: $C_{уг} = 760 \cdot 1{,}8 = 1368$ р.;

– стоимость производства работ: разбрасывание угля на площади 10 $м^2$, дежурство рабочего в течение шести суток (в период разогрева), т.е. 144 часа, часовая тарифная ставка – 17 р. (по укрупненным данным предприятия);

– прочие затраты принимаем в размере 20 % от общих затрат: $C_{раз} = 17 \cdot 144 \cdot 1{,}2 = 2937{,}6$ р.

Суммарные затраты на разогрев грунта для экскавации с применением угля :

$$C_1 = 560 + 1368 + 2937{,}6 = 4865{,}6 \text{ р.}$$

Второй способ. Подготовка почвы для экскавации методом утепления карбамидным пенопластом**.**

Исходные данные: цена карбамидной пены 1 $м^3$ – 330 р.; расходы пены на утепление площади 5 $м^2$ – 1 $м^3$ карбамидной пены утеплителя; расходы на транспортировку пены определяется аналогично первому способу, но с учетом расходов на разбрасывание (укладку) пены принимаются 670 р.

Расчет затрат для предотвращения глубокого промерзания грунта при сезонном промерзании:

– затраты на пену для утепления грунта площадью 10 $м^2$ $C_{пены} = 330 \cdot 2 = 660$ р.;

– общие расходы в условиях производства с подготовительными работами по утеплению грунта с использованием карбамидного пенопласта $C_2 = 670 + 660 = 1330$ р.

Экономия затрат определяется по сравниваемым вариантам на экскавацию 1 $м^3$ сезонно-мерзлого грунта.

Затраты на экскавацию грунта в базовом и проектном вариантах одинаковые и составляют по расчетам 1732,3 р. Так как эксплуатационные затраты на экскавацию грунта с использованием экскаваторов 4 или 5 размерной

имеет сравнительно небольшие габариты (обычно не более 3-х диаметров трубы) и все они одного порядка, а у рукава габариты по длине обычно на два порядка больше, чем его диаметр; при наличии сквозных отверстий в трубопроводе тор останавливается, а рукав нет; тор может использоваться в качестве заглушки и для разделения нескольких продуктов при их одновременном транспортировании, а рукав – нет.

В результате проведенных автором исследований кинематики эластичного торообразного и гибкого рукавноторообразного приводов установлено:

а) рассматриваемые приводы передвигаются внутри трубопровода качением с отсутствием режима буксования, а следовательно, и изнашивания его элементов;

б) с увеличением длины привода скорость и ускорение его точек на участке равномерного движения (по оси механизма) не зависят от их диаметра и длины, а на участке переменного движения – не зависят от длины и пропорциональны диаметру; скорости точек на участке равномерного движения в 2 раза выше скорости движения центра масс;

в) при рациональной для практики линейной скорости привода и номенклатуре применяемых труб ускорения точек его поверхности не превышают 10 % от ускорения свободного падения тел и не должны приводить к его перегрузке силами инерции;

г) при ожидаемых режимах эксплуатации приводов риск разрушения их деталей, вследствие усталости, невелик, т. к. эластомерные, тканевые и пленочные детали обладают повышенной гибкостью, а число циклов сгиба – разгиба за расчетный срок службы в 10 лет не превысит 500 тысяч.

Теоретически и экспериментально определены параметры таких приводов и процесса их работы. Так, для обеспечения надежности и устойчивого перемещения торообразного механизма необходимо назначать: давление воздуха в камере тора – 30–90 кПа при минимальном 10 кПа; движущее тор давление воздуха – 10–50 кПа; длину тора – в пределах 3-х его диаметров; толщину его камеры – 0,7–2,0 мм; диаметр тора при измерении в накачанном состоянии вне трубопровода на 2 – 4 % больше диаметра последнего.

Результаты экспериментального исследования автора тяговых свойств торообразного привода на стенде показаны на рис. 5. При этом выяснено:

а) с увеличением внутреннего давления воздуха в торе с 50 до 90 кПа его максимально возможные тяговые усилия возрастают, а наибольший тяговый КПД снижается с 42 до 32 % (для трубопровода с внутренним диаметром 68 мм); при увеличении диаметра трубопровода и движущего давления воздуха наблюдается тенденция к увеличению значений КПД и тяговых усилий;

б) оптимальные давления воздуха в торе находятся в диапазоне 50–90 кПа, при меньших давлениях снижается наибольшее тяговое усилие и нарушается устойчивое качение тора, при больших же давлениях растут потери мощности на его передвижение, снижающие тяговый КПД.

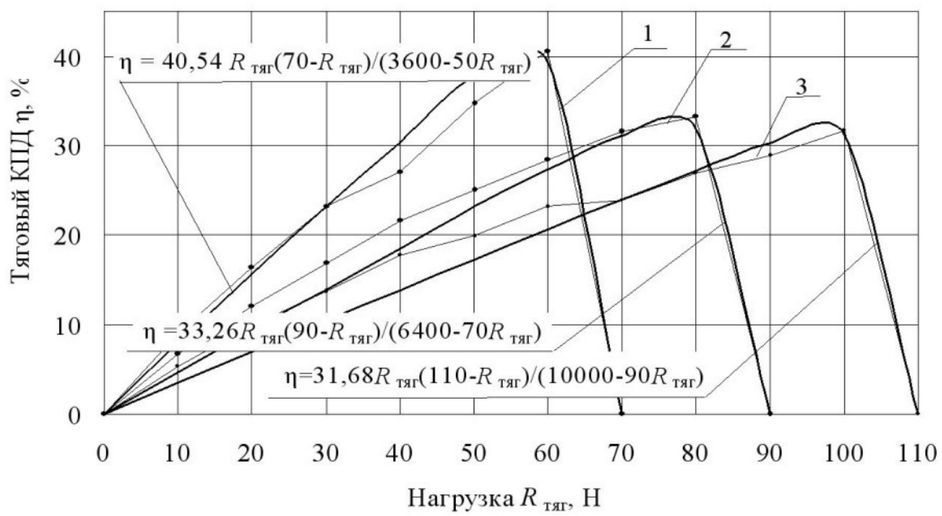


Рис. 5. Зависимости тягового КПД торообразного привода от тяговой нагрузки при различных значениях давления воздуха внутри тора: *1* – $p_{вн}$ = 50 кПа; *2* – $p_{вн}$ = 70 кПа; *3* – $p_{вн}$= 90 кПа

В результате исследований проходимости торообразного и рукавно-торообразного устройств как транспортных средств в зависимости от параметров их конструкции, трубопровода и технологии применения установлено:

а) устройства могут преодолевать сужения трубопроводов до 25 % от номинального диаметра; при этом, в случае использования торообразного привода, необходимое движущее тор давление воздуха возрастает в 1,5–2,0 раза, а полезная максимальная тяговая нагрузка уменьшается на 20 % при всех давлениях воздуха внутри тора;

б) механизмы способны преодолевать местные сужения (диафрагмы, сварные швы и пр.), уменьшающие диаметр трубопровода до 1,4 раза, однако для этого необходимо увеличение движущего давления воздуха в 1,5–1,6 раз; тяговое усилие таких устройств при переходе через диафрагму уменьшается в меньшей мере, чем при входе в трубопровод меньшего диаметра, равного диаметру отверстия в месте диафрагмы;

в) устройства способны проходить изгибы трубопровода с углами от 120 до 180° при наиболее тяжелом для движения нулевом радиусе изгиба; при прохождении такого изгиба трубопровода с углом 160° необходимо увеличение движущего давления воздуха в 1,25 раза, с углом 140° – в 1,7 раза, 120° – в 4,0 раза; минимально необходимое давление воздуха в торе для устойчивого прохождения им изгиба трубопровода с углом 160° должно составлять 30 кПа, с углом 140^0 – 40 кПа, а с углом 120^0 – 50 кПа;

г) наименьшее давление воздуха в торе для его устойчивого движения в трубопроводах без изгибов и сужений должно быть не менее 10 кПа.

Расчеты и результаты экспериментов показывают, что применение предлагаемых устройств в процессе бестраншейного ремонта трубопроводов позволит снизить затраты, по сравнению с траншейной технологией, в 1,5–2 и более раз.

$$P_{пб} = (C_{оп} + C_{э} + C_{см}) \cdot \left(\frac{T_{пб}}{T_{г}}\right), \qquad (14)$$

где $T_{пб}$ – продолжительность одной перебазировки, маш-ч;

при перемещении техники без разборки (или с частичной разборкой) на трейлере затраты на перебазировки можно рассчитать так:

$$P_{пб} = \left[\left(C_{тр} + \left(\frac{C_{оп}}{T_{г}}\right) + \left(C_{тж}T_{пр}\right)\right)\right] \cdot T_{пр}, \qquad (15)$$

где $C_{тр}$ – часовой тариф использования трейлера, р.; $C_{тж}$ – ставка заработной платы такелажников, р.; $T_{пр}$ – время погрузки-разгрузки машины, ч.

Затраты на капитальный ремонт в расчете на 1 м^3 (год) могут быть определены по формулам:

$$\text{а) } C_{кр}=P_{кр} \cdot (T_{г} \cdot \frac{k_{ч}}{T_{мп}}); \qquad (16)$$

$$\text{б) } C_{кр}=(K_{р} \cdot C_{зт} \cdot \tau_{кр} + C_{зчк}) \cdot (T_{г} \cdot \frac{k_{ч}}{T_{р}}), \qquad (17)$$

где $P_{кр}$ – затраты на капитальный ремонт, р.; $k_{ч}$ – коэффициент перехода от мото-часов к машино-часам; $T_{мр}$ – ресурс до капитального ремонта, мото-час; $\tau_{кр}$ – трудоемкость капитального ремонта, чел-ч; $C_{зчк}$ – расход запасных частей на один капитальный ремонт, руб.

Расход запасных частей на один капитальный ремонт, отнесенный к 1 м^3 разрабатываемого грунта:

$$C_{зчк}=H_{зчк} \cdot P_{0} \ . \qquad (18)$$

Табл. 3. Трудоемкость капитального ремонта и доля затрат на запасные части

Показатель	Индекс машины	
	Э4	Э5
$\tau_{кр}$, чел-час	1300	2000
$H_{зчк}$	0,344	0,362

В фактические издержки предприятия при составлении отчетной калькуляции, включаются также: потери от брака, потери от простоев оборудования по внутрипроизводственным причинам, общехозяйственные затраты, связанные с транспортировкой пенопласта, хранением и др.

Кроме указанных ранее затрат ($C_{пер}$), учитываются и постоянные затраты. Принимаем постоянные затраты в размере 248,6 р./м^3 [4] (усредненное значение для Северных территорий).

Суммарные эксплуатационные затраты в расчете на 1 м^3 выемки грунта экскаватором рассчитываются по формуле (1):

$$C_{эксп} = C_{пер} + C_{пост}, \qquad (19)$$

$$\sum C_{м}^{з} = 1483{,}7 + 248{,}6 = 1732{,}3 \text{ р./м}^3.$$

Расчетный тариф на экскавацию 1 м^3 грунта составляет

$$T = C_{эксп}\, R = 1732{,}3 \cdot 1{,}2 = 2078{,}76 \text{ р./м}^3,$$

где R – уровень рентабельности.

При этом часовой расход топлива определяется формулой

$$w_т = 1{,}03 \cdot 10^{-3} N_{ен} \cdot g_{ен} \cdot K_N \cdot K_{дв} \cdot K_{дм}\ , \qquad (8)$$

где $N_{ен}$ – номинальная мощность двигателя, л.с; $g_{ен}$ – удельный расход топлива при номинальной мощности, г/л.с.ч.; K_N – коэффициент, учитывающий изменение расхода топлива в зависимости от степени использования двигателя по мощности; $K_{дв}$ – коэффициент использования двигателя по времени; $K_{дм}$ – коэффициент использования двигателя по мощности. Значения K_N могут быть приняты с использованием табл. 2.

Значения коэффициентов $K_{дв}$ и $K_{дм}$ для экскаваторов 5 и 4 размерной группы приняты соответственно 0,9 и 0,5 [3].

Затраты на смазочные материалы для техники с приводом от двигателей внутреннего сгорания рассчитываются по формуле

$$C_{см} = K_{сг} \cdot C_э\ , \qquad (9)$$

где $K_{сг}$ – коэффициент перехода от годовых затрат на топливо к затратам на смазочные материалы ($K_{сг}$ = 0,19–0,22).

Затраты на гидравлическую жидкость рассчитываются по формуле

$$C_{гж} = V_г \cdot q_м \cdot P_{гж} \cdot k_д \left(\frac{T_г}{T_м}\right), \qquad (10)$$

где $V_г$ – емкость гидросистемы, дм^3; $q_м$ – объемная масса гидравлической жидкости, кг/дм^3; $P_{гж}$ – цена 1 кг гидравлической жидкости, р.; $k_д$ – коэффициент доливок ($k_д$ =1,5); $T_м$ – периодичность замены гидравлической жидкости, маш-ч.

Затраты на материалы для технического обслуживания и текущего ремонта определяются по нормативам пропорционально первоначальной стоимости (цене) машины, отнесенные к 1м^3 разрабатываемого грунта:

$$C_м = P_0 \cdot \left(\frac{H_р}{100}\right), \qquad (11)$$

где P_0 – первоначальная цена машины, р.; $H_р$ – норма годовых затрат на все виды технического обслуживания и ремонта, %.

Затраты на замену быстроизнашивающихся узлов и деталей рассчитываются по отношению к 1м^3 разрабатываемого грунта по формуле

$$C_{ич} = \left(\frac{T_г}{T_{слj}}\right) \sum_{i=1}^{m} P_j \cdot n_j\ , \qquad (12)$$

где m – количество видов быстроизнашивающихся узлов и деталей; P_j – цена 1 шт. быстроизнашивающейся j-й части, р.; n_j – количество одновременно заменяемых быстроизнашивающихся j-х частей, шт; $T_{слj}$ – нормативный срок службы быстроизнашивающихся j-х частей, маш-ч.

Затраты на перебазировки экскаватора определяются различными методами в зависимости от способа перемещения с объекта на объект и рассчитываются по отношению к 1м^3 разрабатываемого грунта по формуле

$$C_{пб} = P_{пб} \cdot n_{пб}, \qquad (13)$$

где $P_{пб}$ – затраты (цена) на одну перебазировку, р.; $n_{пб}$ – число перебазировок в течение года;

при перемещении экскаватора своим ходом затраты на одну перебазировку рассчитываются следующим образом:

УДК 64.06.001; 69.002.5

С. П. Ереско, д-р техн. наук, проф.; Т. Т. Ереско, д-р техн. наук проф. ; А. В. Стручков, канд. техн. наук, доц.; А. А. Климов, канд. техн. наук, доц.
ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. акад. М. Ф. Решетнева»
ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Красноярск, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ТРАНСМИССИЯХ МАШИН С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ЭЛЕМЕНТОВ

Приведена математическая модель динамики трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных свойств элементов трансмиссии и податливости грунта и методика компьютерной реализации с помощью разработанной компьютерной программы GYDROTRANS в среде Delphi.

Динамическая нагруженность трансмиссии бульдозера формируется в результате действия внешних и внутренних возмущающих факторов, которые носят флуктуирующий характер. Различные возбуждающие факторы, а так же неравномерность изменения момента сопротивления внутри трансмиссии вызывают в ней колебания крутящего момента.

Спектр частот вынужденных колебаний в механической и в гидромеханической трансмиссиях различных мобильных агрегатов весьма разнообразен и зависит, главным образом, от характера внешних воздействий и конструктивных параметров.

Кроме того, не менее разнообразен в трансмиссионных системах и спектр частот свободных колебаний, характер которых определяется параметрами динамической системы [1].

Динамическая система реальной трансмиссии бульдозера является очень сложной и трудоемкой для расчетов, имеет множество частот и форм свободных колебаний. Наибольшую опасность для прочности и надежности трансмиссий представляют колебательные процессы при приближении к резонансному состоянию.

Поэтому одной из основных задач динамического исследования является определение собственных (свободных) частот колебаний элементов трансмиссии, которые могут возбуждаться в колебательной системе под действием начального толчка, и сравнение их с частотами внешних и внутренних возбуждающих сил.

Для проведения теоретических исследований и анализа внутренней динамики бульдозера с различными типами трансмиссий разработаны

приведенные крутильно-колебательные динамические модели трансмиссионных систем с учетом упругих и демпфирующих свойств элементов трансмиссии, грунта, ведущих участков гусениц, деталей навесного оборудования, особенностей процесса буксования при работе бульдозера (рис.1, 2).

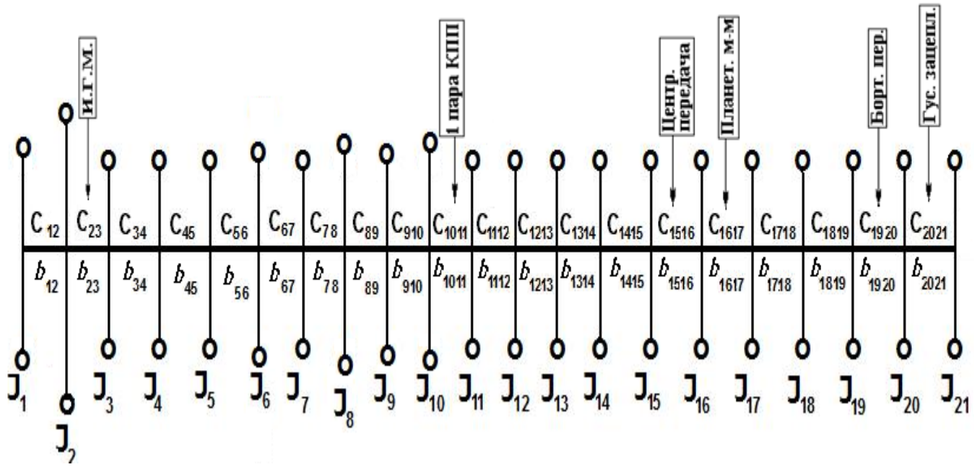


Рис. 1. Расчетная цепная 21-массовая динамическая модель механической трансмиссии бульдозера ТП-4Э для I передачи

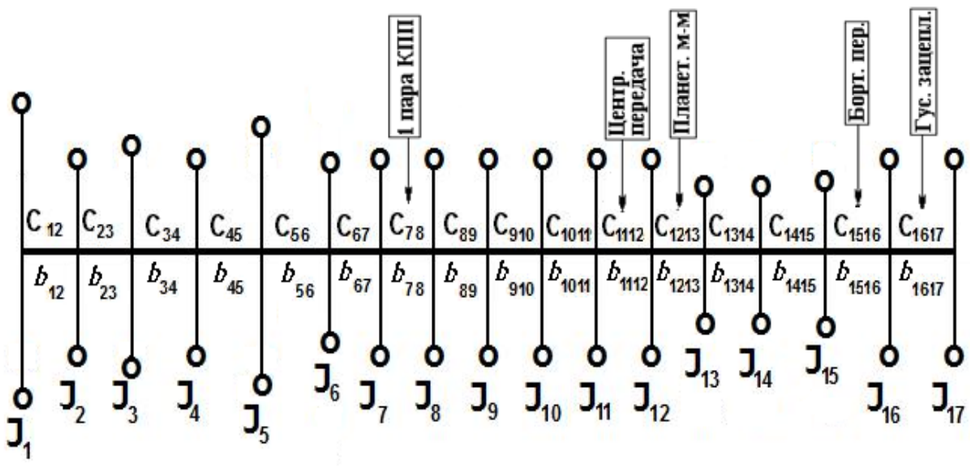


Рис. 2. Расчетная цепная 17-массовая динамическая модель гидромеханической трансмиссии бульдозера ТП-4Э для I передачи

На основе известного уравнения Лагранжа второго рода [2] для данных динамических моделей разработаны математические модели динамики трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных сил и принятых до-

где $C_{оп}$, $C_{зр}$, $C_{зт}$ – заработная плата операторов техники; рабочих, выполняющих операции технологического процесса вручную; ремонтных рабочих, выполняющих техническое обслуживание и текущий ремонт машины, р.; $C_м$ – затраты на материалы, используемые в технологическом процессе, р.; $C_э$ – затраты на энергоносители, р.; $C_{см}$ – затраты на смазочные материалы, р.; $C_{гж}$ – затраты на гидравлическую жидкость, р.; $C_{мр}$ – затраты на материалы для технического обслуживания и текущего ремонта, р.; $C_{ич}$ – затраты на замену быстроизнашивающихся частей, р.; $C_{пб}$ – затраты на перебазировки, р.; $C_{кр}$ – затраты на капитальный ремонт, р.; $C_{ам}$ – амортизационные отчисления, р.

Заработная плата машинистов экскаватора рассчитывается по формуле

$$C_{оп} = K_р \cdot T_г \sum_{i=1}^{n} C_{Тi}, \qquad (3)$$

где $K_р$ – коэффициент, учитывающий все виды доплат к заработной плате и начисления (в том числе районные коэффициенты, доплаты за работу во 2-ю и 3-ю смены); $T_г$ – количество машино-часов работы машины в году, маш-ч; $C_{тi}$ – часовая тарифная ставка рабочего i-го разряда, соответствующая действующим ставкам, например, на основе отраслевого тарифного соглашения, р.

Заработная плата рабочих, выполняющих технологические операции вручную:

$$C_{зр} = З_р \cdot K_р \cdot B, \qquad (4)$$

где $З_р$ – расценка за выполнение ручных операций, р.; B – годовой объем ручных работ, ед. прод.

Затраты на заработную плату ремонтных рабочих рассчитываются следующим образом:

$$C_{зр} = C_{ср} \cdot K_р \cdot T_р \cdot \tau_{уд}, \qquad (5)$$

где $C_{ср}$ – средняя тарифная ставка работ по ремонту машин, р.; $\tau_{уд}$ – удельная трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта, чел-ч/ м^3 (значения $\tau_{уд}$ могут быть приняты поданным табл. 1[3]).

Табл. 1. Нормативные и расчетные коэффициенты

Тип землеройной машины	Индекс	$\tau_{уд}$
Экскаватор 4-й размерной группы	Э4	0,302
Экскаватор 5-й размерной группы	Э5	0,364

Затраты на материалы, используемые в технологическом процессе, определяются по формуле

$$C_м = B \cdot \Sigma P_{mj} \cdot w_{mj}, \qquad (6)$$

где P_{mj} – цена 1 кг j-го материала, р.; w_{mj} – удельный расход материала, кг/ м^3.

Затраты на энергоносители для двигателей внутреннего сгорания рассчитываются по формуле

$$C_э = P_т \cdot w_т \cdot T_т, \qquad (7)$$

где $P_т$ – цена 1 кг топлива, р.; $w_т$ – часовой расход топлива, кг.

УДК 625.08

С. И. Васильев; Л. Н. Родикова
ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Красноярск, Россия

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ УТЕПЛЕНИЯ СЕЗОННО-МЕРЗЛЫХ ГРУНТОВ КАРБАМИДНЫМИ ПОРОПЛАСТАМИ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН

Рассматриваются экономические аспекты утепления грунта в зимних условиях с применением различных способов и компонентов утепления. Приведена методика с примером расчета экономической эффективности экскавации грунта, утепленного карбамидным поропластом.

Основная часть углеводородных ресурсов сосредоточена в Сибири и на Дальнем Востоке. Особенностью пространственно-климатического положения территории Восточной Сибири является наличие пересеченной местности, а также значительный период воздействия низких температур в течение года, что накладывает особенные требования к землеройно-транспортным машинам, разрабатывающих грунт на стадии освоения нефтегазовых месторождений.

Способ утепления грунта от сезонного промерзания теплоизоляционными материалами является простым по технологии и относительно дешевым средством подготовки грунта к зимней разработке [1,2]. Преимущество его заключается в возможности прогнозирования времени сохранения грунта в талом состоянии для каждого из расчетных зимних месяцев разработки.

Физико-механические характеристики утепленного грунта близки к летним характеристикам, а производительность землеройных машин близка к уровню летних условий разработки грунта.

Экономический эффект от применения карбамидного пенного утеплителя выражается показателем экономии на единицу продукции, т. е. экономии затрат на экскавацию 1 м^3 мерзлого грунта.

Расчет затрат от использования карбамидной пены-утеплителя для подготовительных работ по экскавации грунта выполнен применительно к экскаваторам 4-ой и 5-ой размерных групп – экскаваторы типа ЭО 4121, ЭО 5122 на гусеничном ходу определяются по статьям переменных и постоянных эксплуатационных издержек [2].

$$C_{\text{эксп}} = C_{\text{пер}} + C_{\text{пост}}, \qquad (1)$$

где $C_{\text{пер}}$ – переменные расходы, м^3/р.; $C_{\text{пост}}$ – постоянные расходы, м^3/р.

Затраты определяются исходя из расчета на 1 м^3 выемки грунта. Годовая программа для предприятия условно принимается 15000 м^3.

$$\Sigma C_{\text{пер}} = C_{\text{оп}} + C_{\text{зр}} + C_{\text{зт}} + C_{\text{м}} + C_{\text{э}} + C_{\text{см}} + C_{\text{гж}} + C_{\text{мр}} + C_{\text{ич}} + C_{\text{пб}} + C_{\text{кр}} + C_{\text{ам}}, \qquad (2)$$

пущений в виде системы дифференциальных уравнений, например, для 21-массовой модели механической трансмиссии бульдозера ТП-4Э (для I передачи):

$$\left.\begin{aligned}
&J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0\\
&J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) +\\
&+ b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = M_{Д}(t)\\
&J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 - b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) +\\
&+ b_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = 0\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&J_{11} \cdot \ddot{\varphi}_{11} - b_{1011}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{11}) - C_{1011}(\varphi_{10} - \varphi_{11}) +\\
&+ b_{1112}(\dot{\varphi}_{11} - \dot{\varphi}_{12}) + C_{1112}(\varphi_{11} - \varphi_{12}) = M_{\text{КП}}(t)\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&J_{16} \cdot \ddot{\varphi}_{16} - b_{1516}(\dot{\varphi}_{15} - \dot{\varphi}_{16}) - C_{1516}(\varphi_{15} - \varphi_{16}) +\\
&+ b_{1617}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{17}) + C_{1617}(\varphi_{16} - \varphi_{17}) = M_{\text{ЦП}}(t)\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&J_{17} \cdot \ddot{\varphi}_{17} - b_{1617}(\dot{\varphi}_{16} - \dot{\varphi}_{17}) - C_{1617}(\varphi_{16} - \varphi_{17}) +\\
&+ b_{1718}(\dot{\varphi}_{17} - \dot{\varphi}_{18}) + C_{1718}(\varphi_{17} - \varphi_{18}) = M_{\text{ПМ}}(t)\\
&\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\\
&J_{20} \cdot \ddot{\varphi}_{20} - b_{1920}(\dot{\varphi}_{19} - \dot{\varphi}_{20}) - C_{1920}(\varphi_{19} - \varphi_{20}) +\\
&+ b_{2021}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) + C_{2021}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) = M_{\text{БП}}(t)\\
&J_{21} \cdot \ddot{\varphi}_{21} + b_{2021}(\dot{\varphi}_{20} - \dot{\varphi}_{21}) +\\
&+ C_{2021}(\varphi_{20} - \varphi_{21}) = -r \cdot P_{\text{Гр}}(t) / i_{TP}^2
\end{aligned}\right\},$$

где b – коэффициенты демпфирования; C – коэффициенты жесткости; $M_{Д}(t)$ – возмущающий момент от двигателя; $M_{КП}(t)$ – возмущающий момент от пары шестерен I передачи; $M_{ЦП}(t)$ – возмущающий момент от зацепления центральной передачи; $M_{ПМ}(t)$ – возмущающий момент от зацепления планетарного механизма; $M_{БП}(t)$ – возмущающий момент от зацепления бортовой передачи; $P_{Гр}(t)$ – возмущающее касательное усилие грунта на гусеницу; r – радиус ведущей звездочки движителя; i_{TP} – общее передаточное отношение трансмиссии.

После перехода к другой системе координат, в которой роль обобщенных координат выполняют углы закручивания участков валопровода между массами, определяемые относительными угловыми отклонениями масс, приведения ее к системе из *2n* линейных дифференциальных уравнений 1-го порядка решаем методом Рунге-Кутта [3].

Расчетные формулы для решения системы уравнений методом Рунге-Кутта аналогичны приведенным формулам для решения одного уравнения. Отличие состоит в том, что вместо скалярных величин используем векторы и матрицы.

Исходная приведенная система уравнений будет иметь вид $y' = A \cdot y$, где $y = (\alpha_1, \alpha_2, ..., \alpha_n, \alpha_{n+1}, \alpha_{n+2}, ..., \alpha_{2n})$ – вектор неизвестных, A – матрица системы (для механической трансмиссии – квадратная матрица 40-го порядка, для гидромеханической – 32 порядка).

Для того, чтобы проанализировать поведение α_1, α_2, …, приближённо решаем систему уравнений и находим значения α_1, α_2, … для последовательных моментов времени, с шагом h. Полученные значения выводим на график.

Метод решения систем уравнений с 20 неизвестными для механической трансмиссии и с 16 неизвестными для гидромеханической трансмиссии реализован в виде компьютерной программы GYDROTRANS в среде Delphi [4]. После сведения системы уравнений 2-го порядка к системе уравнений 1-го порядка получаем системы из 40 уравнений – для механической трансмиссии и из 32 уравнений для гидромеханической трансмиссии. Программа работает следующим образом. После ее запуска вводятся входные данные – значения моментов инерции, коэффициентов демпфирования и коэффициентов жёсткости. Далее вычисляются коэффициенты k и формируется матрица A. После этого реализуется метод Рунге-Кутта для решения системы уравнений с начальными данными $\alpha_1 = 0, ..., \alpha_{20} = 0, \alpha_{21} = \alpha_{21}^0, \alpha_{22} = \alpha_{22}^0, \ldots \alpha_{40} = \alpha_{40}^0$, где до 8 значений α_i^0 (возмущающие факторы) задаются в долях единицы, остальные значения равны нулю. В ходе вычислительного эксперимента подобрано значение шага по времени, обеспечивающее устойчивое решение $h = 0{,}0001$. Значения α для построения графиков вычислялись на интервале [0, 20].

В результате получаем для каждого участка валопровода относительные амплитуды крутильных колебаний масс.

На рисунке 3 представлено рабочее окно программы GYDROTRANS для 21-массовой динамической модели механической трансмиссии.

Программа позволяет:

– изменять исходные данные – значения моментов инерции приведенных масс, коэффициентов демпфирования и коэффициентов жёсткости участков, предварительно экспериментально определенных для основных рабочих передач бульдозера (рис. 4);

– оценить влияние на динамику каждого элемента трансмиссионной системы всех основных возмущающих факторов (изменение газового момента двигателя, зацепление 1-й, 2-й и 3-й пары зубчатых шестерен КПП,

учитывается конструкция крепежа на поворотной платформе. Передний габарит поворотной платформы определяется двумя критериями. На левом (по ходу движения) переднем крае расположена кабина, наружный край которой не должен выступать за радиус описываемый противовесом, а правый край должен обеспечивать установку и крепления рабочего оборудования.

Дальнейшее проектирование конструкции унифицированной ПП определяется расположением и способом крепления кабины, капота, гидрооборудования, системы пневмооборудования, силовой установки, баков, в некоторой мере противовеса, электрооборудования и других вспомогательных систем. Решение этих вопросов и определяет геометрические характеристики поперечного сечения силовых баков, что напрямую определяет унификацию используемых деталей.

Основным фактором при разработке унифицированных ПП остается фактор прочности, который будет определяться видом и величиной нагружения. Исходя из прочности мы будем определять диаметр отверстия под установку стрелы и гидроцилиндров подъема стрелы. Толщина опорного листа и несущих ребер определяются из условия прочности при наиболее нагруженном режиме копания. Эти же нагрузки будут определяющими при выборе типоразмера ОПРУ, что в дальнейшем определит основные геометрические параметры копания.

Следующий этап работы в направлении унификации ПП – проведение функционально-стоимостного анализа (ФСА). Очевидно, что весь цикл производства ПП многоступенчатый и требует немалых затрат на каждом из этапов и снижение себестоимости возможно только в том случае, если мы будем использовать максимально возможные унифицированные узлы и детали. Здесь важно установить оптимальный уровень унификации с учетом группового проектирования ПП на весь параметрический ряд ЭО на основе выбранного критерия оптимизации.

УДК 621.879.31; 658.516

Р. А. Янсон, канд. техн. наук, доц.; Р. В. Саськов; М. К. Назимов
ФГБОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Москва, Россия

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА УНИФИКАЦИЮ ПОВОРОТНЫХ ПЛАТФОРМ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

В статье обоснованы факторы, влияющие на унификацию поворотных платформ одноковшовых экскаваторов и представлен порядок проектирования конструкций унифицированных поворотных платформ.

Наиболее значимая часть одноковшового экскаватора (ЭО) – это поворотная платформа (ПП), несущий модуль. На ПП устанавливаются: кабина с механизмами управления (управляющий модуль), ДВС в сборе с насосным агрегатом гидропривода (энергосиловой модуль), противовес, рабочее оборудование (технологический модуль). В свою очередь, ПП через опорно-поворотное устройство соединяется с ходовой частью ЭО (опорно-поворотным модулем). Поэтому предъявляются определенные требования к присоединительным поверхностям ПП, которые можно выполнить только при помощи механической обработки после сварки металлоконструкций рамы. Этот фактор накладывает определенные ограничения, связанные с согласованием конструкции самой рамы и оборудования, на котором будет выполняться механическая обработка.

Другой фактор, влияющий на унификацию, связан с потребностью рынка. Речь идет о силовой установке, которая включает в себя сам двигатель, систему выхлопных газов, систему охлаждения воздуха и охлаждающей жидкости, установку насосного агрегата. Необходимо заранее предусмотреть не одну, а несколько марок двигателя, что резко поднимет конкурентную способность на рынке и даст гарантии независимости от одного поставщика.

Важный фактор, который необходимо учесть при разработке унифицированных платформ – это геометрия ПП. Геометрия ПП определяется в первую очередь габаритом по ширине и радиусом вращения. Для экскаваторов третьей размерной группы и ниже размер по ширине определяется правилами дорожного движения и не должен превышать 2550 мм. У экскаваторов четвертой размерной группы и выше габарит определяется компоновкой, но должен соблюдаться габарит при перевозке на ж/д транспорте. Радиус вращения экскаватора определяется из условия устойчивости и требуемым габаритом вращения. Все эти вопросы решаются формой и конструкцией противовеса, при этом

зацепление центральной передачи, планетарного механизма, бортовой передачи, гусеничного зацепления), возмущающих систему одновременно, так и влияние каждого возмущающего фактора по отдельности. Для этого в левой верхней части рабочего окна программы необходимо ввести номера элементов трансмиссии, на которые действуют возмущающие факторы, а так же их значения в долях от единицы. За единицу принимается возмущающий момент на ведущей звездочке гусеничного движителя (рис. 3);

– для качественного анализа выполнять запись координат графиков в виде таблицы числовых данных и экспортировать в программу Microsoft Excel для проведения статистических исследований;

– изменять диапазон просмотра путем изменения значений в окнах «Xmax» и «Шаг разметки по оси X» для удобства просмотра графиков колебаний, например, при большой частоте колебаний.

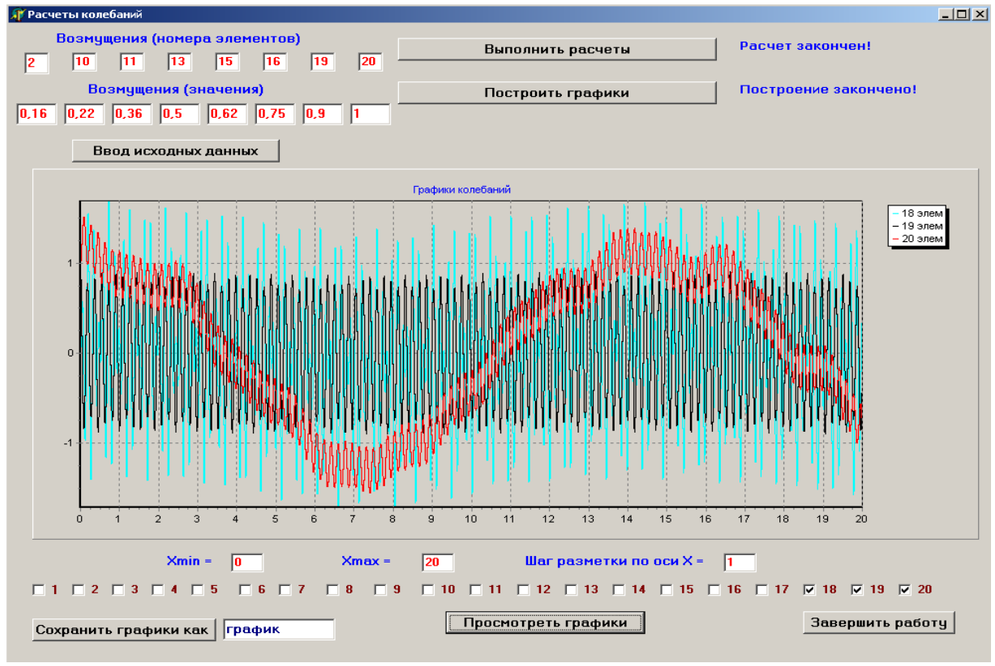


Рис. 3. Рабочее окно программы GYDROTRANS

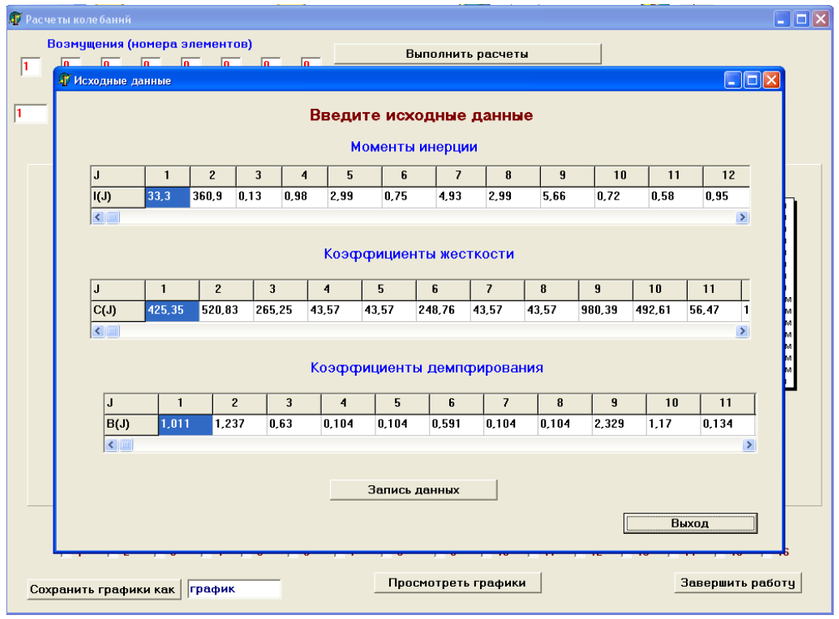


Рис. 4. Рабочее окно ввода исходных данных

В настоящее время работа над совершенствованием данной программы продолжается с целью создания более универсальной программы для динамического расчета трансмиссионных систем с различным числом масс и расширения ее возможностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Золотухин, В. А.** Теоретическое исследование механической и гидромеханической трансмиссий промышленного гусеничного трактора класса 4 т. на резонансные режимы / В. А. Золотухин, А. А. Климов // Совершенствование конструкций и повышение производительности тракторов и сельхозмашин. – Красноярск, 1973. – С. 4–24.

2. **Бабаков, И. М.** Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 559 с.

3. Решение математической модели динамики механической трансмиссии бульдозера с учетом диссипативных сил / А. В. Стручков [и др.] // Системы. Методы. Технологии. – 2010. – № 2. – С. 58–65.

4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011611028 28.01.2011. Программа для ЭВМ GYDROTRANS. / Ереско С. П. С. [и др.].

и установленные при бетонировании очередной секции. Для предохранения случайного срыва консоли с анкера установлен специальный фиксатор.

Подъем щитов производится в следующей последовательности. В первую очередь, последовательно отрываются щиты внутренней 20 и наружной 23 опалубок от бетона устройствами 29, расположенными на консолях 5; отрываются от бетона компенсационные щиты, установленные на роликах, расположенных на радиальных балках 26, 27 для подвески наружных 21 и внутренних 22 компенсационных щитов, подвешенных к рабочей площадке 18. Каждый компенсационный щит располагается между соседними щитами как внутренними, так и наружными.

Наружные 21 и внутренние 22 компенсационные щиты поднимаются ПМА одновременно вместе с подъемом рабочей площадки после отрыва их и смежных с ними щитов, после бетонирования очередного яруса ствола башни приллирования.

После подъема рабочей площадки на 2,5 м и установки ПМА на опорные кулачки, талями поочередно поднимают каждый блок 35 внутренней опалубки, состоящий из двух консолей 5, внутреннего щита 23 и настила, и каждый блок 36 наружной опалубки, состоящий из двух консолей 5, наружного щита 20 и настила, при этом, каждый наружный блок поднимают одновременно с внутренним, расположенным с противоположной стороны по отношению к центру сооружения.

При этом внутренний блок выполняет роль противовеса наружному блоку для уменьшения действующего на многоклеточный шахтный подъемник опрокидывающего момента, который достигает значительной величины, так как поднимаемый двумя талями блок, состоящий из щита, двух консолей, настила представляет вместе с двумя талями большую массу, приложенную на большом плече.

Бетонная смесь доставляется автобетоносмесителем 30, из которого перегружается в приемный вибробункер 31 и по виброжелобу 32 поступает в ковш клети 3, далее поднимается до бункера 13, где при автоматическом опрокидывании ковша перегружается в раздаточный бункер 13, откуда в тележках по рабочей площадке 18 доставляется к месту укладки в опалубку ствола башни. Перед опусканием бетонной смеси щиты опалубки центрируют и соединяют стяжками 25.

После укладки бетонной смеси в опалубку и достижения ею определенной прочности, с площадки 28 устанавливают вертикальную арматуру 19 и с рабочей площадки 18 устанавливают горизонтальную арматуру. Защитное перекрытие 34 предохраняет от случайно падающих предметов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Стуканов, А. А.** Возведение монолитных железобетонных промышленных труб / А. А. Стуканов. –2-е изд. испр. доп. – М. : Стройиздат, 1973. – 231 с.

2. **Шевлягин, Б. М.** Опыт строительства монолитной железобетонной мачты панорамных лифтов комплекса «Федерация» на территории «Москва-Сити» / Б. М. Шевлягин // Интерстроймех–2008 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Владимир: 2008. – С. 269–273.

3. **Пат. 2380502 C2 RU.** Способ строительства высотных железобетонных сооружений с малым внутренним диаметром, например, промышленных труб и башен / опубл.27.01.10, Бюл. № 3.

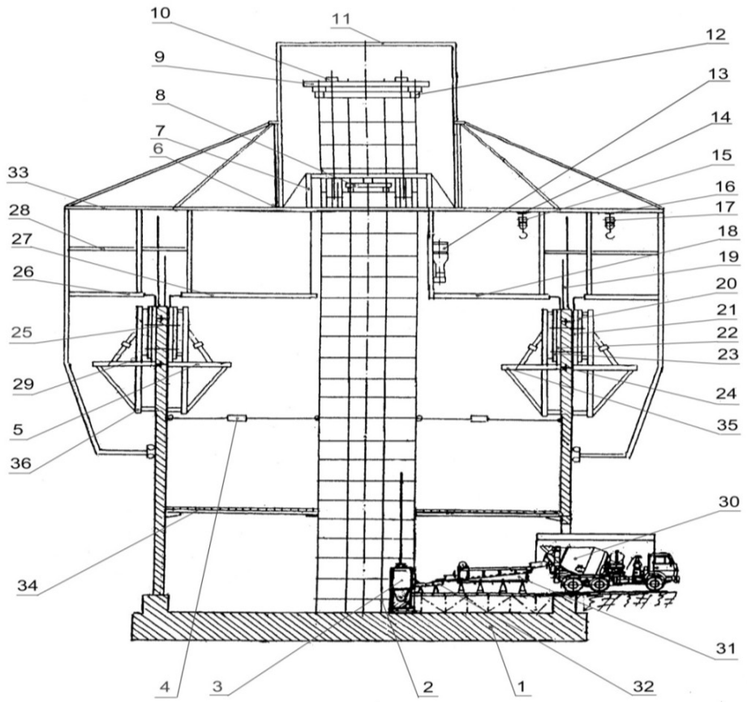


Рис. 1. Механизация работ при строительстве монолитной железобетонной башни: 1 – башня приллирования; 2 – многоклеточный шахтный подъемник; 3 – грузовая клеть; 4 – гибкая связь; 5 – консоль; 6 – подъемно-монтажный агрегат (ПМА) (содержащий: 7 – каркас; 8 – опорное устройство каркаса; 9 – опрно-переставную раму; 10 – механизм подъема; 11 – шатер; 12 – опорное устройство опорно-переставной рамы); 13 – раздаточный бункер; 14 – кольцевой монорельс и 15-таль для подъема внутренней опалубки; 16 – кольцевой монорельс и 17-таль для подъема наружной опалубки; 18 – рабочая площадка; 19 – вертикальная арматура; 20 – щит наружной опалубки; 21 – наружный компенсационный щит; 22 – внутренний компенсационный щит; 23 – щит внутренней опалубки; 24 – анкер; 25 – стяжка; 26 – балка подвески наружного компенсационного щита; 27 – балка подвески внутреннего компенсационного щита; 28 – площадка для установки вертикальной арматуры; 29 – устройство для отрыва от бетона щитов внутренней и наружной опалубок; 30 – автобетоносмеситель; 31 – приемный бункер; 32 – желоб; 33 – монтажная площадка; 34 – защитное перекрытие; 35 – блок внутренней опалубки; 36 – блок наружной опалубки

На монтажной площадке 33 установлены кольцевые монорельсы 14 и 16, по которым перемещаются тали соответственно 15 и 17. Тали применяют для подъема блоков, состоящих из консолей 5 и щитов 20 для наружной опалубки и щитов 23 внутренней опалубки. При подъеме блоков как с щитами наружной опалубки 20, так и с щитами 23 внутренней опалубки консоли 5 автоматически снимаются с анкеров 24, а в конце подъема навешиваются на такие же анкеры, расположенные на 2,5 м выше

УДК 666.97.031

И. М. Ефремов, **канд. техн. наук, проф.; Д. В. Лобанов**
ФГБОУ ВПО «БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Братск, Россия

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ПЕРЕМЕШИВАНИЯ БЕТОННОЙ СМЕСИ В РОТОРНО-ВИБРАЦИОННОМ СМЕСИТЕЛЕ

Дано описание экспериментального роторно-вибрационного смесителя. Представлен анализ исследования процесса перемешивания бетонной смеси по результатам сравнения прочности бетонов, приготовленных в роторно-вибрационном смесителе с применением вибрации и без нее.

Вибрационная обработка является одним из наиболее эффективных методов, повышающих качество бетона [1, 2, 3].

Вибрация разрушает коагуляционную структуру, снижая вязкость цементного теста, в результате чего цементное молоко равномерно распределяется по всему объему. Происходящее при этом усиленное диспергирование цементных частиц способствует более полной и быстрой гидратации цемента [3].

Активация цементного теста в процессе виброперемешивания повышает скорость твердения бетонной массы и прочность изделия, а так же улучшает структуру бетона [4].

В настоящее время известны разнообразные конструкции вибрационных смесителей, которые по конструктивным особенностям и способам перемешивания можно разделить на три основные группы.

1. Вибрационные смесители, в которых процесс смешивания происходит только за счет самоциркуляции смеси, возникающей в результате колебаний корпуса и отдельных элементов (каркасов).

2. Вибрационные смесители, в которых принудительное смешивание сочетается с вибрационным воздействием на смесь через корпус, лопастной вал либо встроенный элемент конструкции.

3. Вибрационные смесители, в которых происходит свободное смешивание смеси с одновременным вибрационным воздействием через корпус либо встроенный элемент конструкции.

4. Вибрационные воздействия вызывают тиксотропное разжижение приготавливаемой смеси, в результате чего снижается их условный предел текучести и уменьшается вязкость (в 100 и более раз), отчего смесь приобретает свойства жидкости. Однако наличие больших колеблющихся масс, низкая привода рабочих органов, большая энергоемкость процесса смешивания, малая производительность, являются тем, что вибрационные смесители не нашли широкого применения в промышленности.

В Братском государственном университете на кафедре «Подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования» (СДМ) был разработан экспериментальный роторно-вибрационный смеситель (рис. 1). Роторно-вибрационный смеситель содержит камеру смешивания и ротор, с установленными на нем лопастями. В центре камеры смешивания установлен вибратор с механическим возбуждением колебаний от кривошипно-шатунного механизма. Вибратор выполнен в виде сильфона и расположен в нижней части камеры смешивания. В смесителе имеются так же окна загрузки и выгрузки материалов.

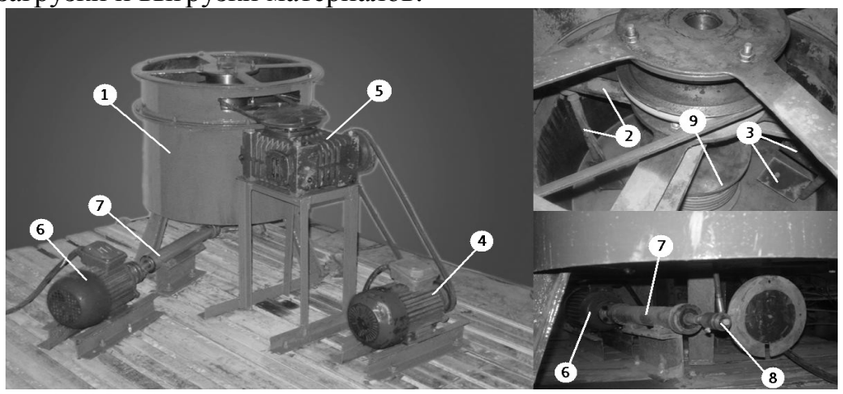


Рис. 1. Общий вид экспериментального роторно-вибрационного смесителя: 1 – камера смешивания; 2 – ротор; 3 – лопасти; 4 – электродвигатель привода вращения ротора с лопастями; 5 – редуктор привода вращения ротора с лопастями; 6 – электродвигатель привода вибровозбудителя; 7 – вал привода вибровозбудителя; 8 – кривошипно-шатунный механизм; 9 – вибровозбудитель (сильфон)

Главным образом в задачу по исследованию бетонной интенсификации входило установление влияния вибрации с помощью экспериментального роторно-вибрационного смесителя на интенсивность и качество перемешивания при приготовлении бетонных смесей.

Эффективность виброперемешивания определялась по результатам сравнения прочности бетонов (рис. 2, 3, 4), приготовленных в роторно-вибрационном смесителе с применением вибрации и без нее.

В качестве вяжущего применяется портландцемент Ангарского цементного завода марки М400 Д20. Мелким заполнителем являлся зуевский сортированный песок, добываемый карьером № 1 братского месторождения. В качестве крупного заполнителя – щебень диабазовый фракции 10–20 мм.

Состав бетонной смеси был выбран с В/Ц=0,5 и подбирался в соответствии с ГОСТ 27006-86 в следующих пропорциях Ц:П:Щ=1:2:3. Формование и испытание образцов размером 100х100х100 мм проводились в соответствии с ГОСТ 10105-86 и ГОСТ 10181-2000.

подъемника и ее противовеса, грузовых клетей, канатов, водопроводных труб для полива бетона, центральная ячейка – для контроля за вертикальностью возводимого сооружения и т.п.

Описанный выше способ с применением многоклеточного шахтного подъемника наряду со многими положительными качествами обладает отдельными недостатками технологического характера. Чистка и смазка щитов, установка арматуры производятся под рабочей площадкой, к которой подвешиваются наружные щиты опалубки на небольшом расстоянии от нее, поэтому чистка и смазка щитов, установка арматуры представляют трудоемкую операцию и требуют дополнительного времени. Наружные щиты перед подъемом отводят на небольшое расстояние от бетонной поверхности, что дополнительно осложняет их чистку и смазку.

При возведении башни приллирования был использован опыт строительства монолитной железобетонной мачты панорамных лифтов комплекса «Федерация» на территории Москва сити [2] и патент на способ возведения подобных сооружений [3], полученный ЗАО «Спецжелезобетонстрой».

В принятом специалистами ЗАО «Спецжелезобетонстрой» решении для возведения монолитной железобетонной башни приллирования были устранены отмеченные недостатки.

Механизация работ при строительстве монолитной железобетонной башни приллирования производства карбамида ОАО «Череповецкий Азот» приведена рис. 1.

Работа строительного комплекса происходит следующим образом. Производится монтаж многоклеточного шахтного подъемника 2 с раскреплением его гибкими связями 4 к возводимой башне приллирования 1 по мере ее строительства. В одной из ячеек многоклеточного шахтного подъемника располагают грузовую клеть 3 для подъема арматуры и бетонной смеси в зону их укладки, на шахтном подъемнике производят сборку подъемно-монтажного агрегата 6, охватывающего шахтный подъемник по периферии и содержащего: каркас 7, опорно-переставную раму 8, соединенных червячно-винтовой передачей механизма подъема 10, обеспечивающего поочередный подъем каркаса 7 и опорно-переставной рамы 8 на шаг подъема 2,5 м, тем самым перемещая вверх весь ПМА для последовательной работы на увеличивающейся высоте сооружения. Подъем ПМА осуществляется за счет последовательного опирания каркаса 7 на опорные устройства 8 и опорно-переставной рамы 9 на опорные устройства 12. При этом, каркас и опорно-переставная рама сближаются или удаляются относительно друг друга в зависимости от направления движения привода ПМА.

Бетонная смесь в ковше грузовой клети 3 поднимается до уровня бункера 13, где при автоматическом опрокидывании ковша перегружается в раздаточный бункер 13, откуда в тележках по рабочей площадке 18 доставляется к месту укладки.

Для защиты от атмосферных осадков и создания необходимого теплового режима применяется шатер 11, закрытый теплоизоляционным материалом.

УДК 697.85

Б. М. Шевлягин, канд. техн. наук
«ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО СПЕЦИАЛЬНОГО ЖЕЛЕЗОБЕТОННОГО СТРОИТЕЛЬСТВА»
(ЗАО «Спецжелезобетонстрой»)
Москва, Россия

ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ И ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ МНОГОКЛЕТОЧНОГО ШАХТНОГО ПОДЪЕМНИКА ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА ВЫСОТНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ СООРУЖЕНИЙ

Описан опыт строительства башни приллирования производства карбамида ОАО «Череповецкий «Азот». Приводятся технические решения, повышающие устойчивость и грузоподъемность многоклеточного шахтного подъемника и мероприятия по механизации трудоемких работ.

В 2010 году ЗАО «Спецжелезобетонстрой» вело строительство монолитной железобетонной башни приллирования производства карбамида мощностью1500 т/сутки - ОАО «Череповецкий Азот». Башня представляет собой цилиндрический ствол высотой 100 м с наружным и внутренним диаметром соответственно 16,4 м и 15,8 м.

Фирмой ЗАО «Спецжелезобетонстрой» была разработана необходимая документация, обеспечивающая решение этой задачи, включая технологию строительства, технологическую оснастку, грузоподъемные машины и приспособления для механизации технологического процесса. Наряду с типовыми машинами и приспособлениями, уже используемыми фирмой в строительстве, были применены машины и способы, требующие оригинальных решений.

Основу составили апробированные на практике технические решения, используемые ЗАО «Спецжелезобетонстрой» в строительном комплексе для возведения высотных железобетонных промышленных труб и телевизионных башен высотой до 250 м с применением многоклеточного шахтного подъемника, который обеспечивает возможность подъема монтажников в грузопассажирском подъёмнике к месту ведения работ; доставку бетона и арматуры в грузовой клети в зону их укладки и установки, подъем рабочей площадки подъемно-монтажным агрегатом (ПМА), охватывающим шахтный подъемник снаружи и перемещающимся по нему циклически на шаг подъема для ведения работ на очередном ярусе [1]. В многоклеточном шахтном подъемнике каждая ячейка, как его элемент, в совокупности с другими обеспечивает необходимую прочность, жесткость и его устойчивость, но и как элемент используется по своему функциональному назначению, например, одна из ячеек – на периферии – для размещения ходовой лестницы для аварийного спуска монтажников, другие – соответственно для размещения кабины грузопассажирского

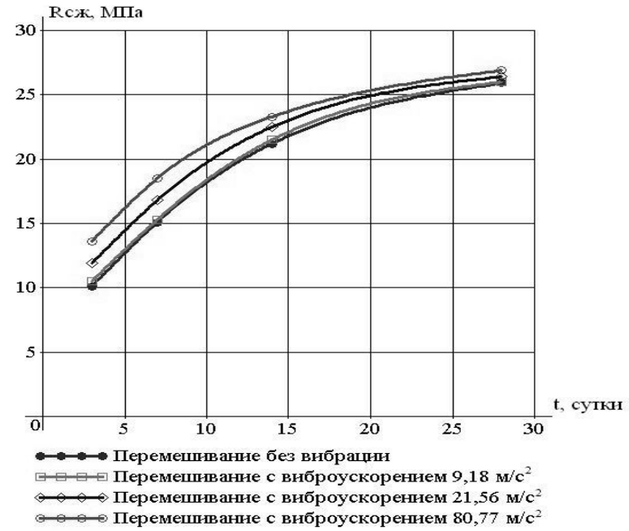


Рис. 2. Зависимость прочности образцов на сжатие от времени твердения (время перемешивания 30 секунд, амплитуда вибрирования 1 мм)

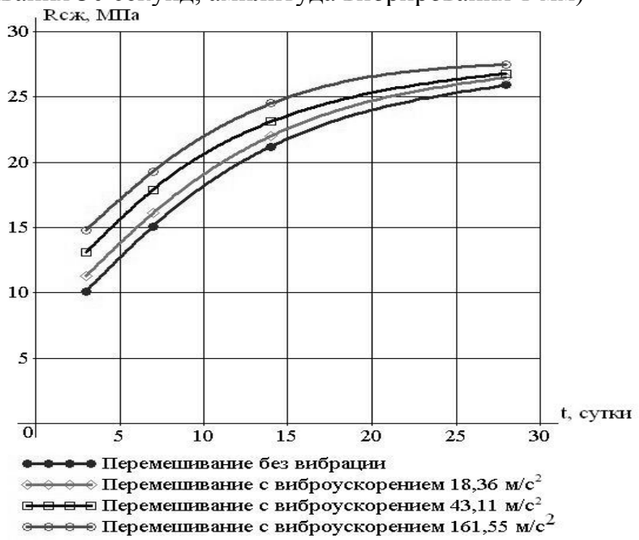


Рис. 3. Зависимость прочности образцов на сжатие от времени твердения (время перемешивания 30 секунд, амплитуда вибрирования 2 мм)

Составляющие смеси загружались в смеситель послойно в следующей последовательности: на дно смесителя укладывался песок, затем цемент, после чего щебень, в последнюю очередь равномерно на всю загрузку подавалось необходимое количество воды, в соответствии с В/Ц=0,5. Включался вибратор и сразу выводилась заданная скорость вращения лопастного вала. По истечении заданного времени выключался привод лопастного вала. Затем выключался вибратор и вся смесь из смесителя выгружалась в специальные металлические формы размером 100х100х100 мм. В соответствии с ГОСТ 10105-86 и ГОСТ 10181-2000 образцы в течение 1 минуты

уплотнялись на специальной вибрационной площадке с частотой 3000 мин$^{-1}$ и амплитудой 0,35 мм.

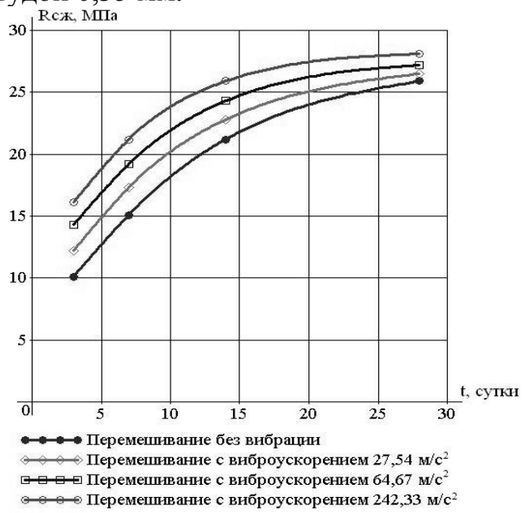


Рис. 4. Зависимость прочности образцов на сжатие от времени твердения (время перемешивания 30 секунд, амплитуда вибрирования 3 мм)

Пользуясь этой же методикой, формовались образцы из смеси, полученной в том же смесителе, но уже при выключенном вибраторе.

Амплитуда и частота вибрации соответствовали: А=1; 2; 3 мм, ω = 95,82; 146,82; 284,21 c^{-1}. Результаты испытаний образцов на прочность представлены на рисунках 2, 3 и 4.

В общем виде результаты испытаний показывают эффективность внедрения вибрации в процесс перемешивания. Это обусловлено значительным снижением времени отвердевания готового бетонного изделия, что дает возможность по истечении 7-14 суток, когда происходит набор 90 % от своей максимальной прочности, рекомендовать к применению по назначению. Сравнительный базовый режим, имеющий только перемешивающий процесс, как показывают результаты, получают 90 % своей прочности только на 20 сутки. Данное преимущество позволит сократить время получения готового изделия, сократить возможные простои в технологическом процессе, кроме того, снижение энергоемкости позволит сократить время приготовления смеси и повысить производительность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Десов, А. Е.** Вибрированный бетон / А. Е. Десов. – М. : Госстройиздат, 1956. – 229 с.

2. **Ефремов, И. М.** Интенсификация процесса и выбор параметров роторно-вибрационного смесителя: дис. … канд. техн. наук / И. М. Ефремов. – Л. : 1985. – 252 с.

3. **Кузьмичев, В. А**. Методы моделирования и проектирования вибрационных смесительных машин: автореф. дис. д-ра техн. наук / В. А. Кузьмичев. – Л. : 1989. – 32 с.

4. **Ахвердов, И. Н.** Влияние виброперемешивания бетонной смеси на деформирование структуры цементного камня / И. Н. Ахвердов // Исследования по бетону и железобетону : сб. – Рига : 1961. – С. 17–26.

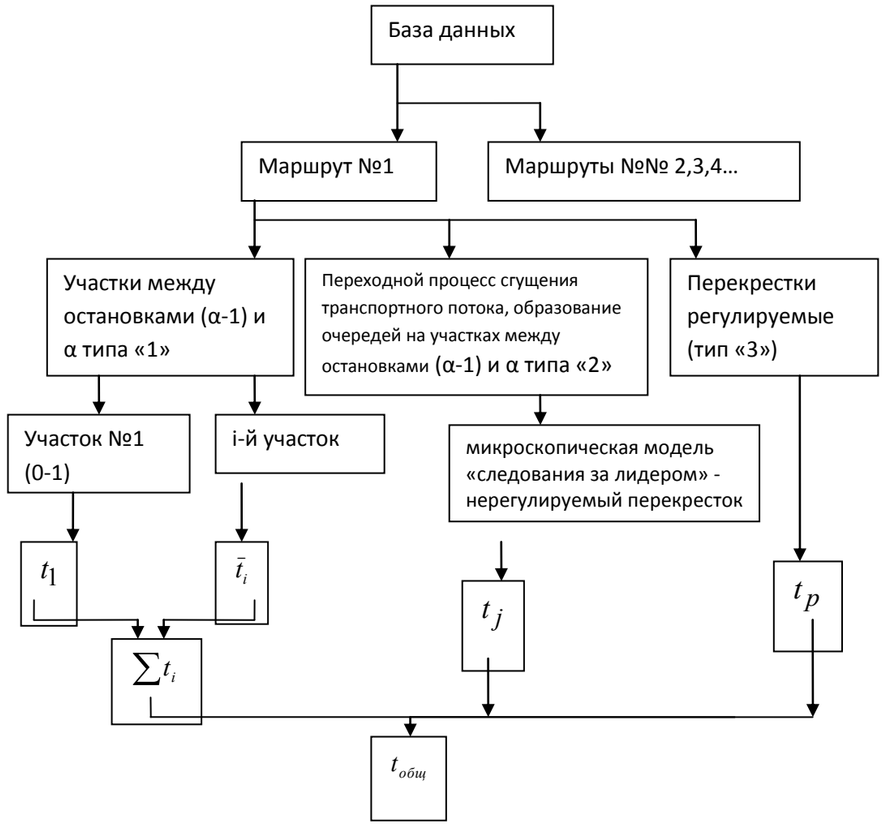


Рис. 2. Алгоритм составления модели маршрута на основе комбинирования макроскопических и микроскопических математических моделей

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Семенов, В. В.** Математическое моделирование транспортных потоков мегаполиса. Препринт № 34. / В. В. Семенов. – Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, 2004.

2. **Иносэ, Х.** Управление дорожным движением / Х. Иносэ, Т. Хамада; под ред. М. Я. Блинкина : пер. с англ. М. : Транспорт, 1983. – 248 с.

3. **Greenberg H.** An analysis of traffic flow / Greenberg H. // Operations Research. – 1959. – Vol. 7 . – P. 79–85.

4. **Chandler, R. E.** at al. Traffic dynamics: Studies in car following / R. E. Chandler // Opreations Research. – 1958. – Vol. 6. – P. 165–185.

5. **Prigogine, I. A.** Boltsman-like approach to the statistical theory of traffic flow / I. A. Prigogine // Theory of Traffic Flow. Ed. Herman R. Amsterdam: Elsevier, 1961.

6. **Chandler, R. E.** at al. Traffic dynamics: Studies in car following / R. E. Chandler // Opreations Research. – 1958. – Vol. 6. – P. 165–185.

7. **Клинковштейн, Г. И.** Организация дорожного движения: учеб. для вузов / Г. И. Клинковштейн, М. Б. Афанасьев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 2001. – 247 с.

В качестве аналитического метода определения времени задержки пересечения транспортными средствами перекрестка может быть принята непрерывная модель [2].

На рис. 1 представлена схема участка типового маршрута движения муниципального пассажирского транспорта.

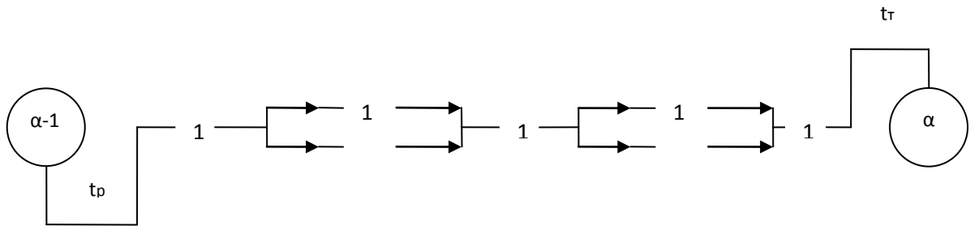


Рис. 1. Схема участка типового маршрута пассажирского транспорта: 1 – участки движения транспортных средств в общем потоке; 2, 3 – пересечения перекрестков, пешеходных переходов в случае изменения скорости и остановки для нерегулируемых и регулируемых участков соответственно; α и (α-1) – остановочные пункты пассажирских транспортных средств; $t_р$ и $t_т$ – время на участках разгона и торможения возле остановок

Наибольшую трудность при моделировании представляют собой границы перехода транспорта между участками, описываемыми разными моделями.

Проблему сохранения единых характеристик движения транспортного средства при переходе между состояниями, которые описываются различными моделями, необходимо решать путем соблюдения условия сохранения информации о параметрах транспортного средства на маршруте.

Задача решается путем комбинирования методов математического моделирования на базе макроскопических и микроскопических моделей.

Алгоритм построения обобщенной модели маршрута следования общественного пассажирского транспорта в отдельно взятом муниципальном образовании представлен на рис. 2.

Общее время прохождения транспортного средства между остановками является суммой расчетных значений t.

Таким образом, даже единственный маршрут при постановке задачи моделирования превращается в сложную дискретно-континуальную систему, для которой основополагающими обстоятельствами является правильный выбор математического аппарата при описании переходов из одного состояния в другое (от континуального, непрерывного транспортного потока к дискретным показателям конкретных транспортных средств и наоборот).

УДК 621.9.047

В. А. Жулай, д-р техн. наук, проф.; Л. Х. Шарипов, канд. техн. наук, проф.; А. В. Скрипченков
ГОУ ВПО «ВОРОНЕЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Воронеж, Россия

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АВТОГРЕЙДЕРА С ДВИГАТЕЛЕМ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

В работе представлена математическая модель автогрейдера, оснащенного двигателем постоянной мощности с визуализацией результатов расчета.

В основе предлагаемой модели лежит методология классической механики. Наибольший интерес представляет движение автогрейдера в горизонтальном направлении с изменяющейся скоростью $v(t)$, а также вращение коленчатого вала двигателя (и связанной с ним трансмиссией и ходовой частью) с изменяющейся частотой $\omega(t)$. Исходя из оценочного характера исследования целесообразно ввести следующие допущения. Расчет сил, действующих на автогрейдер, будем производить в рамках двухмерного приближения в продольно-вертикальной плоскости XOY. При этом положение автогрейдера характеризуется его текущей координатой x, текущий угол поворота коленвала двигателя характеризуется угловой координатой φ.

Рассмотрим схему нагрузок, действующих на автогрейдер с колёсной формулой 1×2×3 при копании грунта (рис. 1). На автогрейдер действуют следующие силы: а) активные – вес автогрейдера G и силы тяги на ведущих колёсах T_1 и T_2; б) реактивные – нормальные реакции грунта на передние R_1 и задние R'_2 и R'_3 колёса, горизонтальная P_1 и вертикальная P_2 составляющие реакции грунта на нож, сила сопротивления качению P_f и сила инерции $M\ddot{x}$.

При вычислении значения функций $M(\omega)$ и $\delta(T)$ используется линейная интерполяция между соседними точками.

Решение системы дифференциальных уравнений производится численным методом - модифицированным методом Эйлера-Коши, который имеет второй порядок точности относительно координаты x и первый порядок точности относительно скорости v [1]. Шаг интегрирования определялся путем его постепенного уменьшения до тех пор, пока результаты моделирования не переставали изменяться. Определенный таким образом шаг составил Δt $3\cdot10^{-4}$ с.

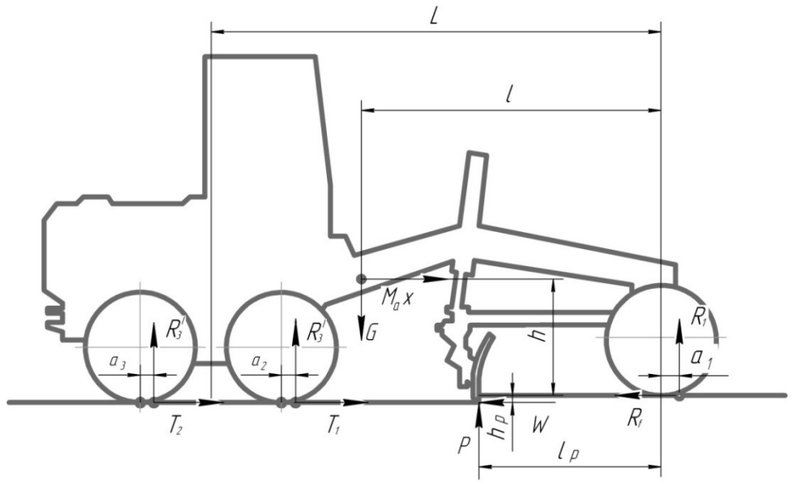


Рис. 1. Схема сил, действующих на автогрейдер

Для удобства исследования модели составлена компьютерная программа (рис. 2) на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7.

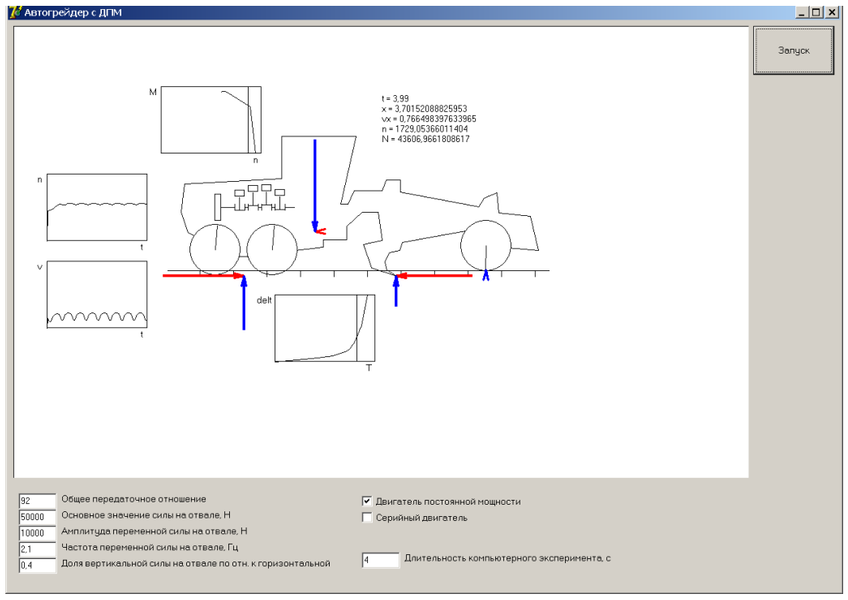


Рис. 2. Изображение, выводимое на экран разработанной программой в процессе расчета

Программа позволяет задавать основные характеристики автогрейдера (передаточное отношение, величину и характер сопротивления на отвале, выбирать тип двигателя) и схематично выводит на экран в процессе расчета изображение механической системы, с силовыми воздействиями, а также результаты расчета – графики $v(t)$ и $\omega(t)$.

где ρ_i – плотность движения на участке i.

При положительном значении скорости ударная волна движется вниз относительно дороги, при отрицательном – вверх (восходящий поток).

Возникновение ударных волн не является обязательным при движении транспортного потока. Ударные волны возникают лишь при определенных обстоятельствах (неустойчивость поведения транспортного потока при незатухающем возмущении скорости).

Макроскопические модели могут имитировать следующие случаи:

– участок дороги без пересечений;

– *регулируемый* перекресток (светофор);

– пешеходный переход, оборудованный светофором;

– перекресток, регулирование движения на котором осуществляется сотрудником государственной инспекции.

Микроскопическими моделями описываются следующие ситуации:

– пешеходный переход без светофора;

– *нерегулируемый* перекресток;

– изменение скорости транспортного средства (дорожный знак, ограничивающий скорость, «лежачий полицейский», подъезд к остановке).

Одной из микроскопических моделей, описывающих локальные ситуации, является модель следования за лидером [4],[5].

Линейная теория следования, впервые введенная Чандлером и Херманом [6] описывает движение пары автомобилей i и (i+1) пространственными координатами xi и xi+1:

$$\ddot{\delta}_{i+1}(t+t_d) = \alpha\left(\dot{x}_i(t) - \dot{x}_{i+1}(t)\right) , \qquad (4)$$

где t_d – время реакции водителя, а $\alpha=1/t_d$ – постоянная, характеризующая «чувствительность» водителя.

В случаях, когда возможна остановка движения, время t определяется как сумма времени движения и времени ожидания: $t=t_{дв} + t_{ожид.}$

Прохождение транспортными средствами отдельных участков движения, связанных с их возможными остановками и изменениями кинематических параметров, описывается математическими моделями вероятностного типа, основанными на теории массового обслуживания.

Так, в частности, движение автомобилей через регулируемый перекресток можно описать при помощи одноканальной системы массового обслуживания, в которой автомобили представляются в виде заявок (пересечение перекрестка).

Вероятность наступления событий pk(t) за интервал времени t может быть выражена в форме закона распределения Пуассона [7]:

$$p_k(t) = \frac{(\lambda t)^k}{k!} e^{-\lambda t} , \qquad (5)$$

где $p_k(t)$ – вероятность проезда через перекресток k-го количества транспортных средств за время t; λ – основной параметр распределения - интенсивность транспортного потока (λ=q).

транспортных потоков в целом на основе моделей-аналогов [1], [2] и микроскопические, описывающие движение отдельных транспортных единиц на основе детерминированных и вероятностных моделей.

При необходимости исследования транспортного потока на участках, где он однороден, и транспортные единицы имеют одинаковые кинематические параметры (между перекрестками, переходами, развязками и т.д.), рекомендуется использовать макроскопические модели, которые представляют транспортный поток как стационарное явление, обладающее общими для всего потока характеристиками (средние скорость, плотность потока и интенсивность движения).

При моделировании движения отдельных транспортных средств (в частности, на регулируемых перекрестках) необходимо учитывать вероятностный характер событий и собственные параметры движения каждого транспортного средства, для чего разрабатываются модели, относящиеся к классу микроскопических.

Гидродинамические модели стали первыми моделями-аналогами, описывающими транспортные потоки [1], [2].

Ключевые характеристики гидродинамических моделей:

– υ – средняя скорость транспортного потока;

– ρ – плотность, то есть количество транспортных средств на единицу длины полосы дороги в каждый конкретный момент времени;

– q – интенсивность потока – количество транспортных средств, проходящих через конкретную точку дороги в единицу времени.

При построении наиболее общей гидродинамической модели Гринберга [3] находится взаимосвязь между параметрами ρ и υ путем преобразований так называемого «закона сохранения количества автомобилей» (по аналогии с гидродинамикой при допущении, что скорость υ в точке x будет определяться лишь плотностью потока ρ в данной точке): υ=υ(ρ (x,t)):

$$\frac{d\rho}{dt}+\frac{dq}{dx}=0\ . \qquad (1)$$

После преобразований выражение (1) примет вид уравнения Эйлера:

$$\frac{d\upsilon}{dt}=-c^2\rho^{-1}\frac{d\rho}{dx}\ , \qquad (2)$$

где c – неотрицательная константа с размерностью скорости.

Явление, при котором транспортному потоку приходится постоянно трогаться с места и останавливаться, описывается теорией так называемых ударных волн в транспортном потоке. Теория ударных волн описывает транспортный поток в целом.

Скорость ударной волны (движущейся границы между соседними участками дороги) [2]:

$$\upsilon=\frac{q_i-q_{i+1}}{\rho_i-\rho_{i+1}}\ , \qquad (3)$$

Результаты типового расчета представлены на рис. 3.

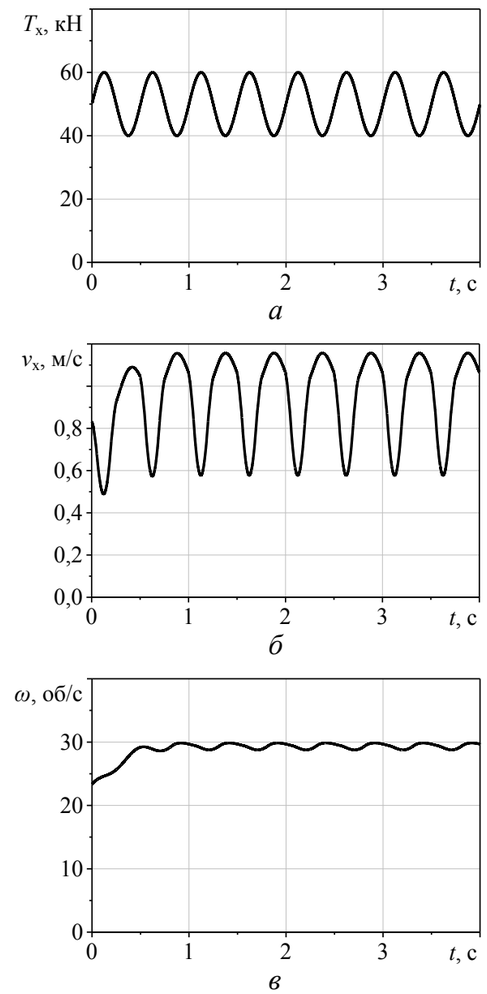


Рис. 3. Временные зависимости горизонтальной силы тяги T_x (*а*), горизонтальной скорости движения грейдера v_x (*б*) и частоты вращения двигателя ω (*в*)

Таким образом, в данной работы составлена физико-математическая модель автогрейдера, оснащенного двигателем с заданной регуляторной характеристикой, позволяющая провести сравнительный анализ автогрейдера с серийным двигателем и ДПМ, и обосновать целесообразность оснащения автогрейдера ДПМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Инженерные расчеты на ЭВМ : справ. пособие / Под ред. В. А. Троицкого. – Л. : Машиностроение, 1979. – 288 с.

УДК 625.768.5

М. Ф. Закиров; В. П. Баранчик, д-р техн. наук, проф.
ФГБОУ ВПО «ИЖЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Ижевск, Россия

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ СНЕГА ПЛУЖНЫМ СНЕГООЧИСТИТЕЛЕМ

Рассмотрена возможность снижения энергоемкости процесса резания снега плужным снегоочистителем, путем создания оптимального по энергоемкости предельного напряженного состояния с наличием растягивающих напряжений в призме волочения, идентифицируемого по доле вертикальной составляющей в общем сопротивлении резанию.

Проблема снижения энергоемкости процесса разрушения снега снегоуборочными машинами может быть решена путем максимально возможного использования низкой сопротивляемости этого материала действию растягивающих напряжений. Тем более, что этому способствуют конусообразные уплотненные ядра из сжатого снега, возникающие при поступательном движении плужного рабочего органа. При движении уплотненного ядра в некоторых точках сжимаемого объема возникают растягивающие напряжения, под действием которых в материале возникают и развиваются трещины в наклонных направлениях, происходит циклическое отделение тел скольжения от массива.

Производительность плужного снегоочистителя определяется объемом горизонтально перемещенного за цикл снега, а количество затраченной энергии зависит также и от вертикального перемещения элементов призмы. Параметры внешнего воздействия на обрабатываемый массив (например, угол резания) можно изменять, с целью минимизации работы силы сопротивления, при сохранении производительности машины. По-видимому, существует оптимальное соотношение между горизонтальной и вертикальной составляющими силы сопротивления, соответствующее минимуму энергоемкости рабочего процесса плужного снегоочистителя. Для получения указанного оптимального соотношения был решен ряд задач, связанных с определением реализуемых при работе снегоочистителя предельных напряженных состояний (ПНС) обрабатываемой среды [1–4].

Существующие методики проектирования снегоочистителей, основанные на использовании постоянного значения удельного сопротивления резанию, получаемого экспериментально, не отражают особенности процесса резания снега и фактические затраты энергии. Сложный характер зависимостей механических свойств снега от многочисленных факторов диктует необходимость нового подхода к выбору режима работы снегоочистителя, основанный на использовании текущей информации о сопротивлении на рабочем органе.

Под действием рабочего органа в точке деформируемого объема возникает некоторое априори неизвестное напряженное состояние, характери-

УДК 656.121.001.57 – 192

М. С. Турпищева, канд. техн. наук, доц.; Е. Р. Нургалиев, канд. техн. наук
ФГОУ ВПО «АСТРАХАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Астрахань, Россия

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАССАЖИРОПОТОКОВ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ

Современное состояние пассажирских перевозок характеризуется множеством неблагоприятных факторов для всех участников движения. Данные факторы вызывают острую необходимость в реорганизации управления транспортными потоками, в частности, системой муниципальных пассажирских перевозок общественным транспортом. Разработанная комбинированная модель позволяет путем соблюдения условий сохранения информации о параметрах движения на предыдущих участках предложить алгоритм построения модели конкретного маршрута муниципального пассажирского транспорта.

Недостаточно эффективная работа системы муниципального пассажирского транспорта, которая наблюдается сегодня во многих крупных городах, зачастую приводит к негативным социально-экономическим последствиям.

Исследование пассажиропотоков неотделимо от изучения транспортных потоков. Средства муниципального пассажирского транспорта являются такими же участниками дорожного движения, как и прочие транспортные единицы, они обладают теми же эмпирическими показателями, их движение описывается аналогичными зависимостями.

Для изучения транспортных потоков используются математические модели [1],[2]:

– модели-аналоги, в которых транспортные потоки рассматриваются с точки зрения подобия другим природным процессам (гидродинамические и газодинамические модели);

– детерминированные – модели, в основе которых лежат явно выраженные функциональные зависимости между параметрами движения, подобные модели охватывают лишь локальные ситуации;

– стохастические (вероятностные) – модели, в которых транспортные потоки представляются как случайные процессы взаимодействия участников дорожного движения, исследуемые на основе теории массового обслуживания.

В зависимости от объекта исследования модели движения транспорта на магистралях делят на макроскопические, описывающие движение

длительным периодом его реализации, уходит в прошлое, а мировое сообщество ищет другие подходы реализации своего развития. Принцип мирового разделения труда и образование межнациональных союзов – вот тот магистральный путь, который является наиболее простым и прогрессивным.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. **Сиваченко, Л. А.** Технологическая концепция современной промышленной революции / Л. А. Сиваченко // Вестник БГТУ им В.Г. Шухова. – 2007. – №1. – С. 94–102.

2. **Сиваченко, Л. А.** Измельчение – основное звено энерготехнологической концепции национальной безопасности / Л. А. Сиваченко // Интерстроймех–2010 : матер. междунар. науч.-техн. конф. – Белгород. – Т.2. – С. 121 – 127.

3. **Сиваченко, Л. А.** Механизм экономии топливно-энергетических ресурсов в строительной промышленности / Л. А. Сиваченко, Т. В. Романькова // Механики XXI веку : матер. V междунар. науч.-техн. конф.– Брянск, 2006, – С. 134–137.

4. Селективное разрушение минералов / В. И. Ревнивцев [и др.]. – М. : Недра, 1988. – 286 с.

5. Постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР от 12 декабря 1985г. №1230.

6. **Сиваченко, Л. А.** Современное технологическое машиностроение. Резервы развития / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2011 – №1. – С. 9–19.

7. **Сиваченко, Л. А**. Современное технологическое машиностроение. Основные положения / Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2010. – №4 – С. 10–20.

зуемое определенным соотношением главных напряжений, для которого известны значения вертикальной $P_в$ и горизонтальной $P_г$ составляющих общего сопротивления резанию R. Углы внешнего и внутреннего трения, согласно принятой гипотезе, изменяются в процессе резания, поэтому меняется и соотношение их составляющих. При этом в каждый момент времени соблюдается соотношение (1), откуда, при постоянном угле резания, можно определить текущее значение угла внешнего трения.

$$\frac{P_в}{P_г} = \mathrm{ctg}(\alpha + \varphi), \qquad (1)$$

где: α – угол резания; φ – угол внешнего трения.

Задача оптимизации параметров режима резания заключается в назначении такого угла резания, соответствующего минимуму силы на рабочем органе при максимуме напряжений растяжения и сдвига, создаваемых на площадке сдвига. Значения составляющих силы сопротивления резанию, при данном угле резания, в каждый момент времени связаны с реакцией среды на площадке сдвига через угол внутреннего трения и давлением призмы. Выходными параметрами искомого оптимального процесса резания являются угол резания и толщина стружки для снега данной плотности. Однако технологически единственно возможным управляющим параметром является только угол резания, так как стружка должна быть срезана за один проход машины, независимо от высоты снежного покрова.

Реализуемые плужным рабочим органом ПНС, представленные в виде предельных кругов Мора, позволяют определить оптимальное, при данном угле внутреннего трения, положение площадки сдвига. Минимум энергоемкости процесса сдвига тела скольжения соответствует минимальному радиусу предельного круга Мора при минимальном угле внутреннего трения. Математическая модель процесса позволяет идентифицировать оптимальное ПНС по составляющим усилия на рабочем органе при данном угле резания. Прямая оценка режима резания должна производиться на основе критериев, определяющих действительные затраты энергии на разрушение и перемещение призмы волочения. Таким критерием является текущее значение удельного сопротивления резанию.

Энергоемкость рабочего процесса плужного снегоочистителя равна в кВт·час/м^3

$$Э = \frac{R \cdot l}{3600 \cdot h \cdot b \cdot l}, \qquad (2)$$

где: l – путь резания; h – толщина стружки; b – ширина отвала.

При постоянной ширине отвала энергоемкость процесса (2) прямо пропорциональна отношению R/h. Поэтому, данное отношение следует считать единственным критерием оптимальности режима резания. Остальные показатели процесса являются косвенными, указывающими лишь близость к оптимуму. Каждому значению R/h отвечает определенное сочетание косвенных показателей оптимальности. Среди косвенных показателей единственным внешним идентификатором режима является величина доли вертикальной составляющей в суммарной силе сопротивления $P_в/R$.

Давление призмы также влияет на величину R/h. С целью оценки диапазона устойчивости оптимального режима, были вычислены величины R/h и соответствующие им значения $P_в/R$, при минимальном и при максимальном давлении призмы. Затем были определены пределы оптимальных

значений $(P_в/R)_{opt}$ и оптимального угла резания α_{opt} (табл. 1).

Табл. 1. Определение оптимальных режимов и диапазонов

h, мм	α, град	Снег γ = 400 кг/м^3		Снег γ = 550 кг/м^3		Оптимальные режимы и диапазоны			
		$\frac{R}{h}$, кН/м	$\frac{P_в}{R}$	$\frac{R}{h}$, кН/м	$\frac{P_в}{R}$	Снег γ = 400 кг/м^3		Снег γ = 550 кг/м^3	
						$\left(\frac{P_в}{R}\right)_{opt}$	α_{opt}, град	$\left(\frac{P_в}{R}\right)_{opt}$	α_{opt}, град
25	35	8,50	0,43	15,26	0,37				
	45	**3,48**	**0,53**	8,95	0,40	0,53÷0,25	45÷55		
	55	4,17	0,25	**7,47**	**0,39**			0,39÷0,25	55÷55
50	35	4,76	0,13	13,15	0,43				
	45	3,38	0,36	9,75	0,27				
	55	**2,95**	**0,29**	**4,44**	**0,39**	0,29÷0,20	55÷45	0,39÷0,43	55÷55
70	35	4,31	0,40	6,33	0,41				
	45	3,27	0,34	**5,40**	**0,34**			0,34÷0,23	45÷35
	55	**3,21**	**0,25**	8,67	0,30	0,25÷0,30	55÷55		

Рассматривая результаты, можно заметить, что минимум $P_в/R$ не всегда соответствует минимуму R/h. Это объясняется тем, что среди влияющих на процесс параметров есть такие, влияние которых взаимно противоположно.

Оптимальные режимы соответствуют $(R/h)_{min}$, а идентифицируются по $P_в/R$. Оптимальные режимы резания и режимы, близкие к оптимальным, приведены на рисунках 1–3.

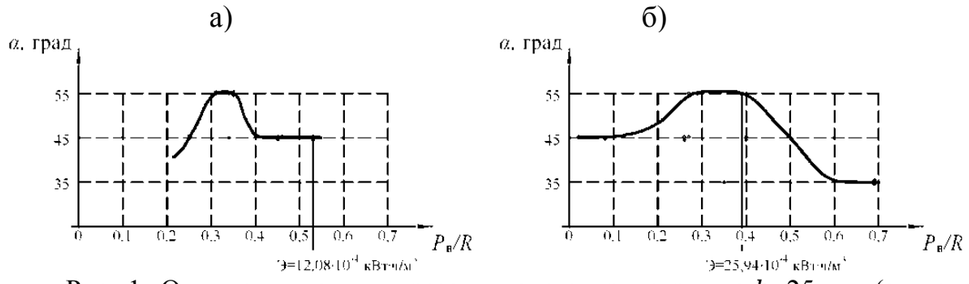


Рис. 1. Оптимальные углы резания снега при стружке h=25 мм (а – снег γ = 400 кг/м^3; б – снег γ = 550 кг/м^3)

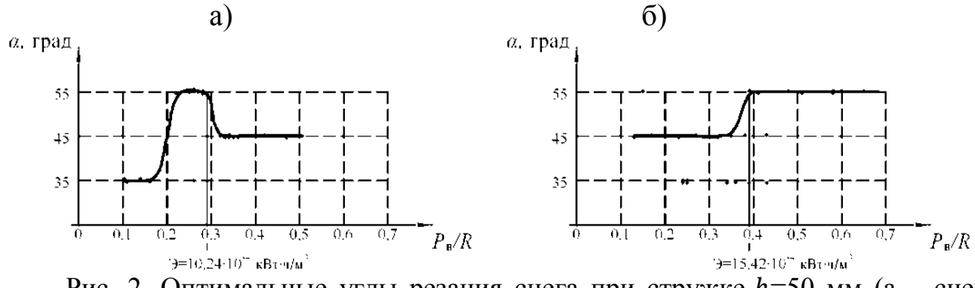


Рис. 2. Оптимальные углы резания снега при стружке h=50 мм (а – снег γ = 400 кг/м^3; б – снег γ = 550 кг/м^3)

оборудование, тот сможет завоевать рынок этой продукции, а это не только шаровые мельницы.

Например, если освоить выпуск только 3000 тысяч машин аналогичного назначения, но более эффективных и менее металлоемких и продавать их по цене 1 млн. $ США за штуку, то годовой объем их реализации составит до 3 млрд. $ США. Это по силам одному крупному машиностроительному предприятию, а по экономическому потенциалу сопоставимо с автотракторной промышленностью Беларуси.

Если к этому добавить возможность производства большого спектра оборудования для многих других технологий, выпуск запасных частей и вспомогательного оборудования, изготовление металлоконструкций, средств управления и контроля, а также выполнение проектных работ, то реальные перспективы здесь являются более чем очевидными.

Полноценный прорыв здесь может быть совершен только на основе самой тесной кооперации. Возможный альянс Россия – Беларусь – Израиль здесь представляется перспективным по целому ряду причин. Во-первых, из трех названных государств ни одно не обладает нужным уровнем технологического машиностроения, правда Россия до 90-х годов имела ряд достаточно хороших производств, но за последние два десятилетия сильно отстала, а то что сейчас ею производится в целом не отвечает современным требованиям. Это, безусловно, является побудительным мотивом. Во-вторых, консерватизм основных производителей технологического оборудования, основанный на нежелании потерять свои прибыли при освоении новой продукции, что предопределяет реальные возможности продаж новых изделий по всему миру практически без ограничений, в-третьих, наличие необходимых условий в наших странах по созданию принципиально новых образцов техники и совершенствованию технологий.

Создание новых видов оборудования и технологических комплексов уже немыслимо без использования новейших достижений науки, применения систем автоматизированного проектирования, привлечения в качестве исполнителей ведущих ученых и специалистов, а выполнение этих работ возможно только на базе крупных компаний или научно-производственных центров.

Технологическое машиностроение является востребованным направлением, имеет огромные перспективы в реализации продукции и характеризуется сравнительно небольшой конкуренцией на данном этапе развития. Анализ состояния мировой экономики показывает, что прогрессивные потрясения в этой сфере неизбежны. Для СССР это индустриализация 30х годов и космос в 50–60 годы, для Беларуси – становление отрасли автомобиле – и тракторостроения, для Израиля – развитие сферы производства средств вооружения. Теперь такой подход, связанный с большой концентрацией ресурсов для одной страны и

Табл. 2. Показатели затрат и возможной экономии при проведении дезинтеграторных технологий

Показатели	Беларусь		Россия	
	Затраты	Возможная экономия	Затраты	Возможная экономия
Расход электроэнергии млрд., кВт*ч	2	1	40	20
Стоимость электроэнергии, млн. $ США	240	120	4800	2400
Затраты на ремонт, млн. $ США	240	120	4800	2400
Капитальные затраты, млн. $ США	80	53,4	1600	1068
Технологическое тепло: количество, млн. т. усл. т. стоимость, млн. $ США	0,15 56,4	0,05 18,8	3,0 1128	1,0 376
Суммарные затраты на процессы дезинтеграции, млн. $ США	616,4	312,2	12328	6244
Суммарные затраты на процессы в электрическом эквиваленте, млрд. $ ША	5,137	2,601	102,733	52,033
Удельные затраты на переработку 1т.: стоимость, млн. $ США электроэнергия приведения, кВт*ч	6,164 51,33	3,122 26,02	6,164 51,37	3,086 25,71
Удельные затраты на 1 жителя в год: стоимость, млн. $ США электроэнергия, кВт*ч	63,49 528,7	32,19 286,0	86,3 719,18	43,2 359,94

Самой несовершенной технологической машиной, но имеющей наибольшее использование в циклах переработки сырьевых материалов, является шаровая мельница. Крупнейшей в мире является шаровая мельница с диаметром барабана 12 и длиной 40 м. В неё загружается 1500 т мелющих тел (шаров) и приводится во вращение это “чудище” двигателем мощностью 30000 кВт. Очевидно, что это уже технологический тупик.

В мире эксплуатируется только в крупнотоннажных производствах около 100000 шаровых мельниц производительностью 40–150 т в час и мощностью двигателя 1000–3000 кВт. Среднюю стоимость таких агрегатов можно оценить, по меньшей мере, в 2–3 млн $ США. Вывод при этом напрашивается сам собой. Кто первым создаст более эффективное

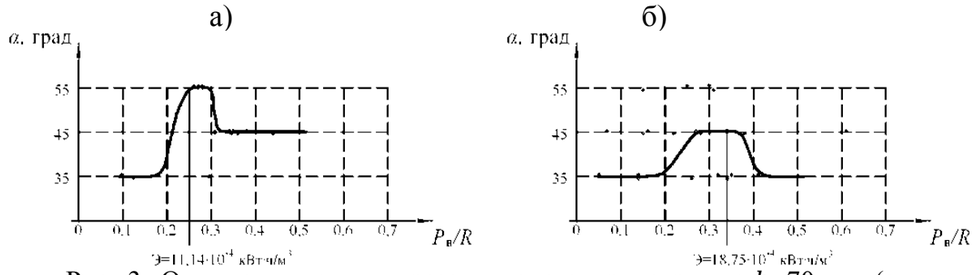


Рис. 3. Оптимальные углы резания снега при стружке h=70 мм (а – снег γ = 400 кг/м^3; б – снег γ = 550 кг/м^3)

Для сравнения вычислены энергоемкость и коэффициент сопротивления резанию при оптимальных режимах (табл. 2). Видим, что снижение $k_{рез}$ и энергоемкости на оптимальных режимах составляет для снега γ = 400 кг/м^3 1,83÷2,17 раз, а для снега γ = 550 кг/м^3 2,68÷4,50 раз. При работе снегоуборщика значения $P_в/R$ непрерывно меняются. Ломаные линии на рисунках 1-3 являются законом оптимального управления углом резания по возмущению $P_в/R$ для данного вида и состояния снега.

Табл. 2. Энергоемкость и коэффициент сопротивления резанию снега при оптимальных режимах

h, мм	R, Н	$\left(\frac{R}{h}\right)_{min}$, кН/м	$\left(\frac{P_в}{R}\right)_{opt}$	$Э \cdot 10^{-4}$, кВт·час/м^3	$k_{рез}^{opt}$, кПа	$k_{рез}$, кПа [5]
Снег γ = 400 кг/м^3						
25	87,13	3,48	0,53	12,08	4,36	8
50	147,44	2,95	0,29	10,24	3,69	
70	224,93	3,21	0,25	11,14	4,02	
Снег γ = 550 кг/м^3						
25	186,85	7,47	0,39	25,94	9,34	25
50	222,31	4,44	0,39	15,42	5,56	
70	378,05	5,40	0,34	18,75	6,75	

В результате проведенного исследования, открываются новые возможности для снижения энергоемкости рабочего процесса плужного снегоочистителя путем оптимального управления рабочим органом, на основе использования созданной базы данных о предельных состояниях снега.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баранчик, В. П.** Напряженно-деформированное состояние снега при взаимодействии с отвальным рабочим органом / В. П. Баранчик, М. Ф. Закиров // Интерстроймех – 2009 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Бишкек : КГУСТА, 2009. – С. 105–106.

2. **Баранчик, В. П.** Исследования сопротивления резанию снега малогабаритным плужным снегоочистителем / В. П. Баранчик, М. Ф. Закиров // Механизация строительства. – 2009. – № 11. – С. 16–18.

3. **Закиров, М. Ф.** Исследование предельного напряженного состояния снега / М. Ф. Закиров // Проблемы эксплуатации систем транспорта : материалы всерос. науч.-практ. конф. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2009. – С. 99–101.

4. **Закиров М.Ф.** Оптимальное управление и автоматизация процесса резания снега плужным снегоочистителем / М. Ф. Закиров, В. П. Баранчик // Интерстроймех–2010 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Белгород : БГТУ, 2010. – Т.1. – С. 168–171.

5. **Шалман, Д. А.** Снегоочистители / Д. А. Шалман. – Л. : Машиностроение, 1973. – 216 с.

УДК 621. 879. 3: 534. 8

С. А. Зеньков, канд. техн. наук, доц.; А. С. Козик; М. С. Банщиков
ФГБОУ ВПО «БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Братск, Россия

ВЫСОКОЧАСТОТНЫЙ СПОСОБ СНИЖЕНИЯ АДГЕЗИИ ГРУНТОВ К РАБОЧИМ ОРГАНАМ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

В статье приведены результаты экспериментальных исследований применения высокочастотного воздействия на адгезию грунта к рабочим органам землеройных машин, в том числе при отрицательной температуре.

При разработке влажных связных грунтов (особенно при отрицательной температуре) налипание и намерзание грунта на рабочие органы существенно снижает производительность машин. Снижение производительности происходит из-за уменьшения полезной вместимости ковшей и за счет неполной разгрузки, из-за роста как лобового сопротивления при резании (копании) в результате прилипания влажного грунта к рабочему органу, так и сопротивления входа в ковш, а также увеличения простоев машин вследствие необходимости очистки рабочих органов.

Существует четыре группы методов устранения адгезии грунтов к поверхностям рабочих органов землеройных машин [1]: методы создания на границе контакта промежуточного слоя, методы способствующие ослаблению адгезионных связей за счет внешнего (интенсифицирующего) воздействия, конструктивно-технологические методы, комбинированные методы. По характеру и принципу действия методы и средства для борьбы с прилипанием и примерзанием грунтов к рабочим органам землеройных машин можно разделить на профилактические средства (предотвращение адгезии) и средства для очистки ковша (восстановление эвакуирующей способности грунта).

Данная работа направлена на исследование возможности применения высокочастотного (16 кГц) воздействия для борьбы с адгезией грунтов к рабочим органам землеройных машин. Для проведения экспериментов в качестве источника высокочастотного воздействия был взят магнитострикционный преобразователь ПМ2-4/16. Так как магнитострикционный преобразователь при работе имеет температуру нагрева до 90 ^{o}С, то его применение относится к группе комбинированных методов устранения адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин.

Основные технические характеристики ПМ2-4/16: потребляемая мощность – 4,0 кВт, напряжение питания – 360 ± 80 В, рабочая частота – 15,8…16 кГц, масса – 25,5 кг, габаритные размеры 534х230х203 мм.

Для преобразования электрической энергии промышленной частоты в электрическую энергию ультразвуковой частоты и питания магнитострикционного преобразователя был использован генератор ультразвуковой УЗГ 3-4 (рис. 1).

Технические характеристики ультразвукового генератора УЗГ 3-4: выходная мощность – 4,0 ±30 % кВт, выходное напряжение - 360 ±80 В, регулируемые частоты – 16±7,5 % и 22 ±7,5 % кГц, КПД – 75 %, питание от сети трехфазного тока, напряжением – 380 В, частотой – 50 Гц, габаритные размеры - 660х590х1425 мм, масса – 230 кг.

проблема обусловлена чрезвычайно низкой эффективностью используемого для этого оборудования и технологий. Попытаемся определить приоритеты и дать им соответствующую оценку.

Доминирующая часть промышленной переработки материалов, составляющая по объему энергопотребления более 90 %, основана на методах механического и теплового воздействия на обрабатываемую среду. Для простоты восприятия рассмотрим только технологические системы с механическим принципом действия их базовых агрегатов.

Межотраслевой анализ промышленного производства показывает, что самой массовой и энергоемкой операцией здесь является измельчение, осуществляемое в агрегатах различной конструкции и которое для удобства восприятия можно объединить под единым определением – дезинтеграторное [4]. Перечень основных показателей дезинтеграторных технологий, приведенный на основании работы [6] в табл. 1, показывает насколько велика их доля в общем балансе производственных издержек.

Табл. 1. Основные показатели дезинтеграторных технологий

Показатели	Страна		
	Беларусь	Россия	Мировое производство
Объем переработки, млрд т в год	0,1	2,0	50–60
Энергозатраты на процесс, млрд $кВт \cdot ч$	2	40	1200
Топливный эквивалент, млн т.у.т.	0,7 – 0,8	14-16	350–400
Расход мелющих тел, млн т	0,07	1,5	25–30
Стоимость мелющих тел, млрд. дол. США	0,06	1,5	25–30
Среднедушевое потребление энергии, $кВт \cdot ч$ в год	200	260–280	180

Кроме оцененных издержек при проведении дезинтеграторных переделов имеются другие огромные затраты, суммарно превышающие технологические: мелющие тела, технологическое и коммунальное тепло, строительные, ремонтные, восстановительные и проектные работы, вспомогательное оборудование, транспортные операции и ряд других.

В табл. 2 приведены показатели затрат и возможностей экономии при проведении дезинтеграторных технологий [7]. Их анализ показывает, что перевооружение промышленности в этой сфере позволяет по приведенным показателям экономить в Беларуси около 7 % всей потребляемой электроэнергии.

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко, д-р техн. наук, проф.; Д. М. Хононов, канд. техн. наук
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Университет ТЕХНИОН
Могилев, Беларусь; Хайфа, Израиль

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ – НАУКОЕМКАЯ И ВЫСОКОЭФФЕКТИВНАЯ СФЕРА МЕЖДУНАРОДНОГО СОТРУДНИЧЕСТВА

Изложены основные положения по формированию новой отрасли – технологического машиностроения. Показаны реальные возможности и перспективы развития этого направления. Авторы предлагают организацию проектов создания новых видов оборудования специалистами трех стран: Беларуси, Израиля и России.

Современный уровень развития машиностроения можно охарактеризовать следующим образом: тем что производится, тем как производится, тем как продается и тем как эксплуатируется. Мировое машиностроение является многоплановым и структурно включает в себя различные отрасли: автомобилестроение, станкостроение, судостроение и ряд других. Сложившаяся структура не в полной мере охватывает весь спектр производимой продукции и, что особенно важно, возможностей и перспектив развития.

В работах [1–5] дана развернутая характеристика самых значимых затрат в промышленности, связанных с комплексной переработкой сырья и материалов, и предложено выделить отрасль машиностроения, связанную с производством оборудования для этих целей, как самостоятельную, и дать ей определение – технологическое машиностроение.

Главным резервом является совершенствование тех производств, на которых осуществляется комплексная переработка веществ и получаются продукты, используемые для технических и бытовых потребностей. Это цементные и горно-обогатительные комбинаты, кирпичные и силикатные заводы, комплексы по производству химического сырья, удобрений, стройматериалов и изделий, бумаги, композиционных и наноразмерных структур, твердого топлива, продуктов питания, регенерации промышленных и бытовых отходов и т.д. Сейчас на эти цели расходуется до 50–55 % всей вырабатываемой электроэнергии и 35–38 % всех остальных видов энергоресурсов [3].

Значимость приведенных показателей состоит не столько в их величинах, сколько в выявлении той доли снижения издержек, которые могут дать мероприятия по энерго- и ресурсосбережению. Данная

Рис. 1. Ультразвуковой генератор УЗГ 3-4

Для оценки эффективности использования магнитострикционного преобразователя ПМ2-4/16 были проведены эксперименты на стенде сдвигового типа (рис. 2). Стенд состоит из рамы 4, на которой расположены лебедка 6, блоки 5, магнитострикционный преобразователь ПМ2-4/16, металлическое кольцо с грунтом 1, датчик 3 измерения усилия сдвига грунта с поверхности преобразователя ПМ2-4/16.

Эксперименты проводились при различной температуре окружающей среды, для испытания был взят грунт: суглинок дисперсный, связный, влажность грунта 20 %, давление прижатия грунта к поверхности преобразователя ПМ2-4/16 – 10 кПа, время контакта грунта с поверхностью 10 мин, температура грунта в момент соприкосновения с поверхностью преобразователя –5 °С.

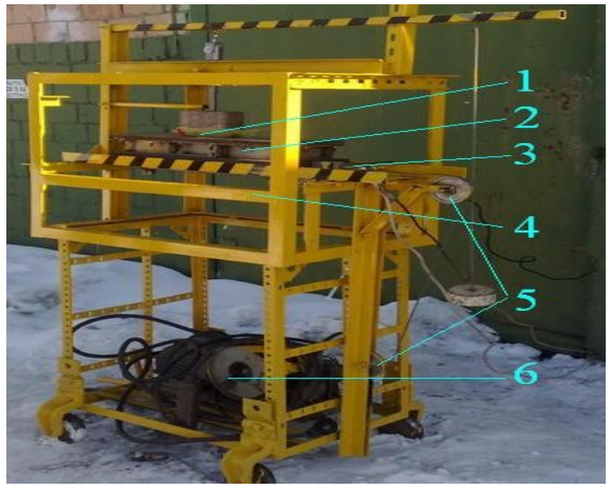


Рис. 2. Стенд сдвигового типа

На рис. 3 представлены зависимости температуры нагрева магнитострикционного преобразователя от продолжительности его работы при различных температурах окружающей среды (1, 2, 3, 4, 5 – температуры окружающей среды 15 °С, 5 °С, -5 °С, -15 °С, -25 °С соответственно). Время нагрева преобразователя до температуры 80 °С в зависимости от температуры окружающей среды составляет 8–11 минут.

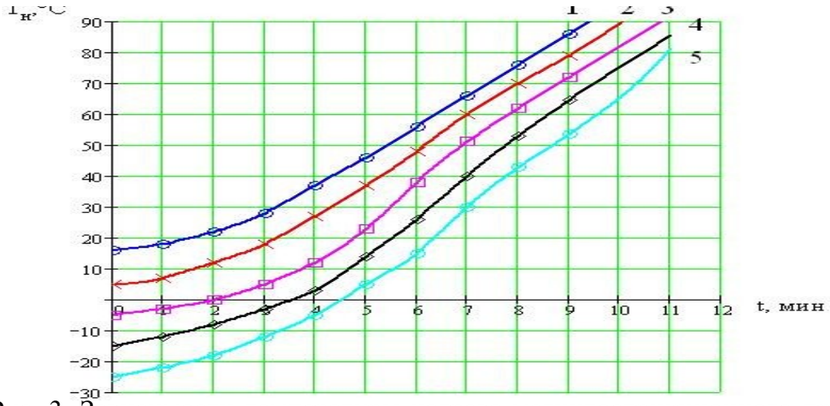


Рис. 3. Зависимости температуры нагрева магнитострикционного преобразователя от продолжительности его работы

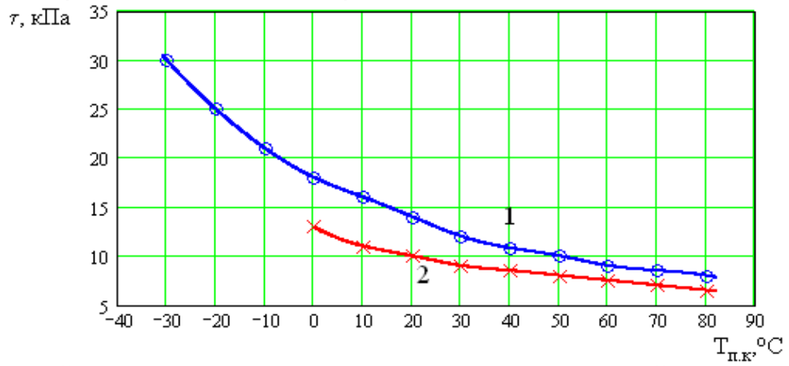


Рис. 4. Зависимости изменения касательных напряжений сдвига грунта по поверхности стали от изменения температуры поверхности контакта (1 – нагрев ЭНГЛ-1 24В; 2 – комбинированное воздействие от ПМ2-4/16)

Использование магнитострикционного преобразователя позволяет снизить адгезию грунтов к рабочим органам землеройных машин за счет теплового и высокочастотного вибрационного воздействий поверхности контакта. По сравнению с тепловым воздействием [2, 3] гибких ленточных электронагревательных элементов (ЭНГЛ-1), использование магнитострикционного преобразователя ПМ2-4/16, при температуре поверхности контакта от 0 °С до 80 °С, позволяет снизить напряжения сдвига на 15–35 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Зеньков, С. А.** Определение рациональных параметров оборудования интенсифицирующего действия к ковшам экскаваторов для снижения адгезии грунтов при отрицательных температурах: дис. … канд. техн. наук: / С. А. Зеньков. – М.: МАДИ, 1990. – 246 с.

2. **Зеньков, С. А.** Применение гибких нагревательных ленточных элементов для снижения адгезии грунтов к ковшам экскаваторов / С. А. Зеньков, В. В. Курмашев, О. Ю. Красавин // Проблемы механики современных машин: материалы четвертой междунар. конф. / ВСГТУ. – Улан-Удэ, 2009. – Т. 4. – 204 с.

3. **Нечаев, А. Н.** Применение гибких нагревательных элементов для снижения адгезии грунта к рабочим органам СДМ / А. Н. Нечаев, В. В. Жидовкин, О. Ю. Красавин // Молодая мысль: наука, технологии, инновации. – 2010. – С. 154–158.

представляет собой постоянное запоминающее устройство, в котором содержится код разрешения доступа к перепрограммированию цифрового вычислительного блока 1, выполнен съемным и устанавливается во внешний разъем цифрового вычислительного блока 1.

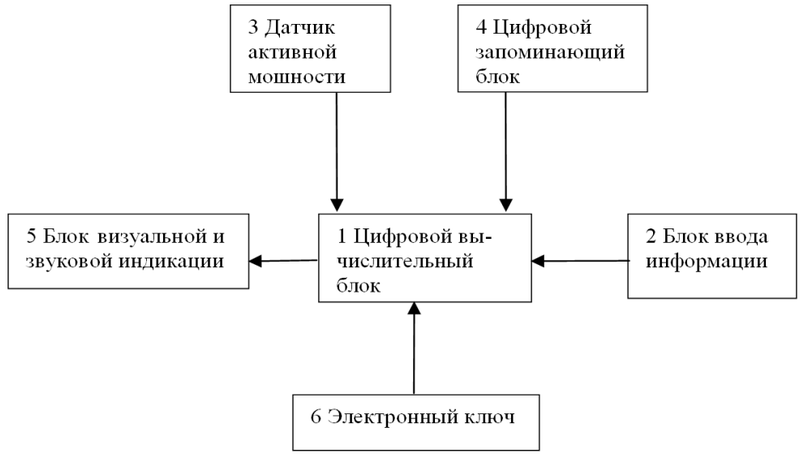


Рис. 3. Устройство контроля величины тормозного момента

В процессе эксплуатации контроль тормозного устройства осуществляется по величине тормозного момента, который, в свою очередь, определяется по активной потребляемой мощности приводного электродвигателя и сохраненной в памяти прибора зависимости (рис. 1). Данное устройство позволяет контролировать тормозной момент электрической лебедки по величине потребляемой активной мощности электродвигателя. Указанный способ позволяет судить об исправности тормоза в целом и тем самым предупреждать возможные инциденты, аварии и возможные трагические последствия связанные с отказом тормозного устройства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров, М. П.** Тормозные устройства: справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, М. В. Новожилов; под общ. ред. М. П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1985. – 312 с.

2. **Орлов, Ю. А.** Математическая модель механизма подъема крана мостового типа / Ю. А. Орлов, Д. Ю. Орлов, Д. П. Столяров: сб. науч. тр. Вып. 3. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2008. – С. 42–48.

3. **Пат. 2354604 RU, МПК B 66 C 23/90, B 66 C13/16.** Способ ограничения грузоподъемности крана мостового типа / Д. П. Столяров, Ю. А. Орлов, Д. Ю. Орлов, Г. И. Однокопылов, И. Г. Однокопылов. – № 2007141135; заявл. 06.11.2007; опубл. 10.05.2008.

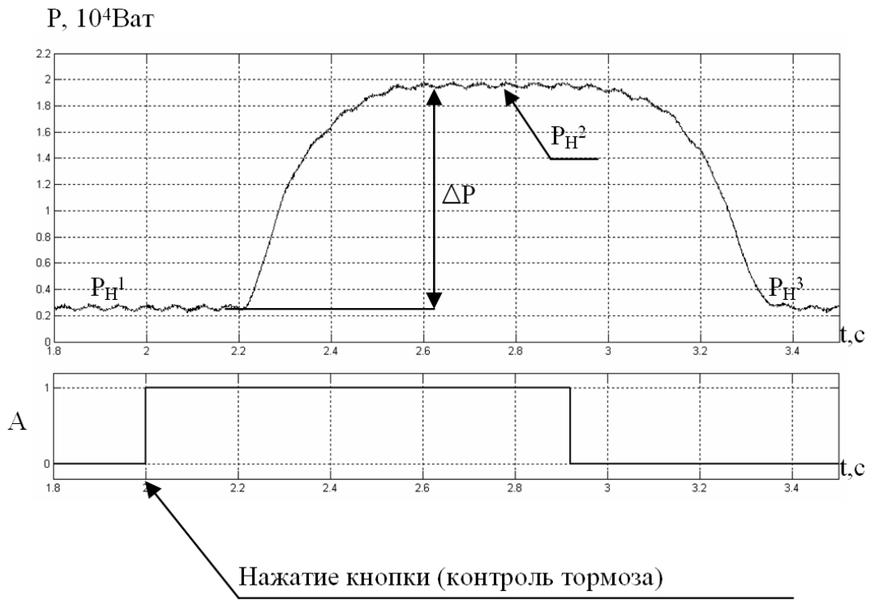


Рис. 2. Осциллограмма с датчика активной потребляемой мощности Р при работе механизма подъема и логический сигнал А замыкания тормозного устройства

Затем происходит сравнение $P_н^3$ и $P_н^1$для того чтобы удостоверится, что значение мощностей при разомкнутом состоянии одинаково (если значения мощностей не равны например, в следствии изменения нагрузки во время контроля тормозного устройства, то нужно произвести измерение повторно). Далее определяют разницу мощностей $P_н^2$ - $P_н^1$=$\Delta P_н$. Значение $\Delta P_н$ сохраняется для определения исправности тормозного устройства.

Предложенный способ может быть осуществлен с помощью устройства контроля величины тормозного момента, где цифровой вычислительный блок 1 связан с соответствующими выходами блока ввода информации 2 и датчика активной мощности 3, установленного в электросиловом щите или блоке лебедки. Центральный вычислительный блок 1 соединён также с цифровым запоминающим блоком 4, с блоком визуальной и звуковой индикации 5 и с электронным ключом 6 (рис.3).

В качестве цифрового вычислительного блока 1 может быть выбран однокристальный микроконтроллер типа AT89C2051 с тактовой частотой 4 МГц. Блок ввода информации 2 представлен кнопкой «контроль тормоза». Датчик активной мощности 3 может быть выполнен на интегральной микросхеме типа UA01ПС1Г, а цифровой запоминающий блок 4 может быть представлен в виде FLASH памяти. Блок визуальной и звуковой индикации 5 представляет собой цифровой индикатор, на котором отображается величина тормозного момента, звуковая индикация осуществляется за счет динамика или зуммера. Электронный ключ 6

УДК 621.879.4:624.139

П. А. Иванников, канд. техн. наук, доц.
ГОУ ВПО «ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Томск, Россия

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПЛОЩАДИ ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗКИ ДЛЯ ОТДЕЛЕНИЯ БЛОКА ГРУНТА ОТ МЕЖЩЕЛЕВОГО ЦЕЛИКА

В статье представлены результаты исследований по определению площади приложения нагрузки для выделения блока грунта от межщелевого целика.

Проведение аварийно-восстановительных работ на инженерных коммуникациях в зимний период времени связан с необходимостью проведения работ в сжатые сроки, зачастую в стесненных условиях городской застройки.

С целью повышения эффективности проведения указанных выше работ на каф. СДМ ТГАСУ разработан комбинированный рабочий орган, включающий щелерезную машину и силовое устройство для отделения блока грунта от межщелевого целика [1]. Силовое устройство размещается в траншее 140 мм шириной и может развивать усилие 200…300 кН. Одной из проблем является определение площади контакта устройства, позволяющего откалывать блок по граням защемления. Проведены лабораторные и полевые эксперименты, позволяющие определять коэффициент контактной выносливости грунта в зависимости от прочности грунта.

Работоспособность устройств для скалывания блоков мерзлого грунта напрямую зависит от площади поверхности, к которой прикладывается сосредоточенная нагрузка. Величина поверхности нагрузочной площадки влияет, с одной стороны, на возможность отделения блока грунта, с другой, на энергоемкость процесса отделения. Блок грунта отделяется от межщелевого целика по граням защемления, если, при приложении разрушающей нагрузки, площадка не внедряется в грунт.

Эффективность работы устройств может быть нулевой, если разрушение будет происходить под нагрузочной площадкой без отделения блока грунта от массива.

Величина нагрузочной площадки должна быть такой, чтобы отделение блока при приложении к нему нагрузки, происходило по граням защемления. Площадь поверхности приложения нагрузки будет определяться прочностью грунта под площадкой и величиной прилагаемой нагрузки. Поскольку прочность грунта по высоте забоя не остается постоянной величиной, то необходимо учесть эти изменения.

С целью решения поставленной задачи были проведены лабораторные и полевые эксперименты на суглинках и песках. В лабораторных экспериментах нагрузочные площадки представляли собой в сечении круг, прямоугольник и выпуклую цилиндрическую поверхность. Оценка в экспериментах проводилась по наличию пластических деформаций под нагрузочной площадкой и величине контактного напряжения. Величина контактного напряжения находилась по известному значению усилия скалывания и площади поверхности контакта. Выбор, принятых выше поверхностей, нагрузочных площадок объясняется возможностью применения различных силовых устройств для разрушения блоками мерзлого грунта .

Для удобства сравнения полевого и лабораторного эксперимента, а так же для практического применения коэффициента контактной прочности, прочность грунта переведена в прочность по *C*, определяемую динамическим плотномером ДорНИИ.

Пользуясь корреляционной зависимостью [2, 3] между $\sigma_{сж}$ и прочностью по ударнику ДорНИИ «С», определен коэффициент контактной выносливости

$$\kappa_к = q / C \ .$$

Исследования проводились на суглинистых и песчаных грунтах с отрицательной температурой в интервале $t = -3...-7\ ^0\ C$ [4].

Эксперименты, проведенные на суглинке и песчаных грунтах, показывают, что отпечаток остается при значении коэффициента контактной выносливости $к_к \geq 12{,}7...18$, при этом кусок грунта отделяется по граням защемления от блока. Объяснением внедрения поверхностей может служить то, что до некоторого момента времени контактные напряжения превышают предельные значения выносливости грунта, а при дальнейшем продвижении под площадкой происходит образование ядра уплотнения. Образование ядра уплотнения приводит к увеличению площади, по которой распределяются напряжения от прикладываемой нагрузки, при этом увеличивается сопротивление продвижению площадки в грунт. Если сопротивление продвижению площадки в грунт становятся больше усилия необходимого для отделения блока, то происходит разрушение по граням защемления. Внедрение нагрузочной площадки в грунт приводит к увеличению энергетических затрат, необходимых для отделения блока грунта от массива. Исходя из этого, значение коэффициента контактной прочности необходимо выбирать таким, чтобы обеспечить поверхностную целостность грунта под нагрузочной площадкой.

Анализируя лабораторные эксперименты можно сказать следующее, что для отделения блока грунта по граням защемления необходимо иметь коэффициент контактной выносливости $к_к \leq 14$.

Исследования, проведенные в полевых условиях, позволили получить статистические данные по контактной прочности грунта. Эксперименты проводились на суглинистых грунтах с $t = -5{,}5\ ^0C$, влажностью

затрачивается на преодоление тормозного момента, и сравнить полученное значение мощности с соответствующим значением при номинальном тормозном моменте или определить сравниваемую величину (ΔP) по заранее построенной зависимости. Построить такую зависимость возможно по двум точкам, при разомкнутом тормозе $M_т=0$, $\Delta P=0$ и при номинальном тормозном моменте $M_т=M_т^н$, $\Delta P=\Delta P_н$, где $M_т$ – значение тормозного момента контролируемого устройства, ΔP – разность значений активных мощностей электродвигателя при замкнутом и разомкнутом состояниях контролируемого тормозного устройства, $M_т^н$ – значение номинального тормозного момента, а $\Delta P_н$ – разность значений потребляемых активных мощностей электродвигателя лебедки при замкнутом и, разомкнутом состояниях исправного тормозного устройства (рис.1).

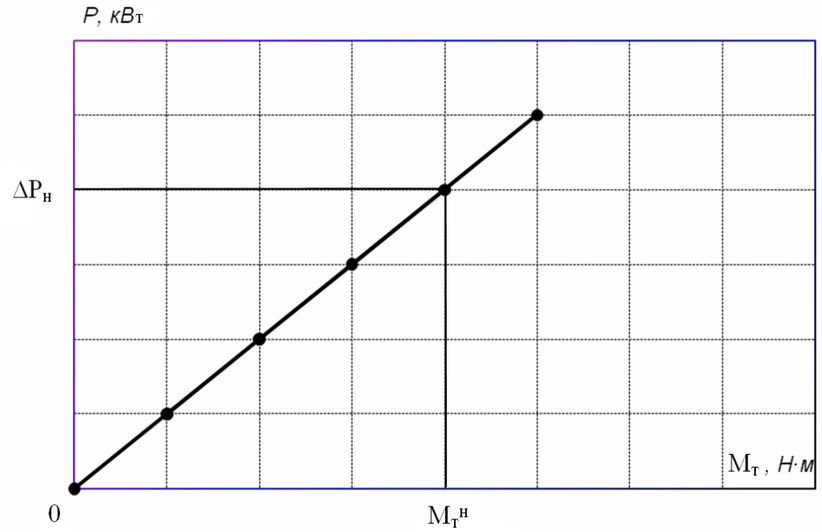


Рис. 1. Зависимость $\Delta P=f(M_т)$ электропривода

Данная зависимость будет храниться в памяти прибора, а процесс построения этой зависимости условно назвать процессом «Обучения».

Для выделения мощности затрачиваемой на преодоление тормозного момента следует произвести ряд действий. Во время работы лебедки с постоянной нагрузкой сначала измеряют потребляемую активную мощность с разомкнутым исправным тормозным устройством $P_н^1$, а затем кратковременно замыкают тормоз и измеряют потребляемую активную мощность электродвигателя $P_н^2$. После этого тормозное устройство размыкают и вновь измеряют величину потребляемой активной мощности электродвигателя $P_н^3$ (рис.2).

УДК 621.874

Ю. А. Орлов, канд. техн. наук, доц.; Д. Ю. Орлов, канд. техн. наук, доц.; Д. П. Столяров, канд. техн. наук; Р. Н. Кахиев
ГОУ ВПО «ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Томск, Россия

КОНТРОЛЬ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЛЕБЕДКАХ

Рассмотрен способ контроля состояния тормозного устройства лебедки по рабочим характеристикам приводного электродвигателя и устройство для его реализации.

В электрических лебедках одним из важнейших элементов является тормоз. Ненормальная работа или его отказ может привести к авариям и несчастным случаям.

В электрических лебедках применяются нормально замкнутые: колодочные, ленточные, конусные и дисковые тормоза [1]. Как правило, их состояние проверяют по положению тормозных колодок, лент или дисков (в зависимости от вида тормоза). А также по степени износа фрикционных накладок, целостности и натяжению приводных пружинных пакетов тормоза и другими критериями. Надлежащие состояние элементов тормоза и правильная его настройка не всегда обеспечивают необходимый тормозной момент (например, при попадании масла на фрикционные поверхности). В процессе эксплуатации происходит износ трущихся элементов, возможно появление различных дефектов, которые незаметны для оператора машины и тем самым тормоз может не обеспечить необходимый тормозной момент, что может привести к аварийным ситуациям. В связи с вышесказанным, решение задачи оперативного контроля тормозного момента весьма актуальна.

На основании исследований, проведенных при помощи математической модели привода лебедки [2], адекватность которой подтверждена экспериментами на натурном образце подъемной установки, показана возможность и целесообразность использования способа оперативного контроля тормозного устройства по рабочим параметрам приводного электродвигателя.

Известно, что величина активной мощности потребляемой из электросети зависит от момента на валу электродвигателя [3]. При замкнутом тормозном устройстве одной из составляющей данного момента является тормозной момент. Для осуществления контроля тормозного момента достаточно определить долю мощности, которая

ω=25...28% и поверхностной прочностью грунта по C= 176 и C= 179, что соответствовало $\sigma_{сж}$= 5,29...5,39 МПа. В эксперименте фиксировались, ширина отделяемого блока B, глубина прорезаемой траншеи H, усилие отделения грунта P, при известной точке установки силового устройства по глубине траншеи. Координата установки силового устройства определяется соотношением B/h. По значениям усилия отделения блока и площади опорной поверхности силового устройства F определялась величина контактного давления на грунт q. По соотношению между контактным давлением и прочностью грунта по показателю С вычислялся коэффициент контактной выносливости. Первые четыре эксперимента соответствовали глубине прорезаемой траншеи H = 1,2 м, а пятый и шестой H = 0,8 м. Во всех экспериментах фиксировалось наличие отпечатка под нагрузочной площадкой и внедрение ее в грунт. Результаты полевых испытаний показывают, что при значениях коэффициента контактной выносливости $\kappa_к \leq 10$ не наблюдается внедрение нагрузочной площадки в поверхность блока грунта, а при больших значениях просматривается явная деформация.

Величина коэффициента контактной выносливости зависит не только от величины контактного давления q, но и от координаты установки силового устройства по глубине траншеи H. Объясняется это тем, что $\sigma_{сж}$ на дневной поверхности грунта может быть в 1,5...2,0 раза выше, чем на исследуемых глубинах. В тоже время, приложение нагрузки на расстоянии от поверхности грунта $H_c < 0,4$ м, при наличии снежно-ледяной корки толщиной до 0,1..0,2 м, приводило к выкалыванию грунта в сторону дневной поверхности. Выкалывание грунта в сторону дневной поверхности грунта чаще всего наблюдалось при скалывании блоков с глубиной траншеи H = 0,7...0,8 м.

Анализируя результаты лабораторного и полевого эксперимента можно сказать следующее:

– для нормальной работы силового устройства, обеспечивающего скалывание блоков мерзлого грунта, значение коэффициента контактной выносливости следует принимать $\kappa_к$= 10…14;

– величина нагрузочной площадки должна рассчитываться через контактное давление, которое определяется выражением

$$q = \kappa_к \times C.$$

Величину коэффициента контактной выносливости для суглинистых грунтов следует принимать $\kappa_к$ =10.

Значение коэффициента выносливости для песков следует принимать $\kappa_к$ =14, при этом поверхность нагрузочной площадки будет меньше чем для суглинков.

Величина поверхности приложения нагрузки при отделении блока грунта будет зависеть не только от прочности грунта, но и от координаты заложения силового устройства по глубине траншеи. Зависимости распре-

делений прочности по слою промерзания, найденные ранее, позволяют определить величину нагрузочной площадки относительно координаты установки силового устройства по глубине траншеи *H*.

Величина площади поверхности нагрузочной площадки, с учетом координат установки силового устройства и значения коэффициента контактной прочности, определяется следующим образом

$$F = P/k_к\, C_{i,}\ ,$$

где F – величина площади поверхности приложения сосредоточенной силы; $k_к$ – коэффициент контактной прочности; C_i – прочность грунта под нагрузочной площадкой на глубине H_i; P–усилие, необходимое для отделения блока мерзлого грунта.

С учетом распределения прочности по глубине траншеи приведенное выше выражение примет вид

$$F = P/\ k_к\, [C_0 - \alpha_c\, H^{0,.5}],$$

где C_0 – прочность на дневной поверхности грунта; α_c – коэффициент характеризующий интенсивность изменения прочности по глубине слоя промерзания грунта или глубине траншеи *H*.

Исследования по определению допустимого значения контактного давления, прикладываемого к мерзлому грунту, позволили найти зависимость для определения площади приложения сосредоточенной нагрузки при отделении блока грунта. Величина площади приложения сосредоточенной нагрузки зависит от усилия, прикладываемого к блоку, глубины заложения ее по высоте траншеи, прочности на поверхности грунта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **А. с. 1469051 СССР, МКИ^5 Е 02 F 5/30** Скалывающее устройство. / Ф. Ф. Кириллов, П. А. Иванников, А. В. Ковалев (СССР). № 4082176/29-0, заявл. 13.05.86; опубл. 30.03.89, Бюл. № 12. – 4 с.

2. **Зеленин, А. Н.** Основы разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин. – М. : Машиностроение, 1968. – 375 с.

3. **Цытович, Н. А.** Механика мерзлых грунтов / Н. А. Цытович. – М. : Высш. шк., 1973. – 243 с.

4. **Кириллов, Ф. Ф.** Экспериментальные исследования разрушения межщелевых целиков мерзлого грунта / Ф. Ф Кириллов**,** А. В. Ковалев, П. А. Иванников; Томск.инж.строит.ин-т.-Томск, 1986. – 20 с. Библиогр.: 3 назв. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭстроймаше 07. 03. 86, № 51– сд – 86.

В комплекс входят: производственные настилы; слипформер; аспиратор для бетона; многофункциональная вагонетка; автоматический плоттер (разметочное устройство); универсальная распиловочная машина; пила для свежего бетона.

Технические характеристики и преимущества, изготавливаемых изделий

1. Высокие прочностные характеристики.

2. Высокая точность габаритных размеров.

3. Возможность изготовления различных типоразмеров по длине с любым шагом.

4. Возможность изготовления косых торцов изделий (возможно производить рез под любым углом).

5. Возможность формирования отверстий в перекрытиях для пропуска вентиляционных и санитарно-технических блоков за счет применения укороченных плит, а также выполнение этих отверстий стандартной ширины и положения в плане при формовании изделий.

6. Технология производства обеспечивает строгое соблюдение заданных геометрических параметров.

7. Расчетная равномерно распределенная нагрузка без учета собственной массы для всей номенклатуры от 40 до 200 МПа.

Использование такого технологического процесса позволяет:

– обеспечить повышенную несущую способность плит перекрытий (так как армирование осуществляется предварительно напряженной арматурой);

– обеспечить высокую плоскостность верхней поверхности за счет принудительного заглаживания поверхности плит;

– обеспечить строгое соблюдение заданных геометрических параметров;

– выпускать плиты с высокими прочностными характеристиками за счет принудительного уплотнения нижнего и верхнего слоев бетона и т.д.

Авторами были рассмотрены современные технологические линии для производства плит перекрытий. Эти технологии отвечают большинству требованиям, предъявляемым к современному производству ЖБИ. Следовательно, являются перспективными, т.е. их использование позволяет предприятиям КПД, ЖБК и т.д. быть конкурентоспособными и в полной мере удовлетворять потребности заказчика.

– велики эксплуатационные расходы. Жесткая бетонная смесь абразивна, что приводит к изнашиванию шнеков;

– экструзионное оборудование рассчитано на цемент и инертные материалы только высшего качества (как правило, марки М500);

– ограничена номенклатура изделий. Экструзия не предназначена для формования балок, колонн, ригелей, столбов и других изделий малого сечения [1].

Метод вибропрессования

Метод вибропрессования оптимален для изготовления любых изделий с высотой не более 500 мм. Формующая машина оснащена вибраторами для уплотнения бетонной смеси. Она надежна и долговечна, не содержит быстроизнашивающихся частей. Номенклатура выпускаемых изделий разнообразна, с равным успехом производятся плиты пустотного настила, ребристые плиты, балки, ригели, столбы, опускные сваи, перемычки и т.д. Важное достоинство формующей машины ее неприхотливость к качеству сырья и связанная с этим экономичность. Высокое качество изделий достигается при использовании цемента марки 400, песка и щебня среднего качества.

Производственный цикл безопалубочного формования содержит следующие операции: очистку и смазку формовочной дорожки, раскладку арматуры, натяжение арматуры, приготовление бетонной смеси, формовку изделий, тепловую обработку, снятие напряжения с арматуры, разрезание изделий на отрезки заданной длины, вывоз готовых изделий (рис. 2).

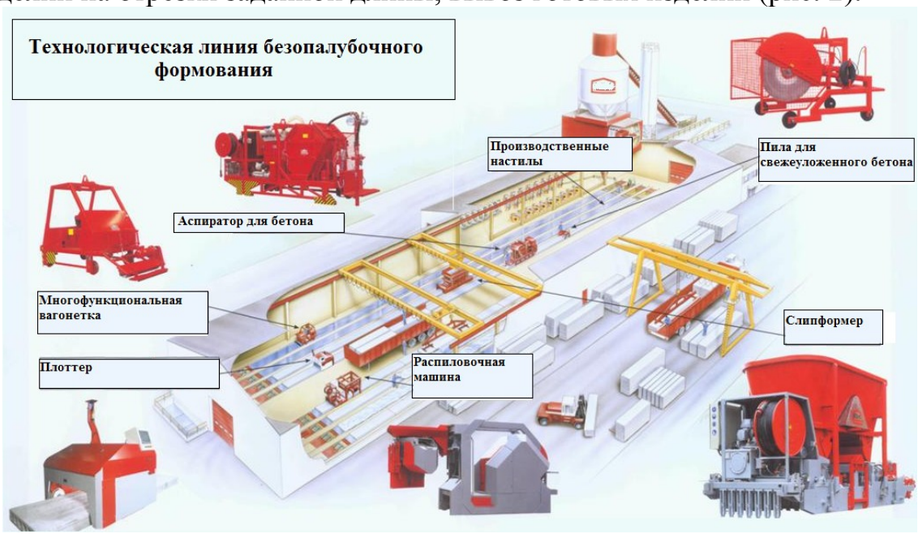


Рис. 2. Технологическая линия производства преднапряженных пустотных плит перекрытий

УДК 621.86

В. С. Исаков, д-р техн. наук, проф.; А. А. Арсенян; А. В. Ерейский, канд. техн. наук
ГОУ ВПО «ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» (НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»
Новочеркасск, Россия

О ПРИМЕНЕНИИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ И ЭНЕРГОНАКОПИТЕЛЬНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ В СТРОИТЕЛЬНЫХ, ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ

В статье анализируется развитие инерционных энергосберегающих и энергонакопительных тормозных и тягово-тормозных устройств, обосновывается их применение в строительных, грузоподъемных и транспортирующих машинах.

Повышение эффективности работы строительных, грузоподъемных и транспортирующих машин предполагает постоянное совершенствование конструкций рабочих органов и вспомогательного оборудования, снижение металлоемкости и энергопотребления при сохранении тенденции роста энергонасыщенности основных технологических операций. В связи с этим, ставятся вопросы, во-первых, о рациональном использовании энергетических ресурсов машины, во-вторых, о комплексном применении энергосберегающих и энергонакопительных систем.

По первому вопросу следует отметить создание приводов и исполнительных органов на основе адаптивных и индифферентных механизмов. Адаптивные позволяют регулировать энергопотребление в зависимости от внешних усилий. Индифферентные предполагают невосприимчивость к величине реакции замыкающей связи, что позволяет в ряде случаев, не вызывая перегрузки двигателя, значительно повысить нагрузку в рабочей зоне.

Второй вопрос связан с использованием кинетической или потенциальной энергии самих строительных, грузоподъемных и транспортирующих машин, их тандемно-сочлененных агрегатов, поворотных частей, массы поднятого груза или составных элементов. Наиболее распространенное направление – создание инерционных тормозных или тягово-тормозных средств. К примеру, перевод двигателей в генераторный режим с рекуперацией энергии в электроконтактную сеть. Возможен перевод кинетической энергии транспортного средства в кинетическую энергию маховика, с дальнейшим ее использованием при трогании и движении, или в потенциальную энергию пружины, гидропневмоаккумулятора и т.п. Инерционный

принцип торможения предполагалось использовать для шахтного подъема, железнодорожного транспорта, погрузочных машин, автомобильных прицепов и т.д.

Одни из первых исследований инерционного способа торможения в нашей стране осуществлены Б. Г. Горбачевым, А. С. Банком, Г. И. Солодом, В. Г. Шориным, которые провели испытания вагонетки, оборудованной обгонной муфтой, внешней обоймой которой является бандаж колеса. Внутренняя обойма имеет тормоз, приводимый в действие системой рычагов от силы сжатия сцепного устройства. Усовершенствованные устройства были предложены и исследованы В.С. Берсеневым, И.С. Пачиковым и другими.

В ЮРГТУ (НПИ) принцип инерционного торможения применительно к шахтному подъему проанализировал А. А. Быстров; обширные исследования под руководством Г. П. Ксюнина выполнялись по созданию профилированных тупиковых упоров, использующих перевод кинетической энергии в потенциальную; гидравлические устройства для шахтных вагонеток создали и исследовали О. П. Иванов, В. Д. Ерейский, В. С. Исаков; ряд конструктивных решений тягово-тормозных инерционных систем для поворотных механизмов экскаваторов предложен Г. М. Водяником, А. Н. Дровниковым, А. И. Бутовым. В последние годы на кафедре «Строительные, дорожные и коммунальные машины» проведены теоретические и экспериментальные исследования тягово-тормозных устройств применительно к мостовым кранам, экскаваторам, прицепным машинам и агрегатам. Исследования и опытные образцы показали высокую работоспособность и эффективность.

Однако инерционные тормозные системы, использующие кинетическую энергию машины или ее отдельных подвижных агрегатов для формирования тормозной силы, накапливания энергии и ее последующего использования, не нашли широкого применения. Такое положение складывается по ряду причин: в связи с малой изученностью процессов передачи энергии от тормоза к накопителю и от накопителя к потребителю, особенно при создании комплексных энергосберегающих систем, в связи с использованием в конструкциях замкнутых кинематических контуров с переменным напряжением и переменной структурой, в связи с определенными проблемам создания надежных накопителей энергии. Несмотря на названные проблемы, дальнейшее изучение и внедрение энергосберегающих и энергонакопительных тормозных систем является весьма актуальным и значимым для совершенствования строительных, грузоподъемных и транспортных машин.

Метод не получил широкого распространения, так как установка чрезвычайно сложна как в эксплуатации, так и в обслуживании.

Метод экструзии

Технологический процесс состоит из нескольких последовательных этапов.

1. Предварительно, специальная машина для чистки дорожек очищает металлопокрытие, а затем смазывает дорожки маслом.

2. Натягиваются арматурные канаты, которые используются для армирования, создается напряжение.

3. Затем начинается движение экструдера 1 (рис. 1), который оставляет за собой полосу отформованного железобетона 2 (рис. 1).

Бетонная смесь в экструдере шнеками нагнетается через отверстия формообразующей оснастки в направлении, противоположном движению машины. Формование идет по горизонтали и формующая машина как бы отталкивается от готового изделия. Тем самым обеспечивается равномерное по высоте уплотнение, благодаря чему экструзия незаменима при формовании крупногабаритных изделий с высотой больше 500 мм.

4. Затем изделие проходит тепловую обработку – накрывается теплоизоляционным материалом, а снизу подогревается сам стенд.

5. После того, как бетон набрал необходимую прочность, плиту режут на проектную длину алмазной пилой с лазерным прицелом, предварительно сняв напряжение.

6. После распиловки пустотные плиты снимаются с производственной линии при помощи подъемных захватов.

Рис. 1. Экструдер

Технология позволяет изготавливать плиты на 5–10 % легче традиционных. Обеспечиваемое шнеками высокое уплотнение бетонной смеси дает возможность экономить около 20 кг цемента на каждом кубометре смеси.

Кроме преимуществ технология имеет существенные недостатки:

УДК 624.01

П. Д. Капырин; Е. С. Романова; М. А. Степанов, канд. техн. наук, проф.
ФГБОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Москва, Россия

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЛИНИИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПЛИТ ПЕРЕКРЫТИЙ

Рассматриваются современные технологические линии для производства плит перекрытий методом безопалубочного формования. Разобран технологический процесс, состав линии, указаны достоинства и недостатки различных методов.

В настоящее время залогом успеха предприятия по производству ЖБИ служит выпуск широкой номенклатуры изделий. Следовательно, современное предприятие, завод, комбинат нуждается в автоматизированных технологических линиях, легко переналаживаемом оборудовании, универсальных машинах, применении энергосберегающих и энергоэффективных технологий.

Технологии производства железобетонных изделий и конструкций можно разделить на традиционные (конвейерная, агрегатно-поточная, кассетная) и современные, среди которых особое место занимает непрерывное безопалубочное формование.

Безопалубочное формование, как технология, была разработана во времена Советского Союза и носила название «технология комбайн-настил». Сегодня технология востребована в России, она, с каждым опытом эксплуатации, совершенствуется нашими специалистами, при этом используется опыт зарубежных компаний.

Технологический процесс метода безопалубочного формования заключается в следующем: изделия формуются на подогреваемом металлическом полу (около 60 ºС), армируются, предварительно напряженной высокопрочной проволокой или прядями. Формующая машина перемещается по рельсам, оставляя за собой непрерывную ленту формованного железобетона.

Известны три метода непрерывного безопалубочного формования: вибропрессование, экструзия и трамбование.

Метод трамбования

Суть метода трамбования заключается в следующем: формующая машина передвигается по рельсам, при этом уплотнение бетонной смеси в формующей установке осуществляется специальными молоточками.

УДК 627.927

В. С. Исаков, д-р техн. наук, проф.; М. Г. Тигранян; О. В. Исакова, канд. соц. наук
ГОУ ВПО «ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»
Новочеркасск, Россия

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НАПРЯЖЕННЫХ ЗАМКНУТЫХ КОНТУРОВ В КОНСТРУКЦИЯХ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Обоснована актуальность разработки теории и методов расчета напряженных замкнутых контуров с целью их эффективного применения в конструкциях подъемно-транспортных и строительных машин.

Наметившаяся тенденция широкого применения новых высокопрочных материалов в практике проектирования строительных и подъемно-транспортных машин предполагает снижение веса металлоемкости при сохранении или увеличении прочности металлоконструкции. Однако повышение прочности, в основном, не сопровождается адекватным повышением жесткости, за счет чего увеличивается амплитуда колебаний, снижается выносливость и точность позиционирования, создается психологический дискомфорт и т.д.

В связи с этим, в конструкциях многих технологических машин используются конструкции с напряженными замкнутыми контурами. С точки зрения структуры, такие контуры могут образовывать относительно неподвижные системы, с определенными допущениями они могут быть названы статическими, и подвижные, образующие кинематические цепи, каждое звено которой входит не менее чем в две кинематические пары.

В общем случае конструктивно замыкание контура можно производить силовым или геометрическим способом. Геометрические связи накладывают ограничения на относительное движение звеньев. Силовое замыкание может быть как постоянным (длительным или непрерывным), так и переменным (изменяемым по определенному закону). Некоторые исследователи, например, С. Н. Кожевников, А. И. Соловьев, О. Г. Озол, А. Н. Дровников, С. Н. Кузнецов и другие говорят о структурных, кинематических и динамических связях, распространяя эти понятия на устройства, создающие напряжения в замкнутых контурах.

Одно из характерных для подъемно-транспортных и строительных машин направлений использования напряженных замкнутых контуров – металлоконструкции мостовых кранов и ленточных конвейеров, которым придается предварительное напряжение.

Такие системы имеют, в основном, постоянное предварительное напряжение или изменяемое в определенном диапазоне в зависимости от положения или величины основной нагрузки. Натяжные устройства могут быть механическими, гидравлическими, электромагнитными и т.д. Управляющие системы в своей основе содержат распределенные датчики, гидравлические регуляторы с опорой на промежуточный или основной канат, механические, рычажно-зубчатые и пружинные механизмы.

За счет перераспределения напряжений в конструкциях мостовых кранов может быть достигнуто существенное снижение металлоемкости и повышение точности позиционирования. Сложность при проектировании обусловлена изменяемой длиной каната, жесткостью моста и каната, характером груза, скоростью подъема и рядом других факторов, включая быстродействие и динамические характеристики натяжного устройства. Замыкающая связь может быть адаптивной или индифферентной, что также сказывается на функционировании всей системы. Анализ технических решений позволяет сделать вывод о достаточно широком и эффективном применении напряженных замкнутых контуров в системах разгрузки металлоконструкций, а также о перспективности применения устройств, обеспечивающих автоматическое регулирование величины нагружения.

Теоретические вопросы, связанные с использованием замкнутых кинематических контуров, обладающих подвижностью, разработаны С. Н. Кожевниковым, Н. С. Воробьевым, А. С. Антоновым, И. А. Болотовским и другими. В ряде случаев, перераспределение силового фактора в параллельных звеньях обуславливает быстрый износ и поломки механизмов. Вопросам учета такого качества замкнутых кинематических контуров посвящены работы Е. А. Чудакова, Д. Л. Рябинова, К. Д. Шабанова и многих других.

Значительное число авторов ссылается на использование напряженных замкнутых кинематических контуров в испытательных стендах, на трение и износ, в системах с активной выборкой зазоров, т.е. в приводах тяжелых технологических машин, работающих при резкопеременных нагрузках и в режимах систематического реверсирования привода под нагрузкой. Аналогичные решения встречаются в тормозных устройствах, мельницах и смесителях.

В то же время, применение механизмов с напряженными замкнутыми кинематическими контурами в технологических машинах ограничено статической неопределимостью, перераспределением нагрузок между элементами машин в процессе работы, отсутствием инженерных методик их синтеза для функциональных механизмов в соответствии со спецификой возможных технологических процессов, что ставит целый ряд задач для дальнейших исследований.

Рис. 2.Зависимости деформаций от числа гармоник разложения

Кривые 1, 2, 3, 4 на рис. 2 соответствуют удержанию в разложении 25, 100, 400 и 16 первых гармоник. Видно, что общий характер изменения деформаций при различном числе удерживаемых гармоник примерно одинаковый, а максимальные значения деформаций при различном числе гармоник отличаются друг от друга не более чем на 3 %. Отсюда следует, что при проведении расчетов максимальных напряжений, возникающих на поверхности пластины, достаточно ограничиться 16–25 первыми гармониками.

Полученное решение пригодно и для анализа взаимодействия инструмента с двухслойной пластиной. Для этого необходимо двухслойную пластину привести к однослойной по методике, изложенной в работе [3]. При этом в формулах приведенных выше, необходимо массу, динамическую жесткость пластины и коэффициент Пуассона заменить приведенными значениями этих параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Еремьянц, В. Э.** К задаче о продольном ударе по стержню, опирающемуся на пластину / В. Э. Еремьянц, Л. Т. Панова, А. А. Слепнев // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2007. – № 4. − С. 58−63.

2. **Бидерман, В. Л.** Прикладная теория механических колебаний. / В. Л. Бидерман. – М. : Высш. шк., 1980. − 480 с.

3. **Королев, В. И.** Упругопластические деформации оболочек / В. И. Королев. – М. : Машиностроение, 1971. – 304 с.

$$I_{ij} = \frac{B_0}{a}\left\{\left[\exp(-ha\tau_2)\left(D_{1ij}\sin\lambda a\tau_2 + D_{2ij}\cos\lambda a\tau_2 + \frac{2\overline{\omega}_{ij}}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\exp(-ga\tau_2)\right)\times\right.\right.$$

$$\cos\omega_{ij}(t-\tau_2) - \left(D_{2ij}\sin\lambda a\tau_2 - D_{1ij}\cos\lambda a\tau_2 - \frac{2s}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\exp(-ga\tau_2)\right)\times$$

$$\left.\sin\omega_{ij}(t-\tau_2)\right] - \left(D_{3ij} - \frac{2s}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\right)\sin\omega_{ij}t - \left(D_{2ij} - \frac{2\overline{\omega}_{ij}}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\right)\cos\omega_{ij}t\right\},$$

где

$$D_{1ij} = \frac{\lambda h - g(\lambda-\overline{\omega}_{ij})}{2\lambda H_{3ij}} - \frac{\lambda h - g(\lambda+\overline{\omega}_{ij})}{2\lambda H_{4ij}},$$

$$D_{2ij} = \frac{gh + \lambda(\lambda-\overline{\omega}_{ij})}{2\lambda H_{3ij}} - \frac{gh + \lambda(\lambda+\overline{\omega}_{ij})}{2\lambda H_{4ij}},$$

$$D_{3ij} = \frac{\lambda h - g(\lambda-\overline{\omega}_{ij})}{2\lambda H_{3ij}} + \frac{\lambda h - g(\lambda+\overline{\omega}_{ij})}{2\lambda H_{4ij}},$$

$$\overline{\omega}_{ij} = \frac{\omega_{ij}}{a},\ \ H_{3ij} = h^2 + (\lambda-\overline{\omega}_{ij})^2,\ \ H_{4ij} = h^2 + (\lambda+\overline{\omega}_{ij})^2.$$

Определив прогиб пластины, можно найти деформации и напряжения на её поверхности вдоль осей x и *y* по формулам:

$$\varepsilon_x = -z\frac{\partial^2 w}{\partial x^2},\quad \varepsilon_y = -z\frac{\partial^2 w}{\partial y^2},$$

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_x + \mu\varepsilon_y),\ \ \sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_y + \mu\varepsilon_x),$$

где $z = \pm\,\delta/2$.

Для оценки влияния числа учитываемых гармоник в разложении (5) на результаты расчета построены графики изменения во времени деформации поверхности квадратной пластины толщиной 8 мм с длиной сторон 0,6 м в точках с координатами x = 161мм, y = 0, и x = 0, y = 161мм. Края пластины x = ± 0,3 м защемлены, а края y = ± 0,3 м свободные. Остальные исходные данные следующие: масса бойка 1 кг, радиус сферы его ударной поверхности 55 мм; диаметр инструмента 28 мм, радиус опорного торца инструмента 45 мм. Плотность материала элементов системы 7850 кг/м^3, модуль упругости равен $20{,}4\cdot10^{10}$ Па.

Полученные результаты показаны на рис. 2, где по оси ординат отложены значения деформаций, а по оси абсцисс – значения времени в относительных единицах $t/\Delta\tau$, где $\Delta\tau$ – длительность шага по оси времени, равная 10 мкс.

УДК 69.003:007:681.518.2

Ф. К. Клашанов, канд. техн. наук, доц.
ФГБОУ «МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Москва, Россия

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ НА БАЗЕ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА

Данная статья посвящена анализу применения системного подхода к методологии проектирования средств механизации строительства.

Традиционной целью проектирования принято считать создание нового изделия, более совершенного, чем существующие, или его модификации, обладающие улучшенными параметрами. Видимо, формально неточным определением цели проектирования можно объяснить наличие множества изделий с маловарьированными параметрами, отсутствие изделий типоразмеров максимального спроса, а также то, что новые изделия не всегда обеспечивают оптимальную эффективность средств, затраченных на производство и эксплуатацию. Прежде всего, за основу проектирования принято: техника должна быть безопасной для окружающей среды и персонала – это необходимое условие проектирования (создания) новой техники. Только при этих условиях средства механизации имеют право на жизнь. Следующее условие – это надежное выполнение требуемых потребительских функций, которые и идентифицируют данный вид (класс) средств механизации строительства. Тщательный анализ некоторых конструкторских решений показал, что их эффективность можно значительно повысить при системном подходе к задаче проектирования. Для выявления сути системного подхода необходимо определить некоторые понятия, прежде всего понятие – системы.

Системой условимся называть совокупность функционально взаимно увязанных механизмов, элементов деталей, предназначенных для выполнения всего множества работ или услуг, определенных на уровне решения однотипных задач строительной технологии. Примеры систем – каждый элемент из множества строительной техники. Элементом, например, является экскаватор, как землеройная машина. Отсюда следует, что понятие системы отождествляют с совокупностью технических средств и производственного персонала. Любой из перечисленных систем и многим другим присуща комплексность организации производства.

Главной целью функционально-физического анализа (ФФА) является выявление по определенным правилам различных видов продуктивных знаний, позволяющих определять требования к строительной технике и давать

соответствующие конструктивно-технологические решения. Овладение методикой проведения ФФА, как инструментария оперирования продуктивными знаниями, позволяет значительно повысить эффективность проектирования. Этот вид функционального анализа начал разрабатываться в 70-е годы в результате работ, параллельно проводившихся в Германии (работы профессора Р. Коллера) и в СССР (работы профессора А. И. Половинкина). В 1994 году на основе работ выдающихся специалистов в области профессионального творчества (Г. С. Альтшуллера, Г. Я. Буша, А. И. Половинкина) профессором В. В. Поповым была разработана системная методология проектной деятельности, которая охватывает основные этапы проектирования. В качестве инструментария, используемого на этих этапах, выступают малоизвестные эвристические стратегии, тактики и методы проектирования, способы преодоления психологических барьеров мышления, законы и закономерности развития технологий и техники, методы выявления и разрешения противоречий в технических системах (ТС), систематизации функций и потребительских свойств ТС и др.

Принципиальным отличием подхода, разработанного В.В.Поповым, является его изначальная ориентация на компьютерную реализацию. Информационный и методический инструментарий инновационной деятельности представляется в виде так называемых продуктивных знаний (знаний, способствующих порождению новых знаний). Применяемая при этом формализация позволяет использовать базы продуктивных знаний в компьютерных средствах поддержки инновационной деятельности. Конструирование машин является областью инженерной деятельности, наиболее сложной для автоматизации. Разработка теории и методов автоматизации конструирования находится еще в начальной стадии. Автоматизированы главным образом различные вычислительные операции, связанные с конструированием. Задачей автоматизации проектирования является создание комплексных автоматизированных систем подготовки производства в машиностроении, выполняющих кроме расчета выбор наиболее рациональных технологических и конструкторских решений, компоновку машин из составляющих их элементов, подбор этих элементов, технологическое проектирование, выдачу проектной документации в готовом виде и т. п.

Формирование информационного обеспечения процесса проектирования, построенного в соответствии с системной методологией проектной деятельности, происходит при проведении функционально-физического анализа ТС, методика которого предполагает следующую последовательность действий: дать алгоритм описания ТС (с указанием источников информации), схему ТС; выявить главную, основные, вспомогательные, вредные и нейтральные функции; сформировать функционально-логическую структуру ТС; выявить и описать реализуемые критерии эффективности (потребительские свойства) ТС, характеризующие меру ее полезности. Применение ФФА позволяет повысить качество проектных

$$P_2(t) = -B_0 \exp(-hat)\left[\frac{g}{\lambda}\sin\lambda at - \cos\lambda at + \exp(-gat)\right], \qquad (4)$$

а длительность их действия по приближенной формуле

$$\tau_2 = \frac{\pi + arctg(\lambda/g)}{a\lambda},$$

где

$$B_0 = \frac{2bc_1V_0}{aH_1}, \qquad b = \frac{c_2}{ES}, \qquad H_1 = \lambda^2 + g^2, \quad g = s - h,$$

$$s = b(1+\chi\nu^2), \;\; \nu = \frac{d}{\delta}, \;\; \chi = \frac{\pi\sqrt{3(1-\mu^2)}}{16},$$

c_2 – приведенный коэффициент жесткости контактной характеристики инструмента и пластины, определяемый при упругой деформации по формулам (2), в которых индекс 1 следует заменить на 2. Для стали с модулем упругости $20{,}4\cdot10^{10}$ Па и коэффициентом Пуассона μ равным 0,3, $\chi = 0{,}3244$.

Для описания колебаний пластины при ударе использовался метод их разложения по собственным формам и частотам. Оси декартовых координат x и y располагались в срединной поверхности пластины, а их начало находилось в центре пластины. При центральном ударе прогиб пластины в точке с координатами x, y описывался функцией [2]:

$$w(x,y,t) = \frac{1}{\rho\delta}\sum_{i=1}^{\infty}\sum_{j=1}^{\infty}\overline{W}_{ij}(x,y)\frac{I_{ij}}{\omega_{ij}}, \;\; i = 1,2,3,\dots; j = 1,2,3,\dots, \qquad (5)$$

где

$$\overline{W}_{ij}(x,y) = \frac{W_{ij}(x,y)}{\iint W_{ij}^2(x,y)dxdy}, \quad I_{ij} = \int_0^t P(\theta)\sin\omega_{ij}(t-\theta)\,d\theta.$$

$W_{ij}(x, y)$, ω_{ij} – соответственно собственные формы и частоты колебаний пластины, которые могут быть вычислены известными методами [2] или взяты из справочной литературы; $P(\theta)$ – зависимость внешней силы, действующей на пластину, от времени, определяемая по формуле (4); t – текущее время; ρ – плотность материала пластины, δ – толщина пластины.

Для пластины, достаточно большой в плане, такой, что волны, отраженные от её краев, не оказывают влияние на взаимодействие инструмента с пластиной, величина I_j определяется по формулам:

во время удара $0 < t < \tau_2$

$$I_{ij} = \frac{B_0}{a}\left[\exp(-hat)\left(D_{1ij}\sin\lambda at + D_{2ij}\cos\lambda at + \frac{2\overline{\omega}_{ij}}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\exp(-gat)\right)\right.$$
$$\left. - \left(D_{3ij} - \frac{2s}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\right)\sin\omega_{ij}t - \left(D_{2ij} - \frac{2\overline{\omega}_{ij}}{s^2+\overline{\omega}_{ij}^2}\cos\omega_{ij}t\right)\right]$$

после окончания удара $t > \tau_2$

Для решения этих задач необходимо знать взаимосвязь динамических напряжений, возникающих в инструменте и пластине при ударе, а также эффективность передачи энергии удара в пластину с параметрами элементов ударной системы. Задачей данной работы являлось установление таких взаимосвязей при следующих допущениях:

− деформации элементов ударной системы не выходят за пределы упругих;

− произведение модуля упругости слоя отложений на внутренней поверхности пластины на его толщину намного меньше аналогичного произведения параметров стальной пластины;

− масса слоя отложений, отнесенная к единичной площади намного меньше аналогичного параметра стальной пластины.

Два последних допущения позволяют рассматривать обрабатываемый объект как однослойную стальную пластину. Это существенно упрощает математические выражения без снижения их общности.

Ранее было установлено [1], что при ударе бойком по инструменту в нем генерируется продольная волна деформации, усилия в которой P_1 и длительность τ_1 определяются по формулам:

$$P_1(t) = -2\rho a S V_0 \left(\frac{h}{\lambda}\right) \exp(-hat) \sin\lambda at, \qquad \tau_1 = \frac{\pi}{a\lambda}, \qquad (1)$$

где a – скорость распространения продольной волны деформации в инструменте, $a = (E/\rho)^{1/2}$; ρ, E – соответственно плотность и модуль упругости материала бойка и инструмента (считается, что оба этих элемента, а также пластина выполнены из стали с одинаковыми параметрами ρ и E); S – площадь поперечного сечения инструмента; V_0 – скорость соударения бойка с инструментом; c_1 – приведенный коэффициент жесткости контактной характеристики бойка с инструментом, определяемый из линеаризованной зависимости Герца как

$$c_1 = 1{,}25 K_1^{2/3} P_{1m}^{1/3}, \quad K_1 = \frac{2E}{3(1-\mu^2)}\sqrt{R_1}, \qquad (2)$$

$$h = \frac{c_1}{2ES}, \quad \lambda^2 = k^2 - h^2, \quad k^2 = \frac{c_1}{ma^2};$$

m – масса бойка; R_1 – радиус сферы его ударного торца; P_{1m} – максимальное усилие в контакте бойка с инструментом, определяемое по формуле

$$P_{1m} = -2\rho a S V_0 \left(\frac{h}{k}\right) \exp\left(-\frac{h}{\lambda} \operatorname{arctg} \frac{\lambda}{h}\right). \qquad (3)$$

Напряжения в инструменте достигают максимального значения P_{1m}/S в момент времени

$$t_{1m} = \frac{1}{a\lambda} \operatorname{arctg}\left(\frac{\lambda}{h}\right).$$

Усилия в контакте инструмента с пластиной при сферическом опорном конце инструмента радиусом R_2 находятся по формуле

решений, создать в короткие сроки высокоэффективные образцы техники и технологий, и таким образом, обеспечить конкурентное преимущество предприятия.

Практическое применение научных теоретических и экспериментальных исследований сводится к созданию новых поколений строительной техники или совершенствованию существующей применительно как к новым, так и функционирующим строительным технологическим процессам. Разработанная системная методология проектной деятельности, базируется на законах развития строительной техники, на соответствия между функциями и структурой строительных машин и законе прогрессивной эволюции технической системы. Все функции строительной техники делятся на следующие группы: основные, для осуществления которых предназначен данный объект; вспомогательные, способствующие осуществлению основных функций: нейтральные, которые, как правило, сопровождают основные функции, но не несут полной нагрузки и могут быть без ущерба ликвидированы вместе с их материальными носителями (узлами, деталями, видами работ, формами документации и т.п.). Алгоритмические основы проектной деятельности являются базой для их практического использования при синтезе новых проектных решений с новыми конкурентоспособными качественными параметрами. Строительная техника, отбираемая для проведения ФФА, должна отвечать следующим требованиям: представлять последние наиболее эффективные отечественные и зарубежные достижения отрасли; совершенствование строитехники должно существенно повысить эффективность строительной отрасли в целом. Результативность ФФА заключается в сравнении последней (лучшей) реализации строительной техники с ее аналогом (прототипом).

Основной целью и задачами проведения ФФА строительной техники является поиск новых, более эффективных конструкторско-технологических решений, в том числе решений, превосходящих мировой уровень. Такие задачи возникают при разработке новых машин, приборов, технологического оборудования и технологий. Необходимость постановки и решения подобных задач вызвана постоянно возрастающей сложностью изделий по числу деталей и используемых физических эффектов, расширением номенклатуры используемых материалов и комплектующих элементов, ростом разнообразия самих строительных машин, сокращением времени их создания и морального старения, возрастанием объема патентной и научно-технической информации и т.д.

Решение проблемы интенсивного развития экономики выдвигает большое число дополнительных творческих инженерных задач, связанных с экономией трудовых ресурсов, сырья, материалов и энергии.

Таким образом, очевидно, что изучение вопроса функционального анализа является актуальным на сегодняшний день.

Порядок проведения ФФА строительной техники включает в себя следующие этапы.

1. *Формулируется проблема.* Описание проблемы должно включать назначение машины/механизма (далее машины), учитывать условия функционирования и предъявляемые технические требования. Формулировка проблемы должна способствовать раскрытию творческих возможностей и развитию фантазии для поиска возможных решений в широкой области.

2. *Составляется описание функций* назначения машины. Описание базируется на анализе запросов потребителя и должно содержать четкую и краткую характеристику, с помощью которой можно удовлетворить возникшую потребность. Для понимания функций назначения машины необходимо дать краткое описание надсистемы, т.е. системы, в которую входит проектируемый объект. Описание функций включает: действия, выполняемые машиной; объект, на который направлено действие; условия работы для всех стадий жизненного цикла машины.

3. *Производится анализ надсистемы*. Анализ надсистемы производится с помощью структурной и потоковой модели машины. При этом целесообразно воспользоваться эвристическими приемами, например, рассмотреть: можно ли выполнить функцию рассматриваемой техники путем внесения изменений в смежные объекты надсистемы, нельзя ли какому-либо смежному объекту надсистемы частично или полностью передать выполнение некоторых функций рассматриваемой техники, что мешает внесению необходимых изменений и нельзя ли устранить мешающие факторы.

4. *Строится функциональная модель* машины обычно в виде функционально-логической схемы.

5. *Анализируются физические принципы действия* для функций машины.

6. *Определяются технические и физические противоречия* для функций машины. Такие противоречия возникают между техническими параметрами при попытке одновременно удовлетворить нескольким требованиям потребителя.

Определяются приемы разрешения противоречий и направления совершенствования машины. Для того чтобы реализовать совокупность потребительских свойств объекта, отраженных в его функциональной модели, с помощью минимального числа элементов, модель преобразуется в функционально-идеальную. Поиск вариантов технических решений часто производят с помощью морфологических таблиц, которые отражают строение анализируемого объекта.

Потребность (функция). Реализация возникшей потребности является целью создания техники. Описание потребности должно содержать следующую информацию: необходимое действие; объект (предмет обработки), на который направлено это действие; особые условия и ограничения.

УДК 531.3, 624.128

В. Э. Еремьянц, д-р техн. наук, проф.; А. А. Асанова
«КЫРГЫЗСКО-РОССИЙСКИЙ СЛАВЯНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Бишкек, Кыргызстан

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВИБРОУДАРНОЙ ОЧИСТКИ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУБ И ЕМКОСТЕЙ

Разработана модель ударной системы машины для виброударной очистки поверхностей, учитывающая взаимодействие инструмента с обрабатываемым объектом. Получены соотношения, описывающие взаимосвязи напряженного состояния элементов системы и обрабатываемого объекта с параметрами этих элементов и условиями их нагружения.

Одной из эффективных технологий очистки внутренних поверхностей приемных бункеров, емкостей, кузовов транспортных средств, ковшей и труб большого диаметра от различных отложений является виброударная технология. Воздействие виброударной машины на обрабатываемый объект происходит при ударе бойком (рис. 1) по инструменту 2, имеющему форму стержня и опирающемуся на внешнюю поверхность обрабатываемого объекта, например пластины 3.

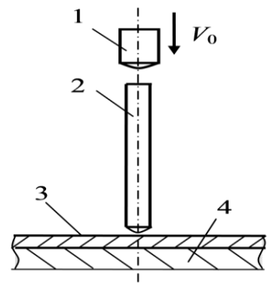


Рис. 1. Принципиальная схема виброударника

При ударе в инструменте генерируется продольная волна деформации. Воздействуя на обрабатываемую поверхность, эта волна приводит к возбуждению на ней поперечных (изгибных) волн, которые вызывают разрушение слоя отложений 4 и его отделение от обрабатываемой поверхности.

При проектировании таких машин и оптимизации их параметров необходимо выполнить ряд требований. Машина должна обеспечивать эффективную очистку поверхности без ее повреждения, а ее инструмент должен обладать достаточной прочностью и долговечностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Определение скоростей набрызга при выполнении торкрет-работ малогабаритным оборудованием в условиях строительной площадки / И. А. Емельянова [и др.] // Интерстроймах – 2009 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Бишкек : КГУСТиА, 2009. – С. 23–27.

2. **Емельянова, И. А.** К вопросу определения дальности транспортирования крупнозернистых бетонных смесей при использовании малогабаритного оборудования с пневмоустановкой / И. А. Емельянова, С. А. Гузенко, А. С. Непорожнев // Интерстроймех–2010 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Белгород : БГТУ, 2010. – С. 148–152.

3. **Емельянова, И. А.** Исследование возможностей приготовление строительных смесей различного назначения трехвальным бетоносмесителем усовершенствованной конструкции / И. А. Емельянова, О. В. Доброходова // Интерстроймех–2010 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Белгород: БГТУ, 2010 – С. 153–160.

4. **Емельянова, И. А.** Комплексный подход к изучению технологических параметров процесса транспортирования крупнозернистых бетонных смесей при использовании малогабаритного оборудования / И. А. Емельянова, Ф. А. Стоянов, С. А. Гузенко // Науковій вісник будівництва. Вип.63. – Харків : ХДТУБА, 2011. – С. 328–330.

5. Новые технологические комплекты оборудования для работы в условиях строительной площадки на фибробетонных смесях / И. А. Емельянова [и др.] // Новые материалы и технологии в машиностроении : тр. XIV-ой междунар. науч.-техн. Интернет конф. – Брянск : БГИТА, 2011. – С. 155–157.

Описание потребности формализовано можно представить в виде трех компонент: $P=(D,G,H)$, где D – указание действия, производимого рассматриваемой техникой и приводящего к удовлетворению интересующей потребности; G – указание объекта, на который направленно действие; H – указание особых условий и ограничений, при которых выполняется действие.

Техническая функция (ТФ). Описание ТФ содержит следующую информацию: потребность, которую может удовлетворить машина (механизм); физическая операция, с помощью которой реализуются потребности. Таким образом, описание ТФ состоит из двух частей: $F=(P,Q)$, где P – удовлетворяемая потребность; Q – физическая операция. Описание физической операции (ФО) формализовано можно представить состоящим из трех компонент: $Q = (A_T, E, C_T)$, где A_T, C_T – соответственно входной и выходной поток вещества, энергии или сигналов; E – наименование операции Коллера по превращению A_T в C_T.

Функциональная структура (ФС). Подавляющее большинство строительных машин состоит из нескольких элементов (агрегатов, блоков, узлов) и могут быть естественным образом разделены на части. Каждый элемент как самостоятельный механизм выполняет определенную функцию и реализует определенную ФО, т.е. между элементами имеют место два вида связей и соответственно два вида их структурной организации.

Во-первых, элементы имеют определенные функциональные связи друг с другом, которые образуют конструктивную функциональную структуру.

Кроме функциональных связей, между элементами имеются еще потоковые связи, т.е. элементы, реализуя определенные физические операции, образуют поток преобразуемых или превращаемых веществ, энергии, сигналов или других факторов.

Физический принцип действия (ФДП). Описание ФДП, как правило, содержит изображение принципиальной схемы машины, в которой в упрощенно-идеализированной форме показаны основные конструктивные элементы, обеспечивающие реализацию ФДП, и указанны направления потоков и основные физические величины, характеризующие используемые физико-технические эффекты.

Техническое решение (ТР). Представляет собой конструктивное оформление ФДП и ФС. ТР конкретной машины, как правило, описывается в виде двухуровневой структуры через характерные признаки машины в целом и ее элементов. При этом используют следующие группы признаков: перечень основных элементов; взаимное расположение элементов в пространстве; способы и средства соединения и связи элементов между собой; последовательность взаимодействия элементов во времени; особенности конструктивного исполнения элементов; принципиально важные соотношения параметров для машины в целом или отдельных элементов.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

Д. Ю. Кобзов, канд. техн. наук, доц.; С. П. Ереско, д-р техн. наук, проф.; Д. Лханаг, канд. техн. наук, проф.; Д. Дэлэг, канд. техн. наук, проф.; В. А. Тарасов, канд. техн. наук, доц.
ФГБОУ ВПО «БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ГОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
«МОНГОЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ НАУКИ И ТЕХНОЛОГИИ»
Братск, Красноярск, Россия; Монголия

OPTIMUM FORM OF THE HYDRAULIC CYLINDER ROD CROSS-SECTION

In the article optimum form of the hydraulic cylinder rod cross-section is suggested for decreasing stresses.

A hydraulic cylinder rod is known to experience bending strain besides compressive strain. In this case the diagram of normal stress distribution along cross-section will be asymmetrical. Thus for decreasing stresses in section we should admit more rational asymmetrical cross-section with reference to one of its main principal axis of gravity. A tee-form section is a classical example of the above-mentioned sections, and at bending strain it is symmetrical H-beam section. Unfortunately, the application of sections of these types for hydrocylinder rod is ineffective now from the point of view of tightness, which is attributed to irrational forms of mating seals surfaces. The idea is the following - by leaving the form of rod cross-section round it is quite possible to get the optimum section by certain interior material grooves or, in other words, to transform the existing classical sections qualitatively in the specific unknown quantity corresponding to it quantitatively.

It is known that reliability of machinery hydraulic cylinders in supporting power on many occasions is restricted by rod strength due to the condition of its trouble-free state in dangerous section with x position is described by non-excess or "supporting power - load"

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]_i. \qquad (1)$$

Here the current operational stresses $\sigma_i(x)$ play the role of load and admitted ones $[\sigma]_i$ those of supporting power. It is not a secret either that rod destruction (advent of permanent) on many occasions occurs for reasons of irreversible changes in microstructure of their material as a result of cyclical loading by loads of variable sign, that is due to fatigue breakdown. With sufficient degree of authenticity negative stresses σ_{min} of compressions arising in its dangerous section are determined by a formula

$$\sigma_{min}(x) = -\{P_i/F + [M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i y_T(x) + P_i e_i(x)]/W\} \qquad (2)$$

and positive $\sigma_{max}(x)$ stretching - from expression

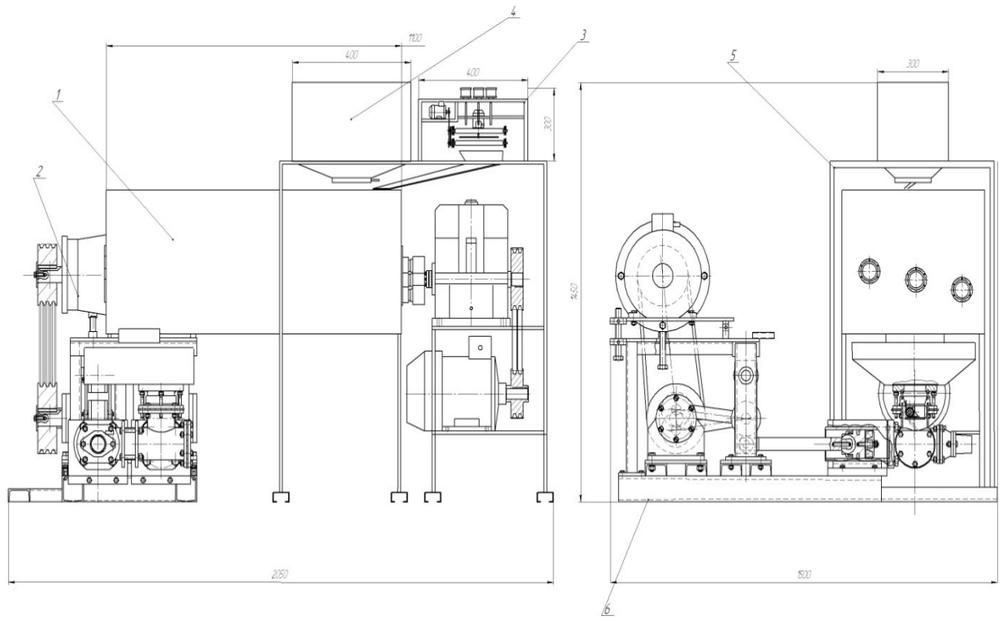


Рис. 7. Технологический комплект оборудования для приготовления и подачи бетонной смеси с использованием полипропиленовой фибры: 1 – трехвальный бетоносмеситель; 2 – растворобетононасос; 3 – резчик полипропиленовой фибры; 4 – загрузочный бункер; 5 – рама; 6 – рама растворобетононасоса

Такой комплект малогабаритного оборудования, прежде всего, представляет интерес тем, что все операции технологического цикла совмещены во времени, тем самым создавая условия для его эффективного использования как в условиях строительной площадки, так и в условиях производства. Нарезка и подача фибровых элементов в бетоносмеситель осуществляется в процессе приготовления строительной смеси, которые совмещаются с транспортированием фибробетонной смеси растворобетононасосом с тарельчатыми клапанами.

Приведенные комплекты оборудования могут найти широкое применение в строительстве в силу своей универсальности, компактности и малогабаритности.

Выводы

1. Приведены универсальные комплекты малогабаритного оборудования для условий строительства.
2. Показан анализ результатов работы технологического комплекта оборудования на крупнозернистых бетонных смесях.
3. Приведены примеры комплектов оборудования для работы на фибробетонных смесях.

действующих домов и сооружений; приготовлении строительных смесей различного назначения. Наличие автомата-резчика позволяет нарезать и подавать фибровые элементы непосредственно в приготавливаемую бетонную смесь, тем самым полностью исключая возможность комкования фибры.

Резчик фибры представлен на рис.5.

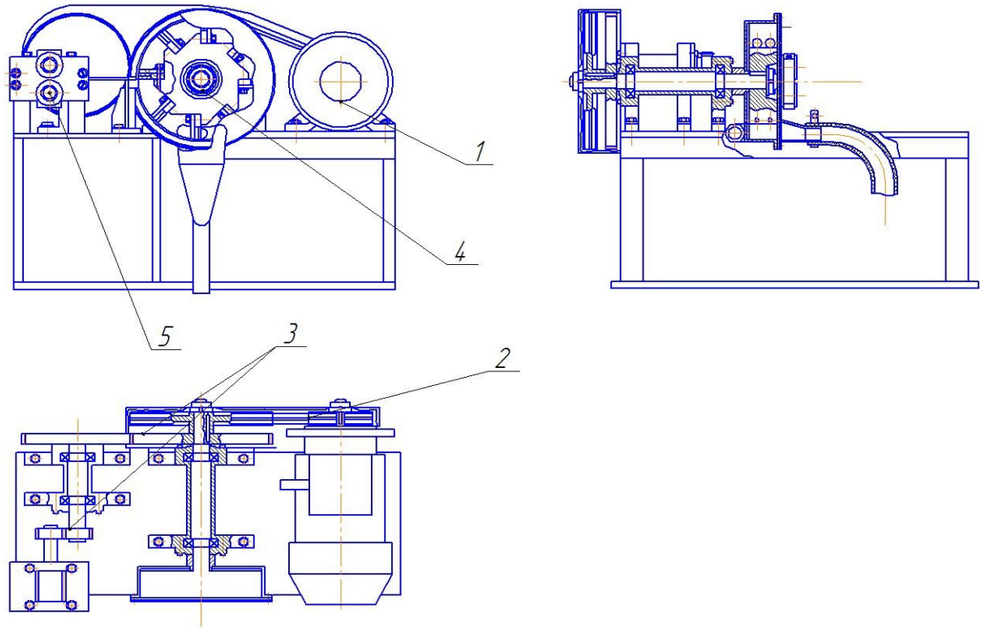


Рис. 5. Схема автомата-резчика: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – зубчатые передачи; 4 – режущая головка; 5 – профилирующие вальцы

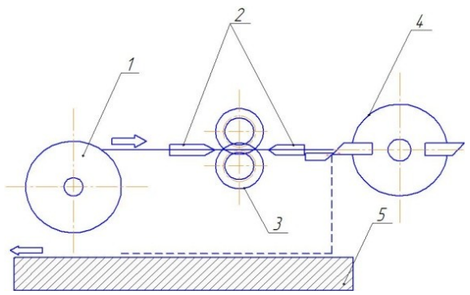


Рис. 6. Схема нарезки стальных фибровых элементов: 1 – бухта проволоки; 2 – направляющие; 3 – профилирующие вальцы; 4 – режущая головка; 5 – бетонируемая поверхность

Вариант технологического комплекта оборудования для приготовления и подачи бетонной смеси с использованием полипропиленовой фибры представлен на (рис. 7) [5].

$$\sigma_{max}(x)=P_i/F-[M_Q(x)\pm M_{Ri}(x)-P_i e_i(x)]/W, \quad (3)$$

where: $P_{i,j}$ is hydrocylinder longitudinal pushing (compressing), drawing (extending) effort; $M_Q(x)$ is bending moment from lateral load (hydraulic cylinder weight); $M_{Ri,j}(x)$ is frictional moment in hydrocylinder radial bearings, attributed to kinematics of machine hydraulic drive and by $P_{i,j}$ effort action; F is rod cross section area; W is axial torque of rod section resistance; $y_T(x)$ is hydraulic cylinder full deflection as a result of its operational longitudinal-transversal loading; $e_{i,j}(x)$ is eccentricity of application of longitudinal compressing effort $P_{i,j}$ in hydraulic cylinder supports.

Since on most occasions of hydrocylinder utilization $P_i>P_j$, it is clear that $|\sigma_{min}(x)|>|\sigma_{max}(x)|$, that is the cycle of rods loading is evidently asymmetrical with negative average stresse $\sigma_m(x)$ equal to

$$\sigma_m(x)=[\sigma_{max}(x)+\sigma_{min}(x)]/2. \quad (4)$$

Taking into account the connection of amplitude stresses $\sigma_a(x)$ characterized by relationship

$$\sigma_a=[|\sigma_{max}(x)|+|\sigma_{min}(x)]/2, \quad (5)$$

with σ_{-1} - the limit of endurance and by stresses $\sigma_{max}(x)$ and $\sigma_{max}(x)$, in the final form the condition (1) of the rod trouble-free state can be represented as

$$\sigma_i(x)= \sigma_a(x)+\varphi_s\sigma_m(x)\leq[\sigma]=\sigma_{-1}/k_{si}\ , \quad (6)$$

where: φ_s is the coefficient of rod material sensitivity to asymmetry; k_{si} is the ultimate factor of safety. When the stress $\sigma_a(x)<0$, coefficient φ_s should be set equal to 0, that is the expression (6) in view of formula (5) is expressed somewhat simpler

$$[|\sigma_{max}(x)|+|\sigma_{min}(x)|]/2\leq\sigma_{-1}/k_{si}\ . \quad (7)$$

The analysis of relationships (2) and (3) shows that the only variable in them is the value of the full hydrocylinder deflection $y_T(x)$, and this means that compression stresses $\sigma_{min}(x)=var$, and stretching stresses $\sigma_{max}(x)=const$. That is in the final form the condition of hydraulic cylinder trouble-free state can be denoted by relationship

$$\sigma_i(x)=|\sigma_{min}(x)|\leq[\sigma]_i=2\sigma_{-1}k_{si}^{-1}-\sigma_{max}(x). \quad (8)$$

In other words as a result of exterior actions on hydrocylinder and interior functional interactions of its elements current operational stresses $\sigma_i(x)$ are not constant in time, but continuously increase reaching limiting values with accumulation of defects. In this case the function $\sigma_i(x)=f(t)$ can illustrate the hydraulic cylinder evolution in supporting power (Fig. 1). Now we will make it clear.

The hydraulic cylinder operation stars with $\sigma_1(x)$ stresses and continues as a rule till the meaning $[\sigma]_1$, later parametric conventional failure follows. Its further application is fraught with a risk of full, often evident failure arising behind the σ_{-1} limit, that is why it is expedient to restrict admitted hydraulic cylinder resource in stresses by the difference $\{[\sigma]_1-\sigma_1(x)\}$.

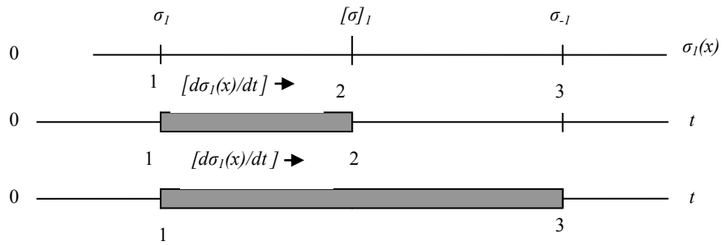


Fig. 1. The scheme of hydrocylinder evolution in the process of operation

Hence in case where some average speed $d\sigma_i(x)/dt$ of stress accumulation is known it is not difficult to determine both admitted

$$t_{1\text{-}2} = \{[\sigma]_1 - \sigma_1(x)\}/(d\sigma_1(x)/dt), \quad (9)$$

and maximum permissible service life of hydrocylinder

$$t_{1\text{-}3} = \{\sigma_{-1} - \sigma_1(x)\}/(d\sigma_1(x)/dt). \quad (10)$$

From the above-mentioned it follows the hydraulic cylinder modernization in the direction in question may aim at either decreasing starting stresses $\sigma_1(x)$ (Fig. 2a) or increasing the admotted ones $[\sigma]_i$ (Fig. 2b), or reducing velocity $d\sigma_i(x)/dt$ of their accumulation. In the ideal case it is expedient to apply all the mentioned arrangements as a complex (Fig. 2c).

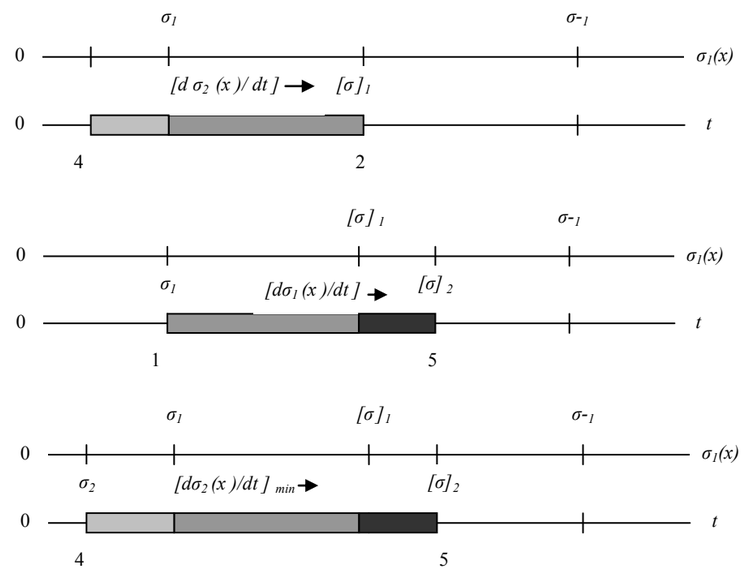


Fig. 2. The scheme of modernized hydrocylinder evolution

It being known that if the first and the last suggestions have their specific engineering applications, the second one is frequently achieved by increasing accuracy of evaluation of k_{si} hydraulic cylinder rod ultimate factor of safety with the other known conditions for accepted level of authenticity according to the formula

строительной площадки (рис. 2) [5]. В таком комплекте оборудования использован новый принцип перемешивания составляющих смеси – трехвальный бетоносмеситель, который работает в каскадном режиме.

Табл. 2. Значения конечной подвижности $П_2$ крупнозернистой бетонной смеси при выходе из трубопровода

№	$П_1$, см	P, МПа	m, кг/м^3	L, м	$П_2$, см
1	20	0,5	270	0,76	18
2	18	0,5	360	8	16
3	13	0,325	270	5	11
4	8	0,15	180	2	7
5	6	0,57	180	2	5

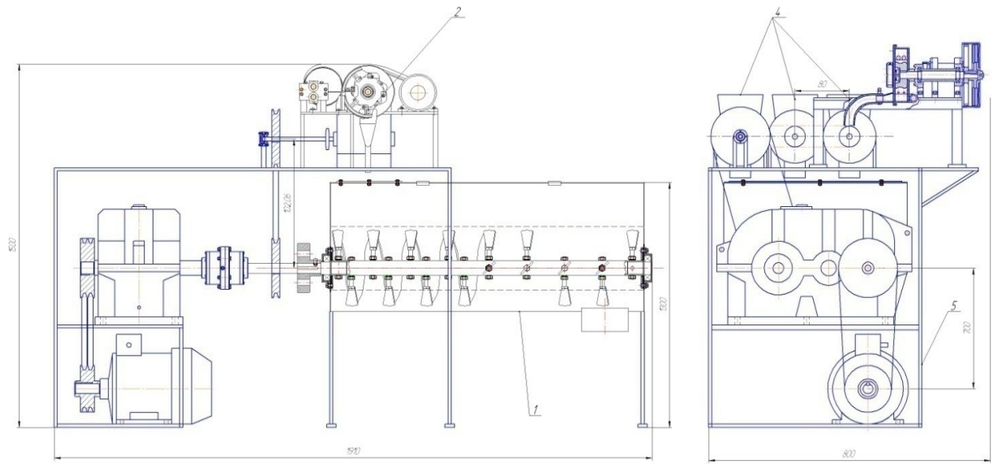


Рис. 4. Принципиальная схема технологического комплекта оборудования для приготовления мелкозернистых сталефибробетонных смесей: 1 – трёхвальный бетоносмеситель; 2 – автомат-резчик; 3 – загрузочный бункер составляющих бетонной смеси; 4 – ячейковые питатели строительного раствора и крупного заполнителя; 5 – рама

Комплект оборудования может работать в условиях строительной площадки, позволяет совместить непрерывную нарезку фибровых элементов и их подачу в зону перемешивания составляющих смеси, которые поступают из ячейковых питателей в корпус трёхвального бетоносмесителя, работающего в каскадном режиме. Совмещаются следующие технологические переделы: нарезка фибровых элементов и подача их в корпус смесителя, процесс перемешивания и подача готовой сталефибробетонной смеси потребителю.

Предлагаемый комплект оборудования может найти применение во всех видах строительства, в частности: при выполнении торкрет-работ в ремонтных работах; бетонировании полов, сейфов; реконструкции

Анализ графических зависимостей (рис. 3) показал следующее: максимальная прочность бетонных контрольных образцов, отформованных уже на крупнозернистых бетонных смесях, получена также в вышеуказанном диапазоне подвижности смеси. Характер данной зависимости свидетельствует о том, что в этом диапазоне наблюдается наилучшее смешение мелкозернистой бетонной смеси с крупным заполнителем, т.е. достигнута наивысшая степень однородности уже полученной крупнозернистой бетонной смеси. Дальнейшее снижение подвижности смеси, вероятно, в ходе транспортирования по трубопроводу, приводит к ее расслаиванию. Такой характер практически имеет зависимость 3 прочности на сжатие бетона от длины пути транспортирования крупного заполнителя до взаимодействия с мелкозернистой бетонной смесью. Характер графической зависимости 2 показывает, что с понижением подвижности смеси первоначальное рабочее давление компрессорной установки также стабилизируется в вышеуказанном рабочем диапазоне параметров, выделенном на рис. 2 и 3. Графическая зависимость 4 показывает, что с увеличением длины пути транспортирования крупного заполнителя до взаимодействия с мелкозернистой бетонной смесью прочность контрольных образцов падает. Это объясняется началом возможного расслаивания смеси, что согласуется с характером кривой 1.

Следовательно, анализ графических зависимостей рис.2 и 3 позволил найти диапазон рациональных параметров процесса при котором достигается наиболее эффективное использование малогабаритного оборудования для работы на крупнозернистых бетонных смесях.

Диапазоны параметров следующие:

– первоначальная подвижность бетонной смеси – $П_1$ = 15…7 см;

– рабочее давление на выходе из компрессорной установки – p = 0,3…0,48 МПа;

– масса крупного заполнителя, поступающего из ячейкового питателя, m = 250…340 кг/м^3;

– длина пути транспортирования крупного заполнителя до взаимодействия с мелкозернистой бетонной смесью – L = 3…6 м.

В табл. 2. приведены значения подвижности крупнозернистой бетонной смеси на выходе из трубопровода или при подаче в рабочее сопло.

Такой комплект оборудования был использован при ремонтных работах Харьковского аэропорта.

Представляет также интерес вновь созданный технологический комплект оборудования для работы на сталефибробетонных смесях, который может быть использован как для транспортирования малоподвижных смесей, так и для выполнения торкрет-работ с непосредственным приготовлением фибробетонных смесей в условиях

$$k_{si}=(1-\omega_{-1}^2\Lambda^2)^{-1}+\{(1-\omega_{-1}^2\Lambda^2)^{-1}[(1-\omega_{-1}^2\Lambda^2)^{-1}-\{(1-\omega_a^2\Lambda^2)\}^{1/2} \quad (11)$$

with the obliged satisfaction of condition

$$k_{si}>\sigma_{-1}/(\sigma_{-1}-\mu_{-1}\Lambda), \quad (12)$$

where: ω_{-1} ω_a are variation factors of endurance limit σ_{-1} and $\sigma_a(x)$ amplitude stresses limit, respectively; Λ is quantile of normal distribution; μ_{-1} is average square deviation of endurance limit σ_{-1}.

Let us consider as an example the most interesting version of hydraulic cylinder complex modernization (Fig. 2b), comparing it with the assumed basic one (Fig. 1). So the same normal stresses arise at tensile and compressive strains at any point of rod cross-section of ring section, and at bending strain normal stresses arise increasing with ranging from neutral axis. It is evident that stress epure for symmetrical cross-sections is symmetrical relative to the main axis of gravity. In the case where normal force and bending moment are present at cross-section the total epure of stresses is asymmetrical relative to the neutral line, that is rod material at section is distributed irrationally. It points to the necessary of applying in similar cases asymmetrical cross-section relative to one of its main axes of gravity. A classic example of such section is a tee-section for which in case of bending with tension and compression it is possible to select dimensions satisfying the condition of equal strength both for stretched fibres and fibres under compression. However, from the point of view of tightness it is doubtful that hydraulic cylinder rod might be of such cross-section. Nevertheless we'll try to get ideal section from ring section close to the tee-section as to its geometrical characteristics. To solve the given problem of tee „transformation" we'll formulate the main requirements imposed for the promising section for the purpose of satisfaction of supporting and sealing power of a modernized hydrocylinder. Firstly, the moment of resistance for the most loaded fibres should be as large as possible. Secondly, the form of cross-section from the outside should be described by smooth convex curve. Thirdly, cross-section area should not be more than that of the analogue (ring section). And lastly, an orifice or orifices inside the section may be of arbitrary shape.

Cross-section with concentric round orifice inside satisfies in full measure the above-mentioned conditions for which double effect is achieved. Firstly, moment of resistance increases for more loaded fibres with equal cross-section areas, and secondly, in cases where longitudinal compressive (extending) force is applied to with eccentricity, section centre of gravity is shifted in the direction of its decreasing up to zero.

Much more promising cross-section is round cross-section with coaxial orifice made in the form of a circle with segments cut off at the top and at the bottom, the segment with larger area being cut off from the more compressed fibres. And lastly, the synthesis of the two previous solutions makes it possible to receive much more pronounced dual effect.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

И. О. Кобзова
ФГБОУ ВПО «БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Братск, Россия

О НАПРАВЛЯЮЩИХ ГИДРОЦИЛИНДРА С ШАРИКАМИ

Снижение интенсивности изнашивания трущихся элементов подвижных герметизируемых сопряжений гидроцилиндра может быть достигнуто путём замены направляющих скольжения на направляющие качения.

Шарики предлагается устанавливать в кольцевые канавки поршня и втулки гидроцилиндра (рис. 1). При этом кольцевой зазор в подвижных сопряжениях "поршень-гильза" и "шток-направляющая втулка" должен минимально превышать возможные размеры абразивных частиц, поступающих в зону трения [1], что позволит твердым частицам свободно проходить через сопряжения, не вызывая микрорезания и микродеформирования герметизируемых поверхностей, и улавливаться в дальнейшем фильтрами машины.

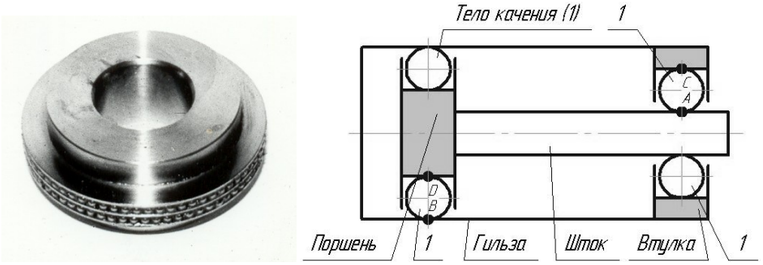


Рис. 1. Поршень с шариками и схема расположения тел качения в сопряжениях гидроцилиндра

Основными характеристиками геометрии контактирующих поверхностей сопряжения являются (рис. 1) радиусы тела качения в плоскости I – $R_{0\text{-}I}$ и $R_{0\text{-}II}$ в плоскости II, а также радиусы тела, по которому осуществляется перекатывание (поршень – 1, шток – 2, гильза – 3 и направляющая втулка – 4) в плоскости I – $R_{1,2,3,4\text{-}I}$ и $R_{1,2,3,4\text{-}II}$ в плоскости II, которые соответственно равны:

$$\rho_{0-I} = \frac{1}{R_{0-I}}; \quad \rho_{0-II} = \frac{1}{R_{0-II}}; \quad \rho_{2-I} = \frac{1}{R_{1,2,3,4-I}}; \quad \rho_{2-II} = \frac{1}{R_{1,2,3,4-II}}. \qquad (1)$$

Сумма кривизн в точке касания соприкасающихся элементов сопряжения произвольной формы равна

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{0-II} + \rho_{1,2,3,4,-I} + \rho_{1,2,3,4-II}. \qquad (2)$$

При этом полагается, что радиус кривизны имеет знак «+» для выпук-

Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рис. 2 и 3.

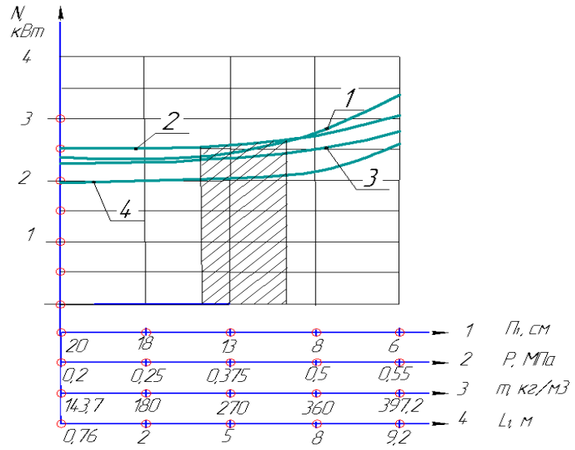


Рис. 2. Зависимость мощностных затрат от параметров, определяющих работу малогабаритного оборудования с двухпоршневым растворобетононасосом на крупнозернистых бетонных смесях

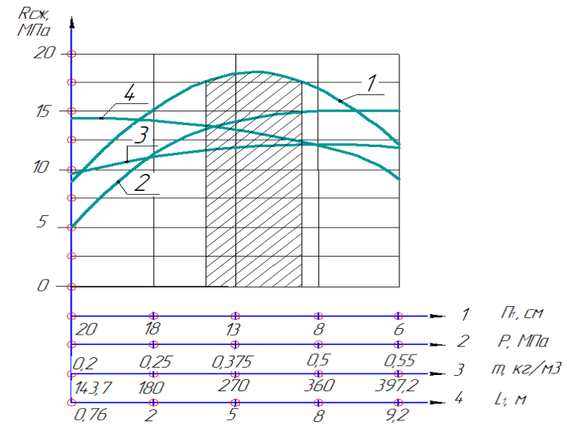


Рис. 3. Зависимость прочности бетона на сжатие от параметров, определяющих работу малогабаритного оборудования с двухпоршневым растворобетононасосом на крупнозернистых бетонных смесях

Таким образом, анализ зависимостей 1, 2, 3, 4 (рис. 2) показывает, что с уменьшением подвижности бетонных смесей мощностные затраты на рабочий процесс увеличиваются. Наиболее стабильным диапазоном рабочих параметров: давления, массы крупного заполнителя, подаваемого в камеру смешивания пневмоустановки, и пути, проходимого крупным заполнителем до взаимодействия с мелкозернистой бетонной смесью является диапазон $П_1$ от 15 до 7 см. В этом диапазоне рабочих параметров мощностные затраты возрастают.

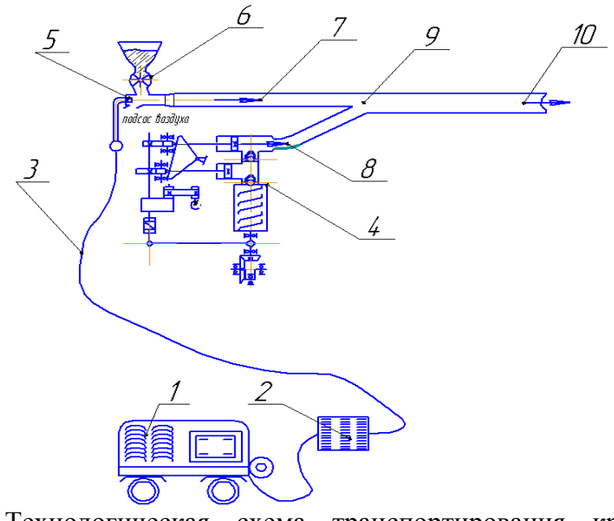


Рис. 1. Технологическая схема транспортирования крупнозернистой бетонной смеси: 1 – компрессор; 2 – воздушный фильтр; 3 – воздухопровод; 4 – растворобетононасос; 5 – эжектор; 6 – ячейковый питатель; 7 – магистраль подачи крупного заполнителя (щебня); 8 – магистраль подачи мелкозернистой бетонной смеси; 9 – камера смешения бетонной смеси и крупного заполнителя; 10 – магистраль транспортирования крупнозернистой бетонной смеси

Для работы технологического комплекта малогабаритного оборудования в условиях строительной площадки на крупнозернистых бетонных смесях проведены комплексные исследования, которые позволили определить его режимы рационального использования. Был поставлен четырехфакторный эксперимент.

Исходными факторами, при этом, являлись: X_1 – подвижность бетонной смеси; X_2 – рабочее давление воздуха, создаваемое компрессорной установкой; X_3 – масса крупного заполнителя, поступающего из ячейкового питателя; X_4 – длина пути транспортирования крупного заполнителя до взаимодействия с мелкозернистой бетонной смесью. Исходные факторы приведены в табл. 1.

Табл. 1. Четырехфакторный эксперимент

Кодовое значение фактора	X1-П$_1$	X2-P	X3-m	X4-L
x_j^0	13	0,375	270	5
Dx_j	5	0,125	90	3
1	18	0,5	360	8
-1	8	0,25	180	2
1,414	20,07	0,55	397,26	9,24
-1,414	5,93	0,20	142,74	0,76

лой поверхности и знак «-» для вогнутой [2, 3].

Кроме названных параметров контактное взаимодействие характеризуется геометрическими величинами A и B кривизн, зависящими от главных кривизн каждой из соприкасающихся деталей и описываемые выражениями:

– при $(\rho_{0-I}+\rho_{1,2,3,4-I}) \le (\rho_{0-II}+\rho_{1,2,3,4-II})$

$$A=\frac{1}{2}(\rho_{0-I}+\rho_{1,2,3,4-I}) \text{ и } B=\frac{1}{2}(\rho_{0-II}+\rho_{1,2,3,4-II}); \quad (3)$$

– при $(\rho_{0-I}+\rho_{1,2,3,4-I}) > (\rho_{0-II}+\rho_{1,2,3,4-II})$

$$A=\frac{1}{2}(\rho_{0-II}+\rho_{1,2,3,4-II}) \text{ и } B=\frac{1}{2}(\rho_{0-I}+\rho_{1,2,3,4-I}), \quad (4)$$

а также обобщенным геометрическим параметром

$$\cos\tau=\frac{B-A}{B+A}. \quad (5)$$

Напряжённо-деформированное состояние сжатых упругих тел в пределах зоны упругих деформаций в местах контакта описывается [2, 3] формулами Герца для следующих условий:

– площадки контакта весьма малы по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;

– материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны, модули упругости и коэффициенты Пуассона одинаковы;

– силы давления нормальны к поверхностям соприкасающихся тел.

Перечисленные геометрические параметры для перечисленных точек контакта (Рис. 2) с учётом выражений (1) – (5) соответственно равны:

– для контакта «шарик - шток» при $(\rho_{0-I}+\rho_{2-I}) \le (\rho_{0-II}+\rho_{2-II})$:

$$R_{0-I}=\frac{d_{0-I}}{2}; R_{0-II}=\frac{d_{0-II}}{2}; \; R_{2-II}=\frac{D_{2-II}}{2}; \; R_{2-I}=\frac{D_{2-I}}{2}=\infty;$$

$$\rho_{0-I}=\frac{2}{d_{0-I}}; \rho_{0-II}=\frac{2}{d_{0-II}}; \; \rho_{2-II}=\frac{2}{D_{2-II}}; \; \rho_{2-I}=0;$$

$$A=\frac{1}{2}(\rho_{0-I}+\rho_{2-I})=\frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}}+0\right)=\frac{1}{d_{0-I}};$$

$$B=\frac{1}{2}(\rho_{0-II}+\rho_{2-II})=\frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-II}}+\frac{2}{D_{2-II}}\right)=\frac{1}{d_{0-II}}+\frac{1}{D_{2-II}};$$

$$\sum\rho=\rho_{0-I}+\rho_{2-I}+\rho_{0-II}+\rho_{2-II}=\frac{2}{d_{0-I}}+0+\frac{2}{d_{0-II}}+\frac{2}{D_{2-II}};$$

$$cos\,\tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-II}} + \frac{1}{D_{2-II}} - \frac{1}{d_{0-I}}}{\frac{1}{d_{0-II}} + \frac{1}{D_{2-II}} + \frac{1}{d_{0-I}}},$$

где d_{0-I}, d_{o-II} – диаметр шарика в плоскостях I и II, соответственно, и D_{2-I}, D_{2-II} – размер штока соответственно в плоскостях I и II;

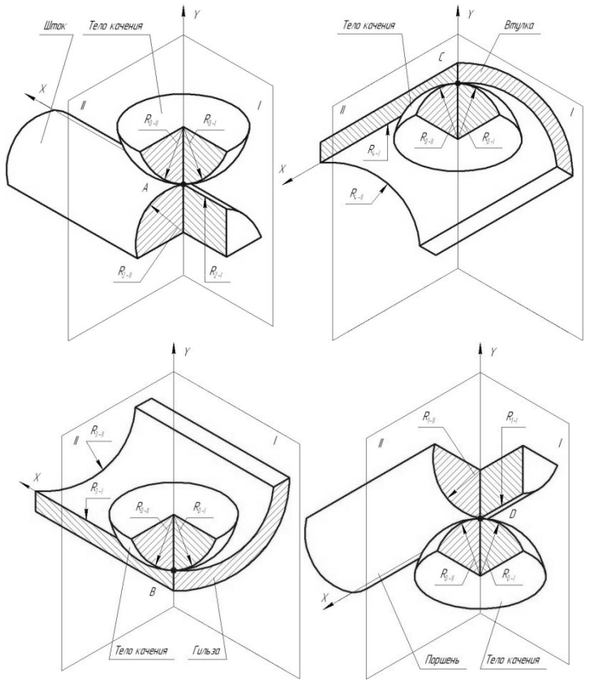


Рис. 2. Контакты шарика со штоком, втулкой, гильзой и поршнем

– для контакта «шарик - втулка» при $(\rho_{0-I} + \rho_{4-I}) > (\rho_{0-II} + \rho_{4-II})$:

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2};\ R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2};\ R_{4-I} = \frac{D_{4-I}}{2} = \infty;\ R_{4-II} = \frac{D_{4-II}}{2};$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}};\ \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}};\ \rho_{4-I} = 0;\ \rho_{4-II} = -\frac{2}{D_{4-II}};$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{4-II}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-II}} - \frac{2}{D_{4-II}}\right) = \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{4-II}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{4-I}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + 0\right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$\sum \rho = \rho_{0-I} + \rho_{0-II} + \rho_{4-I} + \rho_{4-II} = \frac{2}{d_{0-I}} + \frac{2}{d_{0-II}} + 0 - \frac{2}{D_{4-II}};$$

УДК 666.983

И. А. Емельянова, д-р техн. наук, проф.; В. В. Блажко, канд. техн. наук, доц.; С. А. Гузенко; О. В. Доброходова
«ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ»
Харьков, Украина

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКТОВ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ СМЕСЕЙ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Приведены технологические комплекты малогабаритного оборудования для условий строительства различного назначения: транспортирования крупнозернистых бетонных смесей, приготовления и подачи фибробетонных смесей. Приведен пример результатов исследования работы комплекта оборудования на крупнозернистых бетонных смесях.

Результаты проведенных исследований отдельных видов оборудования для условий строительной площадки, которые освещались на предыдущих международных научно-технических конференциях «Интерстроймех», позволили создать технологические комплекты оборудования [1, 2, 3].

В состав таких комплектов включены всесторонне изученные машины, найдены режимы их согласованной работы и условия для их эффективного использования.

Примером может служить комплект малогабаритного оборудования для работы на крупнозернистых бетонных смесях (рис. 1) [4].

Основными видами оборудования в приведенной технологической схеме является двухпоршневой растворобетононасос с горизонтальными расположением поршней, работающий на мелкозернистой бетонной смеси, и пневмоустановка, обеспечивающая транспортирование по трубопроводу уже крупнозернистой бетонной смеси.

Такой комплект оборудования является универсальным, так как может быть использован как для работы на мелкозернистых бетонных смесях, так и на крупнозернистых, осуществлять работы по торкретированию и шприц-бетонированию с использованием специальных рабочих сопл, имеющих кольцевой насадок.

Таким образом, энергозатраты на перемешивание 1 т горячей асфальтобетонной смеси составляют 0,015–0,030 ГДж, а на перемешивание 1650 т – 25–50 ГДж.

Суммарные затраты энергии при производстве асфальтобетонной смеси на АБЗ складываются из затрат на хранение и подготовку битума (в среднем 0,007 ГДж/т), внутризаводского перемещения минеральных компонентов смеси (0,005 ГДж/т), работы сушильного барабана и газопылеуловителей (0,005 ГДж/т), работы смесителя (4,1 МДж/т) и составляют в среднем около 0,021 ГДж/т.

На приготовление 1650 т асфальтобетонной смеси на АБЗ требуется затратить 57–60 ГДж энергии.

Энергозатраты на транспортирование готовой асфальтобетонной смеси к месту устройства дорожного покрытия (при средней дальности возки 20–25 км) составляют около 0,07–0,1 ГДж/т. Транспортирование 1650 т готовой асфальтобетонной смеси к месту укладки потребует затрат энергии в размере 120–165 ГДж.

Принимая, что энергозатраты на укладку и уплотнение смеси составляют в среднем около 0,017 ГДж/т, выполнение этих работ при устройстве 1 км покрытия потребует ориентировочно 28–30 ГДж энергии. Суммарная энергоемкость строительства 1 км покрытия из горячего асфальтобетона слоем толщиной 10 см составляет 800–1200 ГДж.

Удельный расход энергии на устройство 1 м^2 асфальтобетонного покрытия равен 0,125–0,170 ГДж (в среднем около 0,15 ГДж).

Таким образом, анализ энергозатрат на устройство асфальтобетонных покрытий показывает, что затраты на транспортные операции составляют с учетом погрузо-разгрузочных работ в среднем около 25–45 % от общей суммы энергозатрат, в том числе непосредственно на транспортирование готовой горячей смеси к месту укладки – около 10–15 %.

Энергозатраты на приготовление асфальтобетонной смеси составляют около 40–50 % общего объема энергозатрат, а непосредственно укладка и уплотнение требуют около 5 % от общего объема энергозатрат.

Автоматизированная система управления производством асфальтобетонных смесей позволяет решить не только проблему, связанную с повышением качества возводимых дорожных покрытий, но и оптимизировать энергозатраты связанные с производством, транспортировкой, укладкой и уплотнением используемых материалов.

Ежегодный объем использования асфальтобетонных смесей для ремонта городской дорожной сети в г. Москве составляет в среднем около 1,17 млн т. Общая стоимость этого количества асфальтобетонных смесей составляет около 2,1 млрд р. При продлении сроков службы дорожных асфальтобетонных покрытий в 2 раза за счет повышения качества асфальтобетона объем ресурсосбережения вследствие сокращения объемов ремонтных работ составит около 580 тыс. т. асфальтобетонной смеси общей стоимостью порядка 1 млрд р. ежегодно.

$$\cos\tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-I}} - \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{4-II}}}{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{4-II}}},$$

где D_{4-I}, D_{4-II} – ширина и диаметр канавки втулки соответственно в плоскостях I и II;

– для контакта «шарик - гильза» при $(\rho_{0-I} + \rho_{3-I}) > (\rho_{0-II} + \rho_{3-II})$:

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2};\ R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2};\ R_{3-I} = \frac{D_{3-I}}{2} = \infty;\ R_{3-II} = \frac{D_{3-II}}{2};$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}};\ \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}};\ \rho_{3-I} = 0;\ \rho_{3-II} = -\frac{2}{D_{3-II}};$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{3-II}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-II}} - \frac{2}{D_{3-II}}\right) = \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{3-II}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{3-I}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + 0\right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$\sum\rho = \rho_{0-I} + \rho_{0-II} + \rho_{3-I} + \rho_{3-II} = \frac{2}{d_{0-I}} + \frac{2}{d_{0-II}} + 0 - \frac{2}{D_{3-II}};$$

$$\cos\tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-I}} - \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{3-II}}}{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{d_{0-II}} - \frac{1}{D_{3-II}}},$$

где D_{3-I}, D_{3-II} – размер гильзы соответственно в плоскостях I и II;

– для контакта «шарик - поршень» при $(\rho_{0-I} + \rho_{1-I}) \le (\rho_{0-II} + \rho_{1-II})$:

$$R_{0-I} = \frac{d_{0-I}}{2};\ R_{0-II} = \frac{d_{0-II}}{2};\ R_{1-II} = \frac{D_{1-II}}{2};\ R_{1-I} = \frac{D_{1-I}}{2} = \infty;$$

$$\rho_{0-I} = \frac{2}{d_{0-I}};\ \rho_{0-II} = \frac{2}{d_{0-II}};\ \rho_{1-II} = \frac{2}{D_{1-II}};\ \rho_{1-I} = 0;$$

$$A = \frac{1}{2}(\rho_{0-I} + \rho_{1-I}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + 0\right) = \frac{1}{d_{0-I}};$$

$$B = \frac{1}{2}(\rho_{0-II} + \rho_{1-II}) = \frac{1}{2}\left(\frac{2}{d_{0-I}} + \frac{2}{D_{1-II}}\right) = \frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{D_{1-II}};$$

$$\sum\rho = \rho_{0-I} + \rho_{1-I} + \rho_{0-II} + \rho_{1-II} = \frac{2}{d_{0-I}} + 0 + \frac{2}{d_{0-II}} + \frac{2}{D_{1-II}};$$

$$cos\,\tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{D_{1-II}} - \frac{1}{d_{0-I}}}{\frac{1}{d_{0-I}} + \frac{1}{D_{1-II}} + \frac{1}{d_{0-I}}},$$

где: D_{1-I}, D_{1-II} – ширина и диаметр канавки поршня соответственно в плоскостях I и II.

Последняя величина (cos τ) во всех случаях необходима для нахождения справочных параметров сопряжения μ и ν [2, 3], требуемых для определения площади F эллиптической площадки контакта сопряжённых элементов

$$F = \pi\mu\,\nu\,\sqrt[3]{\left(\frac{3\left(1-\varepsilon^2\right)}{E\sum\rho}P_0\right)^2}, \qquad (6)$$

где – модуль Юнга; ε – коэффициент Пуассона и P_0 – максимальное усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным шариком и найденное с учётом количества Z несущих шариков [2, 3], и числа n рядов шариков из выражения

$$P_0 = \frac{kR}{nZ}, \qquad (7)$$

где k – коэффициент, зависящий от количества и размеров шариков в одном ряду сопряжения [2, 3], а R – нагрузка в подвижном сопряжении гидроцилиндра.

Контактные напряжения и условие прочности с учётом записей (6) и (7) можно представить в виде

$$\sigma_{CM} = \frac{P_0}{F} \le \left[\sigma_{CM}\right], \qquad (8)$$

где $[\sigma_{CM}]$ – допускаемые напряжения при смятии.

В случае, когда условие (8) не выполняется необходимо либо изменить диаметр шарика, либо увеличить число рядов в сопряжении в зависимости от конструкции и размеров конкретного гидроцилиндра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **А.с. СССР, 1807256, МКИ^3 F15B15/14.** Гидроцилиндр./ Д. Ю. Кобзов, В. А. Рукавишников, А. П. Сергеев и др. (СССР). 1993.

2. **Спришевский, А. И.** Подшипники качения / А. И. Спришевский. – М. : Машиностроение, 1968. – 632 с. : ил.

3. **Перел, Л. Я.** Подшипники качения. Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. / Л. Я. Перел. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 606 с.: ил.

момент её укладки. В результате реализации этой подсистемы формируется новое знание о среде.

Уровень 5. На этом уровне анализируется информация о результатах укладки и уплотнения асфальтобетонной смеси. Также используется информация о результатах контроля качества изготовленного асфальтобетонного покрытия. Эти данные поставляются на АБЗ внешней лабораторией. Анализ этих данных позволяет уточнить модель формирования показателей качества асфальтобетона и повысить эффективность управления производством асфальтобетонной смеси.

Анализ структуры энергозатрат при строительстве дорожных асфальтобетонных покрытий, а также затрат материальных ресурсов позволил выявить наиболее эффективное направление ресурсосбережения. А именно, на производство дорожно-строительных материалов расходуется порядка 15–20 % от общего объёма энергозатрат (в среднем 130–195 ГДж на 1 км), на транспортирование материалов, включая погрузочно-разгрузочные работы, около 15–25 % от общего объёма энергозатрат (в среднем 120–300 ГДж на 1 км), на приготовление асфальтобетонных смесей около 40–50 % от общего объёма энергозатрат (в среднем 425–530 ГДж на 1 км), на транспортирование смеси к месту проведения работ, укладку и уплотнение около15–20 % от общего объёма энергозатрат (в среднем 145–195 ГДж на 1 км). Структура затрат материальных ресурсов и энергии при проведении ремонтных работ в целом такое же, что и при новом строительстве.

Анализ распределения энергозатрат показывает, что на транспортирование материалов расходуется 25–45 % от общей суммы энергозатрат.

Затраты энергии на технологические операции по приготовлению смесей складываются из затрат на нагрев материалов, подготовительные операции и перемешивание компонентов смеси. Значительных энергоресурсов требует сушка минеральных материалов.

Расход топлива при работе сушильного барабана составляет в среднем 250–300 кг/ч, а установленная мощность электродвигателей равна 60–110 кВт (при производительности 25–50 т/ч). При производительности 100 т/ч расход топлива составляет 1140 кг/ч, а мощность электродвигателей 153 кВт.

Ориентировочно можно принимать, что общий расход топлива на нагрев и сушку составляет 0,8–1,2 % от массы минерального материала. Таким образом, нагрев и сушка 1400 т щебня и песка, используемых при приготовлении асфальтобетонной смеси, потребует расхода 12–15 т условного топлива, т.е. затрат энергии в количества 350–400 ГДж.

Энергозатраты на перемешивание 1 т горячей асфальтобетонной смеси составляют в среднем 1,9–2,0 кВт·ч при производительности установок 25–30 т/ч или 4–4,5 кВт·ч для асфальтосмесительных установок производительностью 40–50 т/ч. При расчетах следует учитывать, что на выработку 1 кВт ч электроэнергии расходуется 170 г условного топлива, т.е. 1 т условного топлива (мазута) дает 6000 кВт·ч электроэнергии.

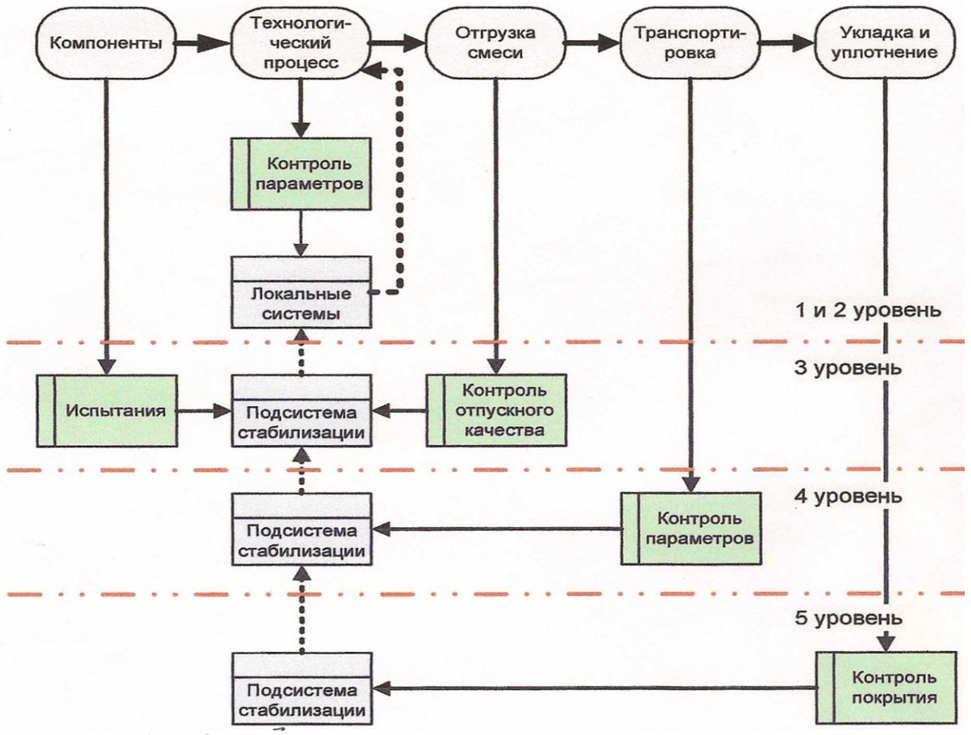


Рис. 1. Структура комплексной системы управления качеством асфальтобетонной смеси

Уровень 3. На этом уровне обеспечивается решение задачи стабилизации качества асфальтобетонной смеси на выходе из АБЗ. Этот уровень управления базируется на информации, поставляемой лабораторией завода:

– информация о параметрах компонентов асфальтобетонной смеси. Например, гранулометрический состав минерального порошка;

– информация о параметрах технологического процесса. Например, информация о рецептуре асфальтобетонной смеси;

– информация о качестве готовой продукции. Например, информация о прочности асфальтобетона, полученная в ходе испытаний для аттестации партии готовой асфальтобетонной смеси.

Уровень 4. На этом уровне управления анализируется информация о транспортировке асфальтобетонной смеси от АБЗ до места её укладки. Эта информация может быть получена внешней, относительно АБЗ, лабораторией. Например, фактическая температура асфальтобетонной смеси в момент её доставки к месту укладки, которая зависит как от температуры смеси при её отгрузке на АБЗ, так и от времени транспортировки и температуры окружающей среды. Анализ этой информации позволяет настроить технологический процесс АБЗ, чтобы минимизировать отклонение температуры смеси от заданного уровня в

УДК 69.002.51.192:621.225.2

А. Ю. Кулаков
ФГБОУ ВПО «БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Братск, Россия

СИСТЕМА БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПО ПАРАМЕТРАМ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Предлагается система бортового (встроенного) диагностирования гидроцилиндров по параметрам несущей способности с контролем в процессе работы трёх диагностических параметров.

Известные методы получения информации о техническом состоянии гидроцилиндров основаны на контроле, главным образом, параметров герметичности гидроцилиндра. Однако с ростом его типоразмера резко возрастает число отказов по причине прочностных разрушений несущих элементов, то есть потери гидроцилиндром несущей (нагрузочной) способности.

Информацию о состоянии несущей способности можно получать путём контроля параметров взаимного расположения длинномерных несущих элементов гидроцилиндра, то есть по угловой несоосности его штока и корпуса, в качестве контролируемой составляющей которой целесообразно использовать угол этой несоосности. Таким образом, непрерывный контроль за изменением взаимного расположения штока и корпуса (гильзы) гидроцилиндра позволит избежать такого полного, явного и, зачастую, невосстанавливаемого отказа гидроцилиндра, как искривление штока и его последующее заклинивание в корпусе.

На практике принципиальная схема подобного бортового (встроенного) контроля несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндра предполагает контроль двух диагностических параметров: угла несоосности штока и корпуса гидроцилиндра, а также текущее выдвижением его штока.

Для гидропривода возвратно-поступательного перемещения, в котором возможны значительные по величине пульсации давления рабочей жидкости, целесообразно использовать систему бортового диагностирования гидроцилиндра по трём параметрам.

Между тем, в большинстве гидроприводов возвратно-поступательного действия дорожных и строительных машин наряду с пульсациями давления в полости нагнетания, зачастую, имеют место значительные пространственные перемещения исполнительного гидроцилиндра. В этом случае целесообразно применять систему встроенного диагностирования гидроцилиндра по четырём параметрам с контролем угла наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения.

Такая система встроенного диагностирования гидроцилиндра (рис. 1) включает в себя диагностируемый исполнительный (силовой) гидроци-

линдр 1, гидрораспределитель 2, питание 3 и слив 4 штатной гидросистемы, предохранительный клапан 5, электрический манометр 6, двухпозиционный гидрозолотник 7 с электромагнитным управлением, гидромагистрали 8, датчики осевого перемещения штока 9 и угловой несоосности длинномерных элементов 10 гидроцилиндра 1, установленные на его корпусе и подключенные через усилитель 11 к электропреобразователю 12, а также индикатор 13, подключенный к нему проводами 14. Дополнительно в такой системе устанавливается датчик горизонта 15, показания с которого через усилитель 11 поступают на электропреобразователь 12.

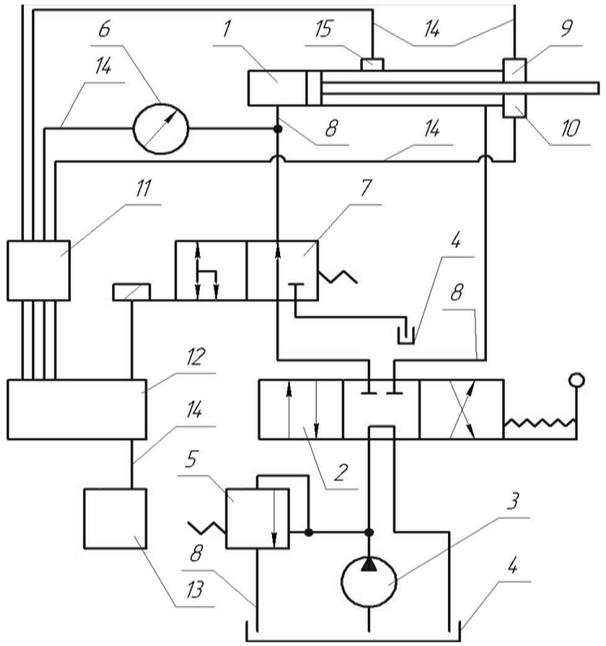


Рис. 1. Система бортового диагностирования гидроцилиндров по параметрам несущей способности

Сигналы с чувствительных элементов осевого перемещения и угловой несоосности, характеризующие деформационную составляющую несущей способности гидроцилиндра, наряду с сигналом от манометра и датчика горизонта поступают на усилитель, а затем на преобразователь, где окончательно формируются в качестве характеристики несущей способности гидроцилиндра и далее сравниваются с её предельным значением. В случае непревышения предельного значения электрический сигнал поступает на индикатор оператора машины, например, в виде соотношения текущего и предельного значений.

В случае превышения предельного значения диагностического параметра управляющий сигнал с преобразователя поступает на двухпозиционный гидрозолотник, который отключает силовой гидроцилиндр от гидросистемы, тем самым предотвращая его отказ.

1) главной задачей комплексной системы управления является стабилизация на заданном уровне качества готового асфальтобетонного покрытия на объекте, а не стабилизация качества асфальтобетонной смеси на выходе из АБЗ, как было ранее;

2) системы управления производством асфальтобетонной смеси на АБЗ охватывают задачи от управления оборудованием до управления качеством продукции;

3) границы объекта управления качеством расширены за счёт добавления к производственной структуре процессов связанных с транспортировкой, укладкой и уплотнением асфальтобетонных смесей.

Производство асфальтобетонной смеси, как объект управления, характеризуется многими факторами, из которых основным является технологический процесс, включающий в себя:

– процессы перемещения минеральных материалов и их накопление в различных бункерах;

– операции дозирования минеральных компонентов и битума;

– операция смешивания;

– тепловые процессы;

– операция разделения минеральных компонентов на фракции;

– операции контроля: качество компонентов; режим технологического процесса; качество готовой продукции (асфальтобетонное покрытие).

На рис. 1 представлена обобщённая структурно-комплексная система управления производством асфальтобетонной смеси, состоящей из пяти иерархических уравнений.

Уровень 1. На нижнем уровне иерархии находится система локального управления (ЛСАУ) собственно технологическим оборудованием, агрегатами и механизмами. Источником информации на этом уровне являются сигналы от первичных преобразователей и органов управления.

Достижение требуемых параметров осуществляют настройкой дозирующих устройств минеральных материалов и вяжущего, контролем количества составляющих компонентов асфальтобетонной смеси и температуры минеральных материалов после сушки в сушильном барабане, вяжущего в резервуаре, готовой асфальтобетонной смеси, испытаниями образцов на соответствие физико-механическим свойствам асфальтобетона нормативным требованиям.

Уровень 2. На этом уровне проводится согласование работы отдельных элементов технологического процесса. Так, например, ЛСАУ обеспечивает согласование производительности питателей дозаторов предварительного дозировочного с уровнями компонентов в расходных бункерах дозировочного отделения.

УДК 625.855.3

А. И. Доценко, д-р техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА И СТРОИТЕЛЬСТВА»
Москва, Россия

КОНЦЕПЦИЯ КОМПЛЕКСНОГО УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ АСФАЛЬТОБЕТОНА В ДОРОЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Разработана концепция комплексного управления производством асфальтобетонной смеси, базирующаяся на её автоматизированном контроле качества по всему технологическому циклу, начиная от завода-изготовителя, далее в процессе транспортировки и непосредственно на объекте строительства.

Строительство является одной из наиболее материало- и энергоёмких отраслей промышленности, потребляющей огромные объёмы строительных материалов и изделий. Затраты на материалы составляют более 50 % от сметной стоимости.

Ресурсосбережение при решении технических вопросов в области строительства и ремонта автомобильных дорог с асфальтобетонными покрытиями предусматривает разработку наиболее эффективных конструкций и технологий, обеспечивающих рациональное и экономное использование дорожно-строительных материалов, экономию энергетических ресурсов при их производстве и применении.

Большое влияние на состояние и долговечность покрытия автомобильных дорог оказывает качество асфальтобетонных смесей.

Исследованиями проведёнными в Московской государственной академии коммунального хозяйства и строительства установлено, что низкий срок службы асфальтобетонных покрытий связан с высокой вариацией качества асфальтобетона. Это происходит из-за нестабильности характеристик компонентов, неконтролируемых изменений свойств смеси при ее транспортировке, нестабильности параметров ее укладки и уплотнения. Особо остро эта проблема встает при использовании местных материалов. Большинство разработанных ранее методик определения параметров смеси и технологического процесса основаны на вычислении средних значений, что не может гарантировать производство асфальтобетона со стабильными значениями параметров. В условиях асфальтобетонного завода (АБЗ) реальным направлением решения данной проблемы является создание систем управления, компенсирующих нестабильность характеристик и стабилизирующих качество готовой асфальтобетонной смеси.

Разработанная концепция комплексной автоматизации управления контролем качества асфальтобетонных смесей базируется на следующих основных принципах:

УДК 621.875

О. В. Леонова, канд. техн. наук, проф.; Е. Г. Веретенников
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

ОБОСНОВАНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ НА ОСНОВЕ ОЦЕНКИ РИСКА

Разработана методика оценки риска портальных кранов, представляющая кран в виде многоуровневой иерархической системы металлоконструкции, электрооборудования, механизмов и использующая логико-вероятностные методы расчета. Количественная оценка риска элементов металлоконструкции, выполнялась в вероятностной форме с применением физико-механических, дедуктивных и индуктивных методов оценки, с использованием статистических данных по интенсивностям отказов. При отсутствии статистических данных об отказах элементов механизма, были использованы данные тензометрических испытаний элементов.

В связи с возросшими требованиями к обеспечению промышленной безопасности (управлением риском) технических систем и устройств, утверждением и вступлением в силу технического регламента «О безопасности машин и оборудования», появилась необходимость в разработке методик по количественной оценке риска для принятия мер по предотвращению аварий опасных производственных объектов, к которым относятся краны. Наряду с конструкторской, эксплуатационной, технологической документацией, обоснование безопасности машин и механизмов должно включать в себя оценку риска их эксплуатации.

Разработанная методика оценки риска эксплуатации портальных кранов, применима к портальным кранам, находящимся на всех стадиях эксплуатации, а именно в начале эксплуатации, после проведения ремонта, реконструкции, технического диагностирования. Однако подходы к оценке, предложенные в настоящей работе могут быть использованы для кранов, используемых при строительных работах.

Комплексную оценку риска эксплуатации портального крана можно провести количественным или качественным методами.

При выборе модели проведения оценки необходимо учитывать:

– цели и характер результатов анализа;

– наличие исходных данных о текущем состоянии объекта и характере опасности;

– наличие квалифицированных исполнителей.

Целями проведения оценки риска эксплуатации являются:

– при качественной оценке риска – выявление причин возникновения отказов и принятие мер для снижения последствий отказа;

– при количественной оценке риска - получение исходных данных об отказах, причинах их появления для определения критичности отказов и оценки вероятности аварии.

Портальный кран представлен в виде многоуровневой иерархической системы, состоящей из различных элементов, оценка риска эксплуатации которых проводится с применением различных методов анализа.

При количественной оценке риска эксплуатации портальных кранов предлагается использование технической концепции анализа риска, в основе которой лежит анализ причин возникновения отказов и дефектов основных элементов крана, с целью построения дерева неисправностей (дерева отказов).

Количественные характеристики для комплексной оценки риска эксплуатации портального крана предлагается получать в результате оценки вероятности возникновения аварии либо статистическим путём обработки данных об отказах элементов, либо расчётом, путём построения для отдельных узлов и деталей графиков, связывающих вероятность безотказной работы со временем эксплуатации.

Представляя кран в виде модели трёхуровневой технической системы (рис.1), изменяющей своё состояние во времени и находящейся в разное время в различных состояниях проводится его анализ методом дерева неисправностей, который основывается на информации об исходных событиях (отказах элементов механизмов, электрооборудования и несущих элементов металлоконструкции).

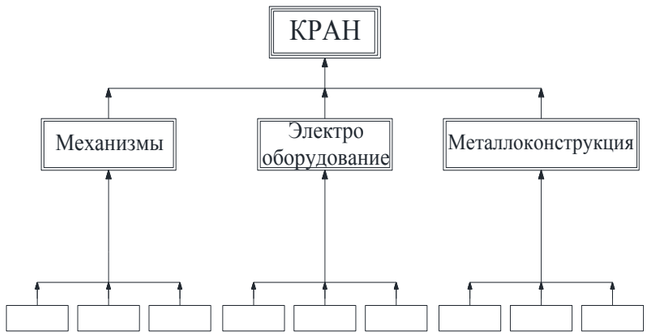


Рис. 1. Блок-схема оценки риска

Вершина дерева неисправностей портального крана представлена на рис. 2, где Е – аварийный случай, возникший в ходе эксплуатации по причине отказа элементов электрооборудования, приводов механизмов или металлоконструкции (полный отказ системы); Э – аварийный случай, возникший при отказе электрооборудования портального крана; П – аварийный случай, возникший при отказе привода механизма портального крана;

$$m_{см.6} = m_{см.5} + m_{10}\,, \tag{26}$$

$$C_{см.6} = \frac{m_{см.5}C_{см.5} + m_{10}C_{10}}{m_{см.6}}\,. \tag{27}$$

На основании уравнений (3), (5)–(14), (17)–(27) синтезирована структура динамики температуры смеси в смесителе на интервале времени от загрузки первого компонента до выгрузки смеси в форму (рис. 2), которая является основой для разработки вычислительной модели температурных режимов при приготовлении ячеисто-бетонной смеси.

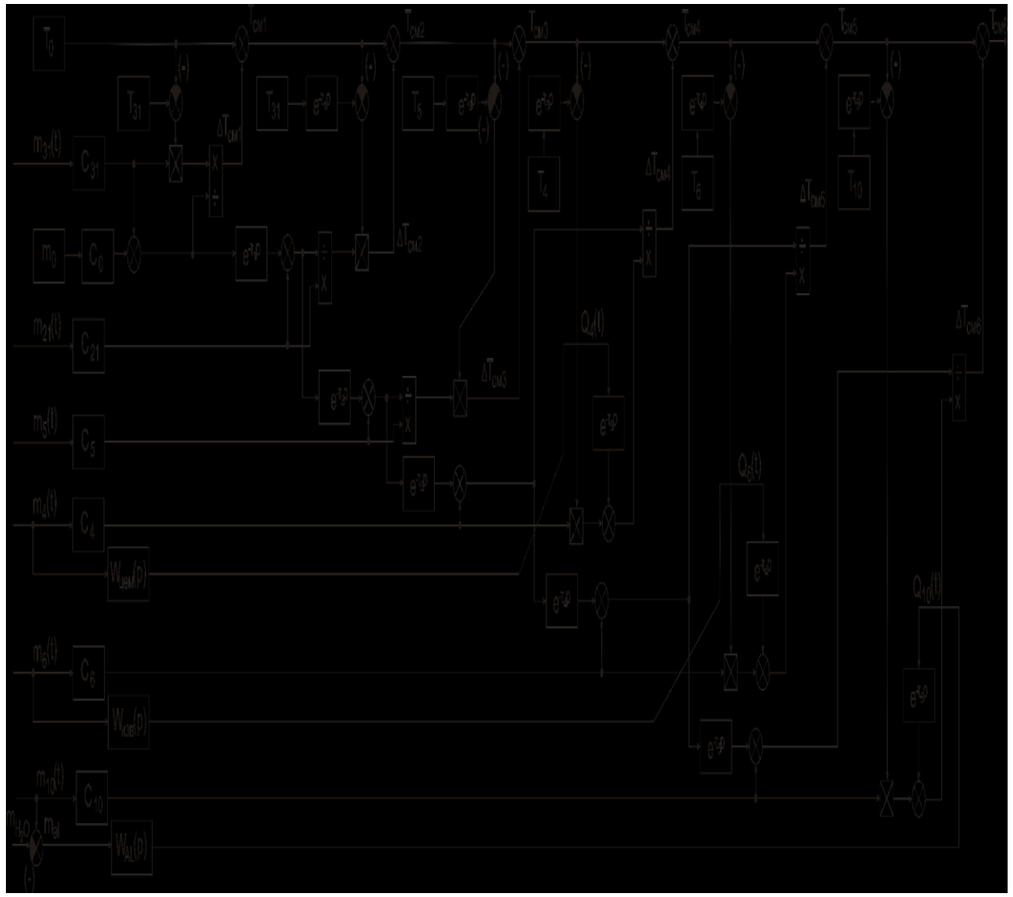


Рис. 2. Структура динамики температуры смеси

$$T_{см.3}(t) = T_{см.2} + \Delta T_{см.3}(t), \quad (11)$$

$$\Delta T_{см.3}(t) = \frac{m_5(t)C_5}{m_5(t)C_5 + m_{см.2}C_{см.2}}(T_5 - T_{см.2}), \quad (12)$$

$$m_{см.3} = m_{см.2} + m_{5\max}, \quad (13)$$

$$C_{см.3} = \frac{m_{5\max}C_5 + m_{см.2}C_{см.2}}{m_{см.3}}. \quad (14)$$

4-й – 6-й этапы отличаются от трех первых тем, что, начиная с 4-го этапа, происходит тепловыделение. Обозначим их: $Q_4(t)$, $Q_5(t)$ и $Q_6(t)$, здесь $Q_4(t)$ и $Q_5(t)$ – тепловыделения, обусловленные гидратацией цемента и извести, соответственно; $Q_6(t)$ – взаимодействием водно-алюминиевой суспензии с известью.

Уравнение теплового баланса для 4-го этапа:

$$m_{см.3}C_{см.3}\left[T_{см.3}\text{-}T_{см.4}(t)\right]=m_4(t)C_4\left[T_{см.4}(t)\text{-}T_4\right]\text{-}Q_4\left(t\text{-}\tau_3\right). \quad (15)$$

Введем обозначение:

$$T_{см.4}(t) = T_{см.3} + \Delta T_{см.4}(t). \quad (16)$$

Подставим (16) в (15), получим:

$$\Delta T_{см.4}(t) = \frac{Q_4(t-\tau_3) + m_4(t)C_4\left[T_4 - T_{см.3}\right]}{m_{см.3}C_{см.3} + m_4(t)C_4}, \quad (17)$$

после окончания дозирования масса смесителя

$$m_{см.4} = m_{см.3} + m_4, \quad (18)$$

а его удельная теплоемкость (в допущении, что теплоемкость компонентов смеси не зависит от температуры, т.к. максимальный диапазон изменения температуры смеси в смесителе не превышает 25–30 ^{0}С)

$$C_{см.4} = \frac{m_{см.3}C_{см.3} + m_4C_4}{m_{см.4}}. \quad (19)$$

По аналогии с (7)–(19) можно записать уравнения для 5-го и 6-го этапов, а именно:

$$T_{см.5}(t) = T_{см.4} + \Delta T_{см.5}(t), \quad (20)$$

$$\Delta T_{см.5}(t) = \frac{Q_5(t-\tau_4) + m_6(t)C_6\left[T_6 - T_{см.4}(t)\right]}{m_{см.4}C_{см.4} + m_6(t)C_6}, \quad (21)$$

$$m_{см.5} = m_{см.4} + m_6, \quad (22)$$

$$C_{см.5} = \frac{m_{см.4}C_{см.4} + m_6C_6}{m_{см.5}}, \quad (23)$$

$$T_{см.6}(t) = T_{см.5} + \Delta T_{см.6}(t), \quad (24)$$

$$\Delta T_{см.6}(t) = \frac{Q_6(t-\tau_5) + m_{10}(t)C_{10}\left[T_{10} - T_{см.5}(t)\right]}{m_{см.5}C_{см.5} + m_{10}(t)C_{10}}, \quad (25)$$

М – аварийный случай, возникший при отказе элементов металлоконструкции портального крана. События Э, П, М соединены логическим оператором «или», т.е. главное событие Е может произойти при наступлении любого из событий.

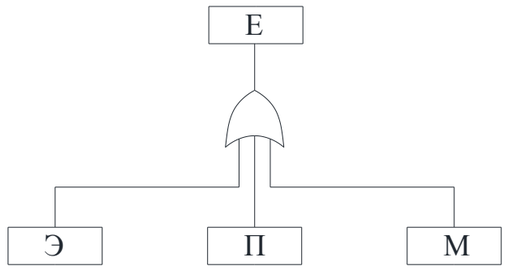


Рис. 2. Вершина дерева неисправностей (отказов) портального крана

На начальном этапе оценки риска были выявлены все источники опасности (идентификация опасностей). Вершина дерева неисправностей последовательно расширялась для каждого логического оператора и составлялся алгоритм аварийных сочетаний различных случайных событий таким образом, чтобы на нижнем уровне схемы находились элементарные исходные события.

В рамках структурного анализа построено дерево неисправностей главного исходного события, которое в общем виде представлено на рис. 3, где Эпод – отказ электрооборудования механизма подъема; Эпов – отказ электрооборудования механизма поворота; Эпер – отказ электрооборудования механизма передвижения; Эив – отказ электрооборудования механизма изменения вылета стрелы; Ппод – отказ привода механизма подъема; Ппов – отказ привода механизма поворота; Ппер – отказ привода механизма передвижения; Пив – отказ привода механизма изменения вылета стрелы; М1 – отказ металлоконструкции стрелы; М2 – отказ металлоконструкции рычага противовеса; М3 – отказ металлоконструкции оттяжки; М4 – отказ металлоконструкции колонны (верхнего строения); М5 – отказ металлоконструкции хобота; М6 – отказ металлоконструкции тяги противовеса; М7 – отказ металлоконструкции портала.

В зависимости от условий работы, типа портального крана, конструктивных особенностей, данных о проведенных ремонтах и модернизации, дерево неисправностей скорректировано для получения более качественных результатов.

Отказ элементов металлоконструкции носит постепенный характер и описывается нормальным распределением. Количественная оценка риска элементов металлоконструкции, в таком случае, выполнена в вероятностной форме с применением физико-механических и индуктивных методов на основании дедуктивного метода дерева неисправностей. Для построения дерева неисправностей были заданы конечные события, далее в логической схеме располагали события, вызывающие конечное событие.

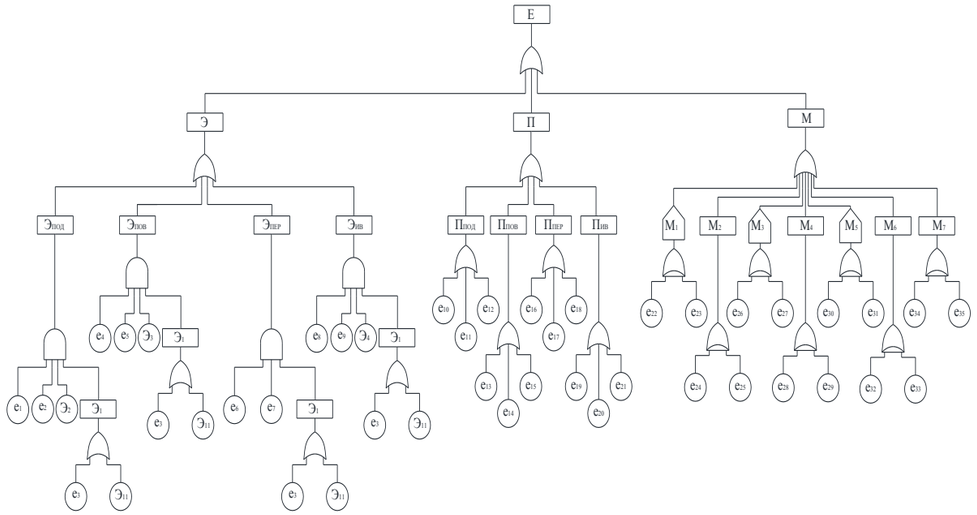


Рис. 3. Дерево неисправностей портального крана (в общем виде)

При наличии статистических данных по отказам элементов электрооборудования и элементов приводов механизмов портального крана для оценки вероятности безопасной работы использовано экспоненциальное распределение.

Поскольку для портальных кранов не всегда имеется возможность получения статистических данных, вследствие отсутствия единой справочной базы, оценку риска механизмов возможно проводить на основании физико-механического метода с использованием данных по тензометрии элементов с эксплуатационными дефектами. Для этого, исходя из данных по анализу дефектов и/или экспертизы промышленной безопасности, экспертом выбирается элемент механизма крана, наиболее подверженный повреждениям в процессе эксплуатации, для которого проводятся тензометрические испытания при различных видах нагружения.

По полученным циклограммам нагружения и значениям напряжений производится расчет характеристик сопротивления усталости элемента и расчет функции долговечности, позволяющим для необходимого периода безопасной эксплуатации определить величину риска эксплуатации.

На основании полученных вероятностных характеристик и построенного дерева неисправностей производится комплексная оценка риска эксплуатации портального крана.

Для апробации предложенной методики, в настоящее время производится оценка риска эксплуатации портального крана Альбатрос 10/20-32/16 ПАЛ 57, эксплуатируемого ОАО «Северный речной порт». Полученные результаты позволят дать рекомендации по его дальнейшей эксплуатации и предложить меры по снижению отказов.

Подставим (2) в (1), получим приращение температуры смеси:

$$\Delta T_{см.1}(t) = \frac{m_{31}(t)C_{31}}{m_{31}(t)C_{31} + m_0 C_0}(T_{31} - T_0). \quad (3)$$

В статике, т.е. после окончания дозирования обратного шлама, температура

$$\Delta T_{см.1уст} = \frac{m_{31\max}C_{31}}{m_{31\max}C_{31} + m_0 C_0}(T_{31} - T_0), \quad (4)$$

масса смесителя с обратным шламом

$$m_{см.1} = m_0 + m_{31\max}, \quad (5)$$

теплоемкость системы смеситель-обратный шлам

$$C_{см.1} = \frac{m_0 C_0 + m_{31\max}C_{31}}{m_0 + m_{31\max}}. \quad (6)$$

На основании уравнений (2) – (5) синтезирована структура (рис. 1) динамической модели формирования температуры $T_{см.1}$.

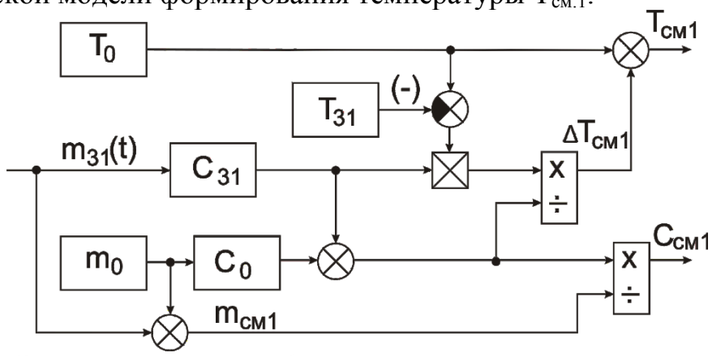


Рис. 1. Динамическая модель формирования температуры

2-й этап соответствует загрузке в смеситель мокрого песчаного шлама теплоемкостью C_{21} с начальной температурой T_{21}. На этом этапе так же, как и на первом, нет источников тепла, поэтому динамику этого процесса можно описать уравнениями, аналогичными 1-му этапу, а именно:

$$T_{см.2}(t) = T_{см.1} + \Delta T_{см.2}(t), \quad (7)$$

$$\Delta T_{см.2}(t) = \frac{m_{21}(t)C_{21}}{m_{21}(t)C_{21} + m_{см.1}C_{см.1}}(T_{21} - T_{см.1}), \quad (8)$$

$$m_{см.2} = m_{см.1} + m_{21\max}, \quad (9)$$

$$C_{см.2} = \frac{m_0 C_0 + m_{31\max}C_{31} + m_{21}C_2}{m_{см.2}}, \quad (10)$$

$$\Delta T_{см.2}(t) = \frac{m_{21}(t)C_{21}}{m_0 C_0 + m_{31\max}C_{31} + m_{21}C_2}(T_{21} - T_{см.1}).$$

3-й этап (загрузка гипса), для него можно записать:

УДК 691.327

К. С. Галицков, канд. техн. наук, доц.; С. В. Шломов
ГОУ ВПО «САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Самара, Россия

СТРУКТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЕМПЕРАТУРЫ ЯЧЕИСТО-БЕТОННОЙ СМЕСИ

Разработана структура динамической модели формирования температуры смеси при производстве ячеисто-бетонных изделий.

Изготовление изделий из ячеистого бетона в значительной мере зависит от температурных режимов на всех этапах производства. Поэтому весьма актуальным является создание математической модели тепловых полей смеси и сырца при его вспучивании в форме и при автоклавировании. В данной работе рассмотрим динамическую модель ячеисто-бетонной смеси на этапе ее приготовления.

Процесс приготовления смеси сопровождается выделением тепловой энергии при гидратации вяжущих и ее поглощением другими компонентами. При разработке модели используются следующие допущения.

1. Принимая во внимание, что технологический процесс происходит при непрерывном интенсивном перемешивании, считаем, что температура смеси во всем ее объеме смесителя одинакова.

2. Потери энергии в окружающую среду начинаются только после выгрузки смеси в форму. Это объясняется малой величиной перепада температуры смеси и окружающей среды, и сравнительно непродолжительным временем перемешивания.

3. Тепловыделением гипса при гидратации пренебрегаем, так как оно мало по сравнению с выделением тепла от гидратации цемента и извести.

Наполнение смесителя происходит поэтапно, поэтому составим уравнения теплового баланса применительно к каждому этапу.

1-й этап. Заполнение смесителя обратным шламом с температурой T_{31} и теплоемкостью C_{31}. Начальные условия: температура смесителя T_0, масса смесителя m_0, удельная теплоемкость C_0. В рамках принятых допущений уравнение теплового баланса имеет вид:

$$m_0 C_0 \left[T_0 - T_{\text{см.1}}(t) \right] = m_{31}(t) C_{31} \left[T_{\text{см.1}}(t) - T_{31} \right], \qquad (1)$$

где $T_{\text{см.1}}$ – температура смеси на первом этапе,

$$T_{см.1}(t) = T_0 + \Delta T_{см.1}(t), \qquad (2)$$

где $\Delta T_{\text{см.1}}$ – приращение температуры смеси относительно T_0.

УДК 621.87:658.512.011.56

И. В. Лесковец, канд. техн. наук, доц.
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

СТРУКТУРА И ВЗАИМОСВЯЗИ В САПР БУЛЬДОЗЕРА

В статье изложены основы разработки системы автоматизированного проектирования гусеничных бульдозеров на основании системного подхода с учетом параметров систем и механизмов машины, которые оказывают существенное влияние на выходные характеристики бульдозера.

Системы автоматизированного проектирования, основанные на моделировании агрегатов и механизмов машин, позволяют выбрать основные параметры исследуемых машин на основании анализа процессов, происходящих при взаимодействии элементов этих машин с целью выявления оптимальных сочетаний параметров для различных условий работы. Новые конструктивные решения, появление новых материалов, повышение точности оборудования, современные технологические процессы и цепочки требуют новых подходов, постановки новых задач, современных методов решений. Новые методы проектирования и производства позволяют производить все более совершенную технику с одной стороны, а с другой стороны новые машины требуют для своего производства все более высоких затрат. Складывающаяся ситуация требует от конструкторов, разрабатывающих конечную продукцию более взвешенных подходов и учета большего количества параметров при проектировании техники.

Если говорить о методике разработки САПР бульдозеров, задачей является создание методов моделирования машины как совокупности систем ДВИГАТЕЛЬ – ТРАНСМИССИЯ – ДВИЖИТЕЛЬ – РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ – ВНЕШНЯЯ СРЕДА – ОПЕРАТОР. Ряд работ автора [1–6] посвящен анализу этих систем, разработке их моделей. В данной работе все эти системы объединены в единое целое и выявлены характеристики, которые будет возможно подвергнуть анализу с целью получения наиболее оптимальных параметров машины.

Результатом проведенной работы является возможность на стадии проектирования машины, в зависимости от значений параметров различных систем определять характеристики выходных показателей агрегатов и систем машины в целом.

Основные показатели, анализ которых возможен при использовании САПР, представлены в табл. 1.

Табл. 1. Входные и выходные показатели систем бульдозера

Наименование показателя	Система в которой показатель используется в качестве	
	центрального выходного параметра	центрального входного параметра
Крутящий момент на коленчатом валу	ДВС	ГДТ, сцепление
Угловое ускорение, скорость и угол поворота коленчатого вала	ДВС	ГДТ, сцепление
Момент на насосном валу	ГДТ	ДВС, ГДТ
Угловое ускорение, скорость и угол поворота насосного вала	ГДТ	ДВС, ГДТ
Момент на первичном валу	сцепление	ДВС, сцепление
Угловое ускорение, скорость и угол поворота первичного вала	сцепление	ДВС, сцепление
Момент на турбинном валу	ГДТ	трансмиссия
Угловое ускорение, скорость и угол поворота турбинного вала	ГДТ	трансмиссия
Момент на первичном валу КП	трансмиссия	ГДТ, сцепление
Угловое ускорение, скорость, угол поворота первичного вала КП	трансмиссия	ГДТ, сцепление
Момент на ведущем колесе гусеничного движителя	трансмиссия	гусеничный движитель
Угловое ускорение, скорость, угол поворота ведущего колеса гусеничного движителя	трансмиссия	гусеничный движитель
Угловые и линейные ускорения, скорости и перемещения трака	рассматриваемый трак	соседние траки, колеса движителя
Линейные ускорения, скорости и перемещения опорных и поддерживающих колес подвесок	колеса подвесок	рама машины
Параметры грунта	грунт	рабочее оборудование
Угловые и линейные ускорения, скорости и перемещения рамы машины	гусеничный движитель	рабочее оборудование
Усилия на рабочем оборудовании	рабочее оборудование	рама машины

Для оценки зависимости производной dT/dz ($z_ц$) в установленном диапазоне вариаций мощности был выполнен анализ температурного поля в конце зоны нагрева, по результатам которого построена регулировочная характеристика (рис.5). Проведенный анализ позволил установить границы области управляемости процесса вспучивания керамзита как объекта управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Онацкий, С. П.** Производство керамзита / С. П. Онацкий. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1987. – 333 с.: ил.
2. **Перегудов, В. В.** Тепловые процессы и установки в технологии строительных изделий и деталей: учебник для вузов / В. В. Перегудов, М. И. Роговой. – М. : Стройиздат, 1983. – 416 с.: ил.
3. **Фадеев, А. С.** Синтез структуры системы управления вспучивания керамзита // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре: материалы 67-й Всерос. науч.-техн. конф. по итогам НИР 2009. – Самара : СамГАСУ, 2010 – 880 с.
4. **Галицков, С. Я.** Математическое описание сжигания газа во вращающейся печи для обжига керамзита / С. Я. Галицков, А. С. Фадеев // Актуальные проблемы в строительстве и архитектуре. Образование. Наука. Практика: материалы 64-й всерос. научн.-техн. конф. по итогам НИР университета за 2006. – Самара : СамГАСУ,2007. – 564 с.
5. **Галицков, С. Я.** Математическое моделирование квазиустановившегося режима вращающейся печи для производства керамзита как объекта управления / С. Я. Галицков, А. С. Фадеев // Эврика-2008: сб. конкурсных работ Всерос. смотра-конкурса научно-технического творчества студентов высших учебных заведений. – Новочеркасск : ЮрГТУ. – НПИ – 2009. – 634 с.

На температурную кривую T(z) накладывается жесткое ограничение максимальной температуры в зоне вспучивания. Эта температура для каждой глины определяется экспериментально и примерно на 7–15 °С ниже температуры плавления глины. Жесткого ограничения на минимальную температуру в этой зоне нет, но эта величина влияет на насыпную плотность керамзита [1]. Поэтому для определения области управляемости была взята средняя характеристика на температурной кривой для глины смышляевского месторождения (рис.1). Показано [4], что горелка обеспечивает линейную зависимость $Q_п = f(Q_т)$ и в соответствии с техническими может обеспечить 40 кВт/м^3. Установлено, что применительно к глине смышляевского месторождения, где температура плавления глины составляет 1200 °С, объемная тепловая мощность, отдаваемая горелкой не должна превышать 39,27 кВт/м^3.

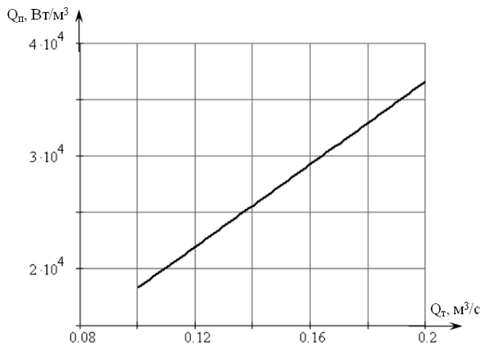


Рис. 2. Зависимость объемной тепловой мощности $Q_п$ от $Q_т$

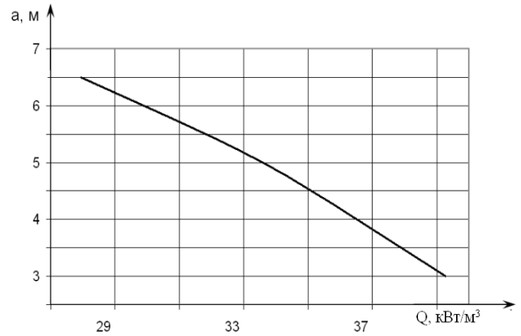


Рис. 3. Зависимость ширины зоны вспучивания а от $Q_п$

За нижнюю границу температурной кривой в зоне вспучивания принято значение $T(z_в) = 952,5$ °С, экспериментально показано, что этот режим обеспечивается при $Q_п = 27,94$ кВт/м^3. В этих граничных условиях вариация длины зоны вспучивания составляет 3–6,5 м (рис. 3).

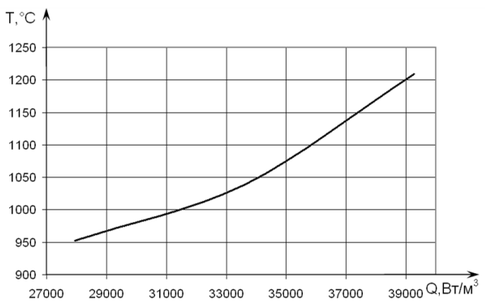


Рис. 4. Зависимость температуры в зоне вспучивания от $Q_п$

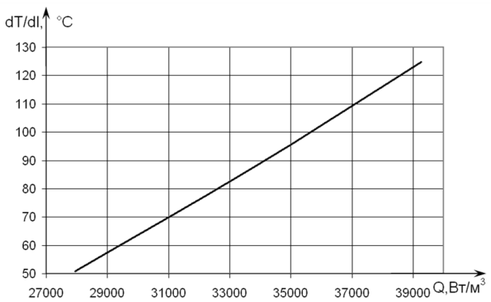


Рис. 5. Зависимость температурного градиента dT/dz ($z_ц$) от $Q_п$

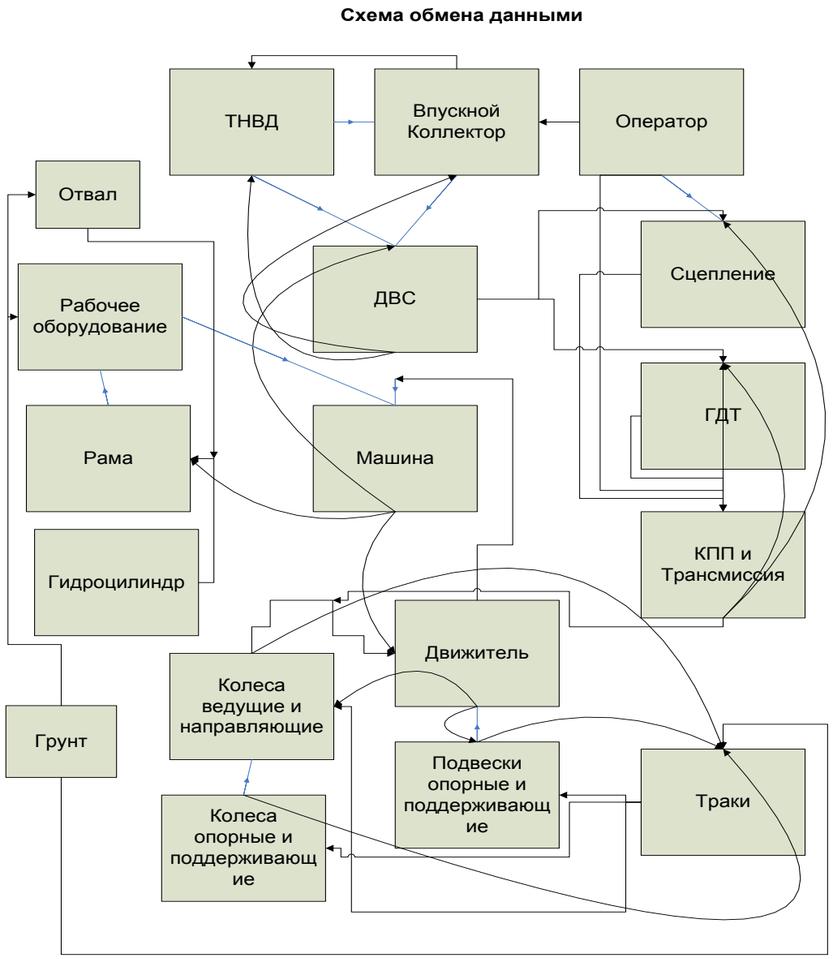


Рис. 1. Схема обмена данными между модулями САПР

Таким образом, появляется возможность определения на стадии проектирования основных параметров машины, отвечающих заданным условиям варьируя более чем 50 параметрами систем, оказывающих наиболее существенное влияние на выходные характеристики бульдозеров.

Важное значение имеют не только данные, но и организация их обмена между модулями САПР. На рисунке представлена схема обмена данными, которая обеспечивает эффективную работу САПР бульдозера с помощью организации хранения данных, методов чтения и размещения в памяти.

Исследования различных авторов, в различных областях науки, проводимые в последнее время, показывают, что на данном этапе развития науки недостаточно просто разработки математических моделей. Необходима адаптация этих моделей к конкретным условиям соответствующих

производств и даже к конкретно решаемым задачам. Многие авторы указывают, что наряду с разработкой математических моделей, необходима алгоритмизация, проведение работ по системному объединению исходных данных и решающих модулей. Самые современные разработки отражают возможное поведение систем на экране компьютера, т.е. обеспечивают имитацию работы исследуемых систем с целью выявления возможных вариантов развития событий в реальном мире на основе моделирования поведения системы.

Такое состояние характерно для систем и механизмов, где воздействия оказывают многие факторы, что присутствует при работе всех землеройно-транспортных машин, в том числе и бульдозеров.

Представленная схема позволяет разработать САПР бульдозера, предназначенную для выбора основных параметров систем, оказывающих существенное влияние на его работу. В процессе создания общей модели бульдозера и работы с ней САПР позволяет проанализировать работоспособность систем отдельно, выявить параметры, указывающие существенное влияние на выходных характеристики каждой системы, и впоследствии машины в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лесковец, И. В.** Математическая модель гусеничного движителя СДМ / И. В. Лесковец // Вестн. МГТУ. – 2003. – № 2.

2. **Лесковец, И.В**. Определение параметров гусеничного движителя машин для земляных работ / И. В. Лесковец // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2.

3. **Лесковец, И.В.** Параметры элементов имитационной модели гусеничного движителя / И. В. Лесковец // Вестн. БрГТУ сер. Машиностроение. – 2006.– № 4 (40). – С. 58–63 .

4. **Лесковец, И.В.** Методы моделирования гусеничных машин / И. В. Лесковец, В. В. Береснев // Вестн. Белорус.– Рос. ун-та.– 2007. – № 1(14).–.С. 26–32

5. **Лесковец**, **И. В.** Структура имитационной модели гусеничного движителя / И. В. Лесковец // Вестн. ПГУ сер. В Прикладные науки. Машиноведение. – 2007. – № 4 – С. 57–60.

6. **Лесковец, И. В.** Структура имитационной модели рабочего оборудования бульдозера / И. В. Лесковец, О. В. Леоненко // Вестн. БрГТУ сер. Машиностроение. – 2008. – № 4 (52). – С. 64–67.

УДК 691-405.8

С. Я. Галицков, д-р техн. наук, проф.; А. С. Фадеев
ГОУ ВПО «САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Самара, Россия

ОБЛАСТИ УПРАВЛЯЕМОСТИ ВСПУЧИВАНИЯ КЕРАМЗИТА

Определены области управляемости процесса вспучивания керамзита в односекционной вращающейся печи как многомерного объекта управления.

Прочность и насыпная плотность керамзита в значительной мере определяются тепловыми режимами вращающейся печи в технологических зонах нагрева и вспучивания [1,2]. Для синтеза системы автоматического управления тепловым полем в этих зонах [3] необходимо исследовать границы управляемости объекта (совокупность печи, горелки, процесса нагрева сырца керамзита), где в качестве выходных координат принята температура в центре зоны вспучивания $T(z_в)$ и производная температуры по координате z, где z – координата положения материала вдоль оси печи, dT/dz $(z_ц)$ в центральной точке $z = z_ц$ участка окончания нагрева. За входное воздействие принимаем расход топлива $Q_т$, поступающего в горелку [4], выходная координата горелки – объемная тепловая мощность $Q_п$. Определение искомых областей выполнялось на вычислительной модели [5], с помощью которой рассчитывалась кривая обжига T(z) материала в печи (рис.1).

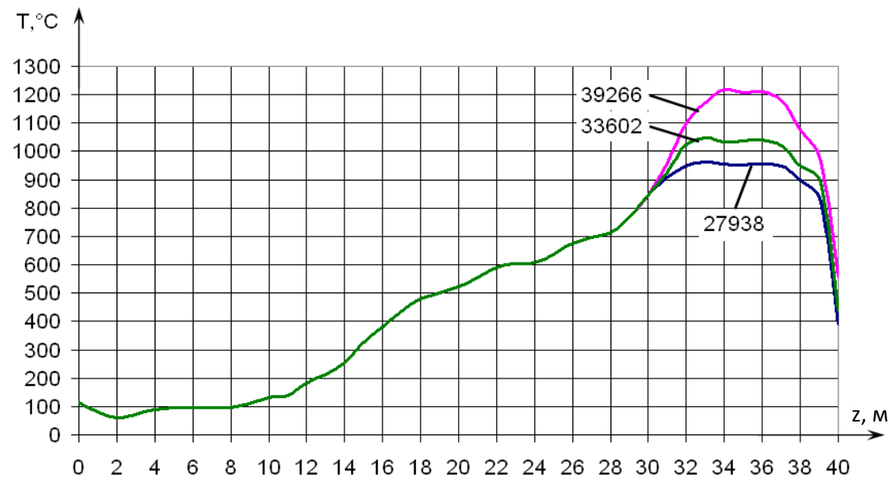


Рис. 1. Температурные кривые показаны для глины Смышляевского месторождения

Представим значение $P_{пр}$ как

$$P_{пр} = p[n], \quad (4)$$

где p – равномерное давление, действующее на пластину; [n] – коэффициент запаса прочности, [n] = 2.

Учитывая (1), (2) и (3), получаем:

$$[Z] = \frac{p[n] \cdot (a-c)^2}{24 \cdot \sigma_T \cdot F_a}, \quad (5)$$

где [Z] – потребная толщина стенки пластины, при определенном запасе её прочности.

Для конкретности примем (для нижней пластины): P = 1,2 атм; $\sigma_T = 3000\ \frac{кг}{см^2}$; F_a = 0,3 см – (арматура d = 2 см с шагом 10 см); b=3,5 м; a=10 м.

По формуле (2), получаем (a-c)=496 см.

При этом, из соотношения (5) следует [Z]=27,3 см.

Из рис. 5 следует, что общая толщина железобетонной пластины равна:

$$h = [Z] + a + \frac{b}{2},$$

где a – расстояние от арматуры до крайнего растянутого слоя бетона (a≈3 см); b – размер сжатой зоны.

Величину «b» определим из уравнения

$$\sum X = 0 \longrightarrow \sigma_T \cdot F_a = b \cdot 1 \cdot R_{бет},$$

где $R_{бет}$ – сопротивление бетона на сжатие ($R_{бет}$=300 $\frac{кг}{см}$).

Откуда $b = \frac{\sigma_T}{R_{бет}} \cdot F_a = \frac{300}{30} \cdot 0{,}3 = 3$ см.

В итоге h=27,3+1,5+3≈32 см.

Наши расчеты показали, что один погонный метр блок-модуля с предложенными размерами и конструкцией имеет массу 40 т/м.

Таким образом, запатентованное подъемное средство [2] позволяет поднимать блок-модули гидросооружений длиной до 50 м и соответственно массой 2000 т.

Эффективность строительства гидроэлектростанций, и особенно каскадов ГЭС, блок-модульным способом в подводных котлованах обеспечивается за счет сокращения в несколько раз объемов и трудоемкости строительно-монтажных работ, а также значительного снижения продолжительности и стоимости строительства. В конечном итоге это позволит иметь минимальные сроки окупаемости капитальных вложений, что особенно важно в современных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ржаницын, А. Р.** Строительная механика / А. Р. Ржаницын. – М. : Высш. шк., 1982. – 321 с.

2. **Пат. 2320529 Российская Федерация, МПК[8] B 66 C 23/52.** Плавучее подъемное средство большой грузоподъемности / В. А. Киселев, В. А. Сидоров, Д. А. Киселев; заявитель и патентообладатель ЗАО «МОПЕКО». – № 2006118022/11; заявл. 25.05.06; опубл. 27.03.08.

УДК 629.027:539.3

Н. Н. Лукашков
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДВИЖИТЕЛЯ

В статье представлен способ моделирования пневмошины колесного движителя и стенд для определения адекватностей полученной модели.

Современные колесные СДМ проектируются с помощью систем автоматизированного проектирования. Важнейшим элементом этого процесса является разработка программных средств анализа нагружения элементов конструкции колесных машин (КМ), связанных с динамикой их работы. В основе реализации всех этапов компьютерного проектирования лежит разработка динамических моделей, задача которых – отражать реальные процессы, протекающие в этих элементах конструкции. Анализ большого числа исследований показывает, что в области проектирования, изучения процессов движения и взаимодействия механической системы – «колесная машина – дорожно-грунтовые условия» существует много моделей и подробно разработаны аналитические методы оценки их эффективности и применимости для частных случаев движения: движения по неровным, твердым поверхностям. Если эту задачу расширить и рассматривать движение по грунтам, необходимо дополнительно провести моделирование реологических свойств грунтов с учетом нелинейности его характеристик.

Роль расчетных методов, связанных с моделированием реальных процессов взаимодействия, в данном случае, с учетом взаимовлияния двух систем «колесная машина – деформируемый грунт», является одной из определяющих при конструировании новых видов строительно-дорожной техники. Разработка таких методов может оказать большое влияние на выбор основных параметров конструкции и обеспечить высокую эффективность применения СДМ в целом.

В то же время практика показывает, что за счет динамического нагружения от неровности дороги и изменяющихся во времени реологических свойств грунта, дополнительные нагрузки могут превышать статические более чем на 100 %. Методик, алгоритмов и программного обеспечения, позволяющих проводить анализ в условиях динамического нагружения системы «колесная машина – деформируемый неровный грунт» не существует. Поэтому авторами ставится задача разработать модель динамиче-

ского взаимодействия системы «колесная машина – деформируемый грунт» с использованием методов имитационного моделирования и теории резания грунтов.

Представим пневмошину как сложную механическую систему рис. 1, состоящую из множества элементов, взаимодействие между которыми реализуется в виде упругих связей.

$[j,i]$

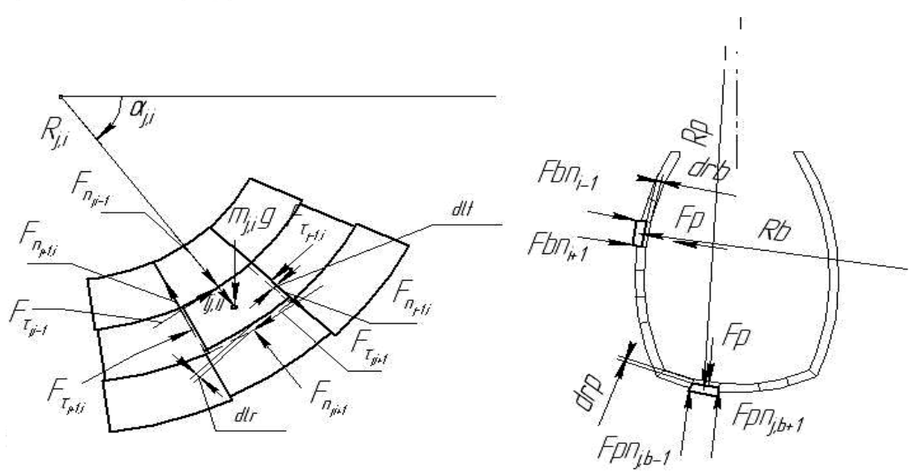


Рис. 1. Динамическая модель: $[j,i]$ – номер рассматриваемого элемента; F – силы, воздействующие на элемент со стороны других элементов, индекс n обозначает силы, воздействующие на элемент, которые направлены вдоль оси R, индекс τ обозначает силы, воздействующие на элемент, которые направлены перпендикулярно оси R

Математическая модель для каждого элемента представляет собой систему из трех уравнений. Каждое уравнение составлено в своей системе координат. Первое уравнение системы представляет собой сумму моментов сил действующих на элемент относительно оси вращения колеса. Второе уравнение отражает уравнение равновесия элемента в радиальном направлении (направление вектора $R_{[j,i]}$ на рис. 1). А третье – уравнение равновесия в плоскости сечения шины, записанное в проекциях на вектора $\vec{R}_p$ и $\vec{R}_b$ для элементов протектора и боковины соответственно.

Уравнения взаимодействия между элементами шин как боковых поверхностей, так и элементов опорной поверхности записываются в символьном виде. Реализация математической модели при большом количестве конечных элементов позволяет с большой степенью точности выявить, как и в каком направлении деформируется шина при взаимодействии её с опорной поверхностью. Появляется возможность определения на стадии проектирования сил тяги, коэффициентов буксования. Для определения адекватности имитационной модели создан стенд (рис. 2).

Расчетная схема каждого фрагмента блок-модуля может быть представлена в виде прямоугольной пластины, опёртой по контуру и нагруженной равномерной нагрузкой, максимальной в пределах пластины.

На рис. 4 показана форма разрушения железобетонной пластины [1]:

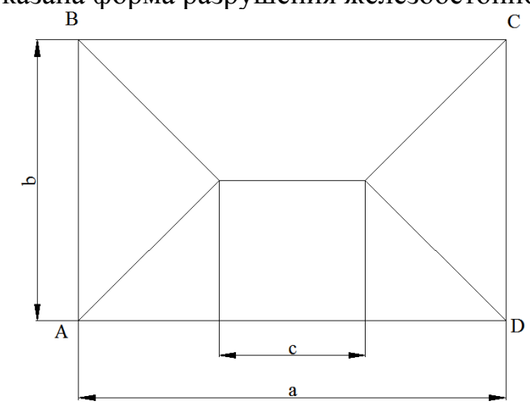


Рис. 4. Форма разрушения железобетонной пластины

В источнике [1] приведена зависимость между значением предельного давления $P_{пр}$ и значением предельного изгибающего момента $M_{пр}$

$$P = \frac{24 \cdot M_{пр}}{(a-c)^2}, \qquad (1)$$

где $M_{пр}$ – изгибающий момент, приходящийся на единицу длины пластины

$$a - c = \frac{b\sqrt{b^2 + 3a^2} - b^2}{a}. \qquad (2)$$

Для железобетонных плит, одинаково армированных в двух взаимно перпендикулярных направлениях, условие предельного равновесия имеет вид:

$$M_{пр} = F_a \cdot \sigma_T \cdot Z \qquad (3)$$

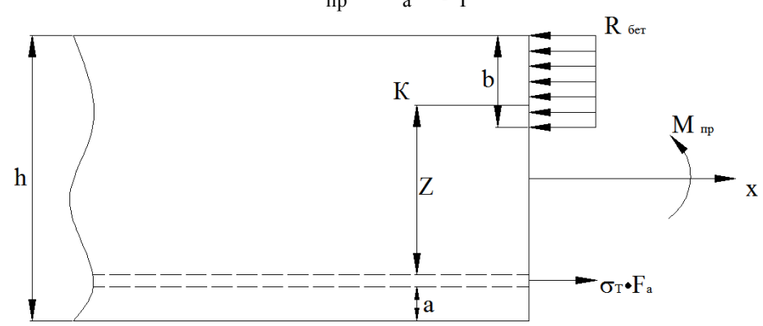


Рис. 5. Условие предельного равновесия железобетонной плиты

Здесь F_a – площадь поперечного сечения арматуры, приходящаяся на единицу длины сечения пластины; σ_T – предел текучести материала арматуры; Z – плечо пары внутренних сил, равное расстоянию от центра тяжести арматуры до центра сжатой зоны бетона.

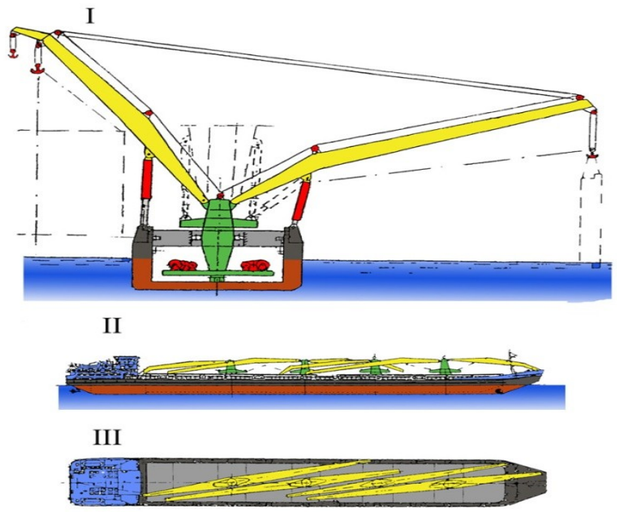


Рис. 1. Схема плавучего подъемного средства г/п 2000 т

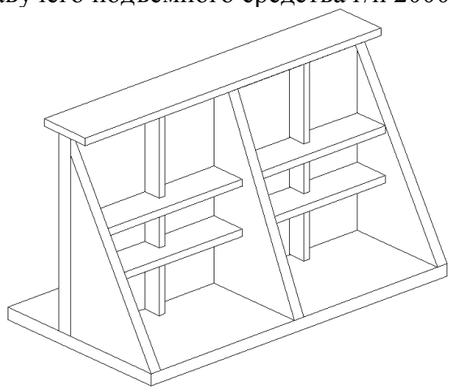


Рис. 2. Общий вид блок-модуля шлюза

Давление по высоте модуля изменяется по линейному закону (рис. 3).

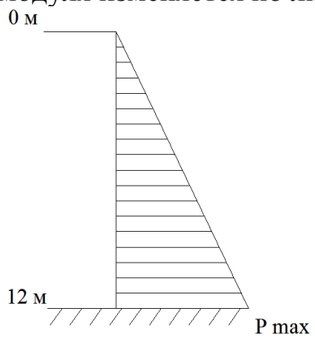


Рис. 3. Закон изменения давления по высоте блок-модуля

Давление на каждый фрагмент блок-модуля, находящийся между горизонтальными и вертикальными ребрами изменяется по высоте по закону трапеции.

Стенд (рис. 2) представляет собой расположенную на роликах 2 раму 1, к которой шарнирно крепиться подвижная рама 6. На подвижную раму устанавливается колесо 4 и привод 3, посредством которого момент передается на колесо. Передача момента осуществляется через зубчато-ременную передачу 7. Регулирование крутящего момента и скорости вращения колеса осуществляется электродвигателем привода 3.

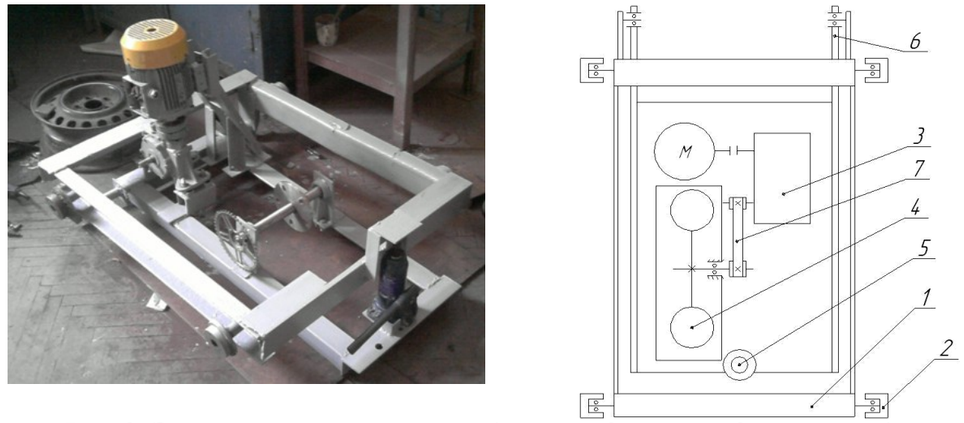


Рис. 2. Экспериментальный стенд: 1 – рама; 2 – ролик; 3 – привод; 4 – колесо; 5 – домкрат; 6 – подвижная рама; 7 – зубчато-ременная передача

Имитация радиальной нагрузки производится гидравлическим домкратом 5, а тангенциальной - электродвигателем. Сам стенд располагается в грунтовом канале таким образом, что ролики 2 перекатываются по направляющим в горизонтальной плоскости, когда само колесо 3 под действием приложенного крутящего момента перекатывается по грунту. При проведении эксперимента будут использоваться грунты различных категорий.

Для исследования тяговых способностей шины планируется имитировать колесо с грунтозацепами строительно-дорожной шины, посредством модифицированной шины легкового автомобиля. Для измерения динамического радиуса шины, скорости ее движения и пройденного шиной пути планируется использовать оптико-электронные растровые преобразователи, что позволяет с достаточной степенью точности определять необходимые результаты.

Проведение эксперимента необходимо для определения параметров системы «колесный движитель - деформируемый грунт», влияющих на тяговые свойства техники, такие как высота и шаг грунтозацепов шины, нагрузка на движитель, геометрические особенности шины, свойства грунта и пр. для сравнения с результатами полученными с использованием разработанной модели взаимодействия движителя с грунтом.

УДК 624.132

А. В. Лысянников; Р. Б. Желукевич, канд. техн. наук, доц.; Ю. Ф. Кайзер, канд. техн. наук, доц.; Ю. Н. Безбородов, д-р техн. наук, доц.
ФГАОУ ВПО «СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ИНСТИТУТ НЕФТИ И ГАЗА
Красноярск, Россия

КОМПЛЕКТ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА АВТОГРЕЙДЕР ТЯЖЕЛОГО ТИПА

Проведен анализ способов борьбы со снежно-ледяным накатом на поверхности автомобильных дорог и аэродромов, выявлены их основные недостатки и предложены пути устранения, за счёт разработки комплекта навесного оборудования для автогрейдера тяжелого типа. Представлено конструктивное изображение навесного оборудования. Предлагаемый комплект навесного оборудования позволит эксплуатационникам автомобильных дорог и аэродромов обеспечивать требуемое качество очистки покрытий, тем самым повысить безопасность движения, совместить операции по разрушению снежно-ледяного наката и удалению его с дорожного покрытия, увеличить производительность и эффективность применения базовой техники, а также снизить экономические расходы на содержание дорожных покрытий в зимний период.

В последнее время в России наблюдается стремительное расширение сети автомобильных дорог, вызванное ростом автомобильного парка, увеличением объема грузооборота и перевозок пассажиров. Наряду с этим повышаются требования к содержанию покрытий автомобильных дорог, аэродромов и обеспечению безопасности движения.

Наиболее неблагоприятен для движения автомобилей – зимний период, когда на дорожном покрытии образуются снежно-ледяные отложения, ухудшающие сцепные качества шин с дорожным покрытием.

Проблема зимнего содержания покрытий перронов аэропортов, рулежных дорожек и автомобильных дорог на территории нашей страны является весьма актуальной. Появление на дорожных покрытиях снежно-ледяных образований во многих регионах нашей страны наблюдается в течение 2–4 месяцев, а в отдельных регионах доходит до 6–8 месяцев в году.

Безопасность движения автотранспорта связана с качеством очистки поверхности дорожных покрытий от снега, снежно-ледяных образований и гололеда, так как эти факторы изменяют одно из важнейших условий обеспечения безопасности движения - сцепные свойства поверхности покрытий. Характеристикой взаимодействия колес с покрытием является коэффициент сцепления, который изменяется в пределах от 0 до 1,0. Диапазон его колебаний связан не столько с типом, сколько с состоянием дорожного покрытия. Для обеспечения безопасного движения требуется, чтобы коэффициент сцепления был не ниже минимально допустимого, таким минимальным значением считается 0,3 [1], при меньших значениях коэффициента сцепления резко возрастает вероятность дорожно-транспортных происшествий.

УДК 621.86

М. А. Галабурда, канд. техн. наук, проф.; Д. А. Киселев
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БЛОК–МОДУЛЕЙ ШЛЮЗОВ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ ИХ В НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬСТВА ГИДРОСООРУЖЕНИЙ

На внутренних водных путях существует проблема выполнения подъемно-транспортных и монтажных работ при перегрузке и монтаже крупногабаритных и тяжеловесных изделий, в том числе блок-модулей каскадов ГЭС. Определив массовые характеристики блок-модуля, становится возможным выполнение технологии строительства ГЭС блок-модульным способом.

При строительстве гидроэлектростанций и других гидросооружений традиционным способом в числе негативных факторов следует отметить, прежде всего, большую трудоемкость, длительные сроки и, как следствие, высокую стоимость строительства с неприемлемо большими, в современных условиях, сроками окупаемости капиталовложений. Существенно повысить эффективность строительства можно на основе применения новых более прогрессивных технологий, например с широким использованием индустриального блок-модульного способа строительства гидротехнических сооружений в подводных котлованах, не требующего перекрытия рек и возведения дополнительных ограждающих перемычек, как при традиционном строительстве ГЭС. Однако, к сожалению, названный способ строительства гидротехнических сооружений, по ряду причин, до сих пор не получил должного развития и реализации.

С разработкой и созданием плавучих подъемных средств большой грузоподъемности, способных работать в ограниченных судоходных условиях (рис.1), в соответствии с патентами РФ на изобретения № 2258026 и № 2320529, появляется возможность принципиально новой организации строительства гидросооружений в подводных котлованах блок-модульным способом с установкой блок-модулей в несколько ярусов в зависимости от высоты гидросооружения (что практически исключается при «наплавном методе»). Этот индустриальный способ строительства может успешно применяться, как при создании гидроэлектростанций (особенно каскадов ГЭС), так и при сооружении различных плотин, дамб, причалов и шлюзов.

Конструкция железобетонного блок-модуля представлена на рис. 2. Два горизонтальных ребра расположены таким образом, чтобы толщина стенки при меняющемся по высоте давлении была примерно одинаковой.

Высота всего блок-модуля равняется 14 м. Принимаем наибольший уровень воды h=12 м. Таким образом, максимальное давление на стенку будет составлять 1,2 атм.

геликоидная просеивающая поверхность 2, которая разделяет короб на две части: надрешетную (а) и подрешетную (б).

Короб устанавливается относительно рамы на пружинах 3 и приводится в вибрационное движение с помощью вибратора 4.

В верхней части короба имеется загрузочный бункер 5, через который осуществляется подача исходного материала в надрешетное пространство.

Просеивающая поверхность может быть изготовлена из набора сит установленных последовательно.

По длине короба размещены отводные патрубки 6, которые предназначены для отвода разных фракций из подрешетного пространства.

Исходный материал подается через бункер 5 в надрешетную часть короба и под действием вибрации и сил тяжести перемещается вдоль просеивающей поверхности 2. Перемещение материала сопровождается его классификацией. Материал прошедший через просеивающую поверхность разгружается через отводные патрубки 6, материал не прошедший разгружается в нижней части короба. Также из нижней части короба разгружается материал, отсортированный на последнем участке просеивающей поверхности. Повышению эффективности процесса грохочения способствует расслоение материла под действием центробежных сил, появляющихся при движении материала по криволинейной траектории.

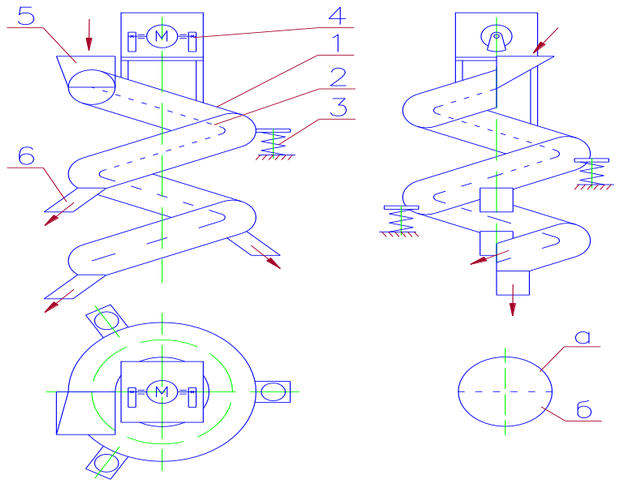


Рис. 1. Схема инерционного грохота с геликоидной просевающей поверхностью

К преимуществам конструкции можно также отнести:

– компактность (по сравнению с классическим исполнением схемы от меньшего к большему);

– удобство размещения бункеров сбора различных фракций;

– удобство доступа к просеивающей поверхности с целью ее ремонта и обслуживания.

Количество дорожно-транспортных происшествий (ДТП) на полностью или частично покрытом снегом или льдом дорожном покрытии в 1,5-4,5 раза больше, чем на чистом сухом покрытии. По данным ГИБДД РФ около 21 % ДТП происходит из-за неудовлетворительного состояния дорог, из них около 70 % (15 % от общего числа ДТП) приходятся на заснеженные дорожные покрытия, 5-7 % аварий на частично заснеженные и покрытые льдом, в тоже время на скользких покрытиях отмечены наиболее тяжелые последствия ДТП.

Наличие на дорожном покрытии рыхлого снега влияет на скорость движения автомобиля [2]. Кроме этого, по данным финских исследователей, расход топлива при толщине свежевыпавшего снега более 5 см повышается на 20 %, а при уплотнении его в процессе движения автомобилей – на 5–10 % [3].

На обледенелом покрытии значительно увеличивается тормозной путь автомобиля, о чем свидетельствует табл. 1, качение колес легко переходит в скольжение, при этом увеличивается вероятность аварий [4].

Табл. 1. Средняя длина тормозного пути

Скорость, км/ч	Средняя длина тормозного пути, м	
	На сухом покрытии	На обледенелом покрытии
20	3,1	10,5
30	7,1	23,6
40	12,6	42,0
50	19,7	65,6
60	28,3	94,4
80	50,4	167,9
100	78,7	262,3

Улучшение транспортно-эксплуатационного сцепления колес автомобилей с обледенелым покрытием осуществляется путем посыпки их фрикционными материалами, удалением снежно-ледяных образований с дорожных покрытий, применением антигололедных средств, предотвращающих образование снежно-ледяных отложений. В соответствии с этими направлениями разработаны способы борьбы с зимней скользкостью: фрикционный; химический; тепловой и механический.

Наиболее экономичным, технологически простым в применении и экологически чистым является механический способ.

Существующие уборочные машины, основными рабочими органами которых являются отвалы и щетки, успешно использующиеся при уборке снега, не способны достаточно эффективно и своевременно разрушать лед в силу его высокой прочности и конструктивной неприспособленности рабочего оборудования.

В настоящее время для обеспечения требуемого качества очистки дорожных покрытий используется одновременно три единицы рабочей техники, существующая схема очистки дорог от снежно-ледяных образований представлена на рис. 1.

На представленной схеме первым движется автогрейдер, он разрушает верхний слой снежно-ледяного наката, оставшиеся на дорожном покрытии ледяные образования после прохождения отвала, разрушает скалыватель льда УДМ-2000, последним движется машина, оборудованная щеточ-

ным рабочим органом, который сметает разрушенные ледяные образования в сторону с проезжей части.

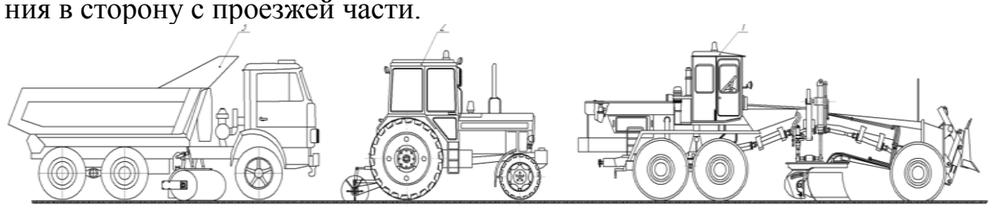


Рис. 1. Существующая схема очистки дорог от снежно-ледяных образований: 1 – автогрейдер тяжелого типа; 2 – скалыватель льда УДМ-2000; 3 – машина, оборудованная щеточным рабочим органом

Существующая схема уборки снежно-ледных образований с дорожных покрытий экономически не выгодна. Разработка комплекта навесного оборудования для уборки снежно-ледяных образований, монтируемого на автогрейдере позволит уменьшить количество используемой техники, в результате чего снизятся экономические расходы (расходы на ГСМ и заработную плату) по удалению снежно-ледных образований. Схема предлагаемого навесного оборудования, смонтированного на автогрейдере, представлена на рис. 2.

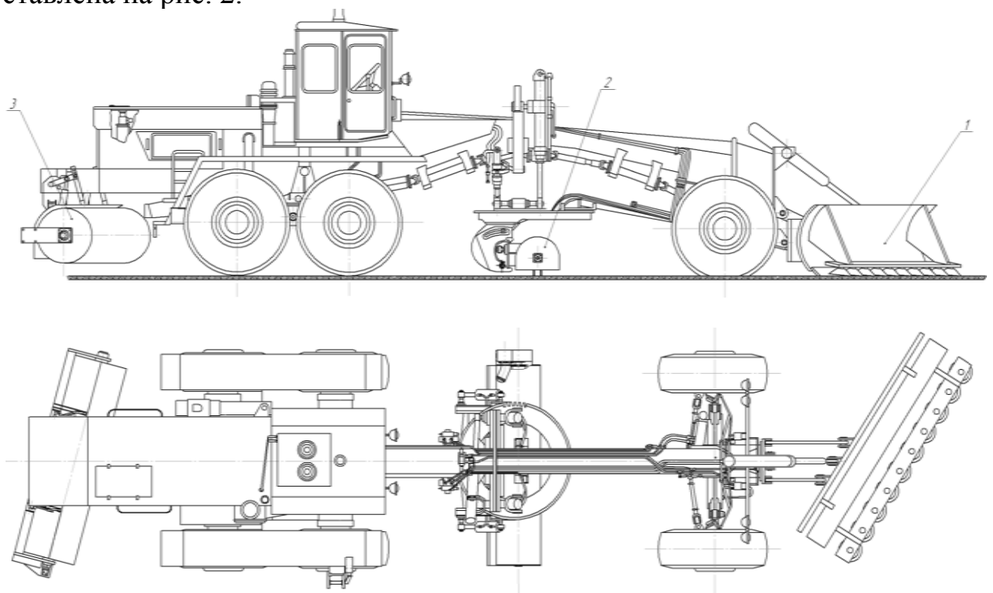


Рис. 2. Схема предлагаемого навесного оборудования, установленного на автогрейдере: 1 – передний рабочий орган с дисковым инструментом; 2 – цепной ударный рабочий орган; 3 – щетка

Комплект навесного оборудования – это комплекс агрегатов и механизмов, позволяющий выполнять одной базовой машиной ряд технологических операций по разрушению снежно-ледных образований.

Для улучшения скола снежно-ледяного наката с дорожных покрытий на автогрейдере установлен передний рабочий орган с дисковым инструментом 1 под углом 40…45^0 к направлению движения базовой машины,

В настоящее время продолжаются работы по совершенствованию описанного устройства, а также ведутся альтернативные работы по повышению эффективности измельчения материала в трубных мельницах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат. 2246355 РФ, МКИ^7 В 2 С 17/06.** Трубная мельница с внутримельничным классифицирующим устройством / В. С. Богданов, Ю. М. Фадин, С. С. Латышев, В. В. Шишков, В. И. Хлудеев, А. И. Гунько, В. З. Неростенко, А. А. Брик, А. Ф. Лузгин; заявитель и патентообладатель Белгородский государственный технологический университет им В.Г. Шухова; №2003132214/03; заявл. 03.11.2003; опубл. 20.02.2005, Бюл. № 5.

2. Повышение эффективности работы трубных мельниц открытого цикла измельчения / В. С. Богданов [и др.] // Цемент и его применение. – 2005. – № 1. – С. 49–53.

УДК 621.926.55

В. С. Богданов, д-р техн. наук, проф.; С. С. Латышев, канд. техн. наук, доц.; Е. В. Рудакова
ГОУ ВПО «БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. В. Г. Шухова»
Белгород, Россия

ИНЕРЦИОННЫЙ ГРОХОТ С ГЕЛИКОИДНОЙ ПРОСЕИВАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

В статье представлена конструкция и краткое описание принципа работы грохота с геликоидной просеивающей поверхностью.

Грохочение является одним из старейших методов разделения частиц материала по крупности в истории человечества. Не смотря на длительную историю развития технологи грохочения, задачи по повышению эффективности этого процесса и увеличению производительности грохотов являются актуальными.

В ходе работ по совершенствованию процессов тонкого грохочения в машинах инерционного типа предложена конструкция грохота с геликоидной просеивающей поверхностью.

В этом грохоте (рис. 1) короб 1 представляет собой наклонный желоб в виде спирали с вертикальной осью. В коробе устанавливается

коэффициента загрузки камеры тонкого помола, при этом снижается расход мелющих тел и удельные показатели износа футеровки.

На основании опыта эксплуатации внутримельничного устройства, а также результатов лабораторных исследований конструкция устройства была доработана и усовершенствованна. Мероприятия по усовершенствованию повышают надежность и долговечность устройства. Срок службы ВКУ составляет не менее 4-х лет, что соответствует межремонтному периоду эксплуатации мельницы.

Принципиальная схема усовершенствованного внутримельничного классифицирующего устройства представлена на рис. 1.

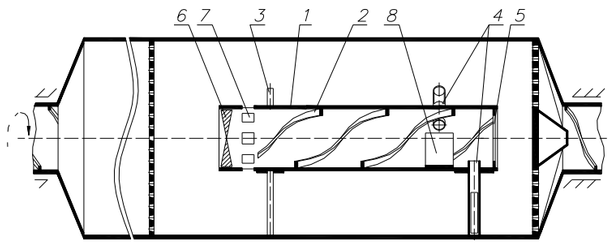


Рис. 1. Схема трубной мельницы с внутримельничным устройством: 1 – барабана; 2 – транспортирующие лопасти; 3 – стойки; 4 – лифтеры; 5 – подпорное кольцо; 6 – вентиляторное колесо; 7 – отверстия; 8 – защитные элементы

Устройство устанавливается во второй камере мельницы и состоит из полого барабана 1, внутри которого расположены транспортирующие лопасти 2. Внутренняя поверхность барабана в местах наибольшего воздействия загрузки усиленна защитными элементами 8. Полый барабан крепится к корпусу мельницы посредством стоек 3 и лифтеров 4. В процессе вращения барабана ТШМ загрузочные лифтеры 4 зачерпывают часть загрузки камеры помола (измельчаемый материал, мелющие тела) и подают ее в полость барабана 1. Лопасти 2 транспортируют материал с мелющими телами в направлении к межкамерной перегородке. На торце барабана 1, обращенном к разгрузочной решетке установлено подпорное кольцо 5, которое гарантированно препятствует разгрузке мелющих тел и материала возле разгрузочной решетки.

С торца барабана обращенного к межкамерной перегородке установлено вентиляторное колесо 6, которое при вращении усиливает воздушный поток, проходящий через внутримельничное устройство. Это способствует усилению эффекта сепарирования мелких частиц материала и вывода их к разгрузочной решетке, а также способствует снижению гидравлического сопротивления мельницы и температуры в камере помола.

Загрузка из барабана 1 возвращается в камеру тонкого помола через отверстия 7 в барабане 1, без попадания мелющих тел и материала на вентиляторное колесо 6.

выполненный в виде отвала с размещенными в нижней части режущими дисками с углом наклона нижнего основания диска к поверхности снежно-ледяного наката не более 5^0. Установка режущих дисков под таким углом обеспечивает оптимальные усилия резания и энергоемкость процесса в целом, которые будут увеличиваться по мере заглубления диска в разрабатываемый массив. Установка отвала под углом $40\text{-}45^0$ обеспечивает оптимальное перекрытие рабочих зон соседних дисков – полублокированное резание всеми дисками, кроме переднего крайнего по ходу движения базовой машины, в результате чего обеспечивается увеличение производительности. При движении базовой машины режущие диски врезаясь в снежно-ледяной накат, разрушают его, продукты разрушения перемещаются вдоль отвала и сдвигаются в сторону от базовой машины. Рабочий орган позволяет эффективно удалять с дорожного покрытия снежно-ледяной накат толщиной до 10…15 см.

Снежно-ледяные образования, оставшиеся после прохождения отвала на дорожном покрытии, а также тонкие ледяные пленки толщиной до 3 мм, успешно разрушаются цепным рабочим органом 2, установленным на поворотном круге тяговой рамы. Цепной рабочий орган выполнен в виде горизонтального приводного вала, установленного к продольной оси базовой машины под углом от $10\ldots15^0$ и вращающегося в направлении, противоположном направлению вращения колес базовой машины.

Сзади на автогрейдер устанавливается дорожная подметальная щетка 3, обеспечивающая удаление в сторону от базовой машины снежно-ледяных образований с дорожного покрытия, разрушенных цепным рабочим органом.

Применение комплекта навесного оборудования позволит снизить количество машин, участвующих в технологическом процессе удаления снежно-ледяных образований с дорожных покрытий, совместить операции по разрушению и удалению снежно-ледяных образований, увеличить производительность и эффективность применения базовой техники, снизить экономические расходы на уборку снежно-ледяных образований (на топливо – 62,4 %, на заработную плату обслуживающему персоналу – 63,8 %). Отвал, оборудованный дисковым инструментом снижает энергоемкость процесса удаления снежно-ледяных образований в 2,3 раза по сравнению с обычным отвалом.

Применение такого технического решения позволит обеспечить требуемое качество очистки дорожных покрытий, мест стоянок воздушных судов, подъездных путей, рулёжных дорожек, увеличить коэффициент сцепления колес с дорожным покрытием и тем самым повысить безопасность движения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рекомендации по устройству дорожных покрытий с шероховатой поверхностью. Утверждены Распоряжением Минтранса России от 5 января 2004 г.

2. **Лезебников, М. Г.** Эксплуатация автомобилей в тяжелых дорожных условиях. / М. Г. Лезебников, Ю. Л. Бакуревич. – М. : Транспорт, 1966.

3. **Бабков, В. Ф.** XVII Международный дорожный конгресс / В. Ф. Бабков // Автомобильные дороги. – 1984, № 5.

4. **Бялобжевский, Г. В.** Борьба с зимней скользкостью на автомобильных дорогах / Г. В. Белобжевский и др. – М. : Транспорт, 1975. – 175 с.

УДК 625.7

В. Н. Лютов, канд. техн. наук, доц.; Т. Е. Лютова, доц.
ГОУ ВПО «АЛТАЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. И. И. Ползунова»
Барнаул, Россия

СМЕННОЕ НАВЕСНОЕ ГРУНТОСМЕСИТЕЛЬНОЕ РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ НА БАЗЕ СРЕДНЕГО АВТОГРЕЙДЕРА ДЗ-180

В статье обосновывается техническое решение по замене штатного полноповоротного отвала отечественного среднего автогрейдера ДЗ-180 на сменное навесное грунтосмесительное рабочее оборудование, что позволит круглогодично использовать в подрядных дорожных организациях средний автогрейдер, снизит трудоемкость работ по строительству и реконструкции автодорог, а также затраты на закупку специальной, но весьма дорогостоящей и сезонной, грунтосмесительной техники.

Производственные отношения в России во многих случаях существенно отличаются от принятых в других странах. Основная причина этого – разные отношения хозяйствующих субъектов и принципы экономики. Это относится, в частности, и к дорожной отрасли.

Современные дорожные машины зарубежного производства, несомненно, обладают высокими качественными технико-эксплуатационными показателями. Но значительная стоимость, а также, в некоторой степени, сложность в эксплуатации и обслуживании в наших условиях, не по средствам не только мелким, но и крупным дорожным организациям. Поэтому в условиях нынешнего ограниченного финансирования, в том числе и дорожной отрасли, необходимо изыскивать пути и способы оснащения дорожных хозяйств современной дорожно-строительной техникой и предпочтение отдавать отечественной дорожной технике, близкой по эксплуатационным показателям к зарубежной, но имеющей стоимость на порядок ниже. В этом плане одним из перспективных и экономичных направлений видится модернизация и усовершенствование серийно выпускаемой и широко используемой отечественной дорожной техники [1].

В настоящее время КГУ «Алтайавтодор» совместно с кафедрой «Технология и механизация строительства» СТФ АлтГТУ в рамках научно-технического сотрудничества на базе Новоалтайского экспериментального ремонтно-механического завода (ГУП НЭРМЗ) проводит научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, одной из которых является работа по разработке конструкторской и технической документации на навесное грунтосмесительное рабочее оборудование на базе среднего автогрейдера с максимальной глубиной фрезерования 350 мм и возможностью изготовления его собственными силами на базе НЭРМЗ. Результаты выполняемой НИОКР при изготовлении и внедрении в производство позволят круглогодично использовать широко распространенную в подрядных организациях Алтайского края базовую машину – средний автогрейдер, снизят трудоемкость работ по строительству и реконструкции автодорог, а также затраты на закупку подобной техники.

УДК 621.926.55.

В. С. Богданов, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Фадин, канд. техн. наук, проф.; С. С. Латышев, канд. техн. наук, доц.
ГОУ ВПО «БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. В. Г. Шухова»
Белгород, Россия

ВНУТРИМЕЛЬНИЧНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ТРУБНОЙ ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

В статье рассмотрена усовершенствованная конструкция внутримельничного устройства для трубных шаровых мельниц, которое позволяет повысить эффективность процесса измельчения материала.

Снижение производственных затрат для любого предприятия является весьма актуальной и значимой задачей. Ее реализация позволяет повысить уровень доходов производственного процесса, а значит и инвестиционную привлекательность предприятия.

В рамках работ по усовершенствованию конструкции трубных шаровых мельниц (ТШМ) и повышению эффективности измельчения в них материала на кафедре механического оборудования Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова было разработано внутримельничное классифицирующее устройство (ВКУ) [1].

Начиная с 2002 г. разработанное устройство было апробировано на ряде цементных предприятий таких как:

– ОАО «Михайловцемент» (ТШМ Ø 3 х 14 м);
– ЗАО «Белгородский цемент» (ТШМ Ø 3 х 14 м);
– ЦЗ «Пролетарий» (ТШМ Ø 2,6 х 13 м);
– ПРУП «Кричевцементношифер» (ТШМ Ø 3 х 14 м);
– ЗАО «Красносельскцементношифер» (ТШМ Ø 3,2 х 15 м).

Анализ лабораторных и промышленных исследований [2] показывает, что использование разработанного устройства, позволяет повысить эффективность измельчения материала. Это связано с тем, что внутри камеры тонкого помола происходит циркуляция части мелющих тел и материала. Процесс возврата загрузки внутримельничным устройством сопровождается сепарированием материала и выводом мелких частиц аспирируемым воздухом к разгрузочной решетке.

В ходе наладки и промышленных испытаний ТШМ оснащенных ВКУ зафиксированы следующие технико-экономические результаты: производительность помольного агрегата возрастает на 3–7 %, снижение удельных затрат энергии составляет 5–15 %; ВКУ позволяет эксплуатировать помольный агрегат с пониженными значениями

УДК 622.271

А. А. Асанов, д-р техн. наук, проф.; А. С. Мусабаев, М. К. Дуйшеев, К. А. Мамыткожоев
«КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ СТРОИТЕЛЬСТВА, ТРАНСПОРТА И АРХИТЕКТУРЫ им. Н. Исанова»
Бишкек, Кыргызстан

ПРОБЛЕМЫ ДОБЫЧИ, ПЕРЕРАБОТКИ И ОБОГАЩЕНИЯ ПРИРОДНОГО КВАРЦЕВОГО СЫРЬЯ

Рассматриваются вопросы механизации процессов добычи и обогащения природного кварцевого сырья мобильными рудоперерабатывающими комплексами.

Результаты предварительных геологоразведочных работ и лабораторных исследований показывают, что сложность освоения месторождений кварцевого сырья связана с условиями их залегания в труднодоступных местах и составом несколько тесно перемешивающихся типов и сортов руды. При организации горных работ для такой категорийности минерального сырья используют селективную добычу руды, ограничивают буровзрывные работы путем их замены на другие способы. В этом направлении интерес представляют работы, связанные с блочной отработкой кварцевых жил с последующим дроблением этих блоков или массива современными установками ударного и электроимпульсного действия.

Полнота реализации этих процессов зависит от масштабов производства, методов ведения открытых горных работ, типов и сортности добываемого сырья, технологической цепочки оборудования для переработки и обогащения руды, их автономности и мобильности, сезонности работ и т.д.

Проблема освоения месторождений кварцевого сырья и рудопроявлений вполне разрешима при наличии рудообогатительных комплексов, способных работать в условиях высокогорья КР с минимальными затратами на капитальное строительство и их эксплуатацию. Немаловажную роль при этом играет возможность их интеграции с ведением горных работ на месте залежей сырья. Что касается самих рудообогатительных комплексов, то расширение технологических возможностей существующих процессов сепарации позволяет применять высокотехнологичные процессы очистки материального сырья.

Организация горнодобычных работ на мелких месторождениях кварцита (предполагаемые масштабы добычи исходного сырья до 100 тыс. тонн), а также ограничения по инфраструктуре открытых карьеров и сезонность ведения горных работ позволяют использовать для переработки руды на месте добычи, наряду со стационарными, мобильные комплексы. Такие комплексы, основанные на «сухой» технологии первичного обогащения, должны быть базовыми во всей технологической цепочке обогащения кварцевого сырья и в то же время интегрироваться с горными работами.

Доводка концентратов производится на обогатительной фабрике для максимального извлечения диоксида кремния из исходного сырья с применением традиционных и специальных методов обогащения, включая химическое выщелачивание. Предполагается изучить и апробировать функциональные возможности применения новейших методов обогащения в получении минерального сырья высокой чистоты, разработать всю технологическую цепочку обогатительного комплекса, включая средства контроля и управления качеством получаемых концентратов.

Выполненные аналитические и патентные исследования отечественных и зарубежных серийно выпускаемых конструкций грунтосмесительных дорожных машин позволили определиться с выбором базовой машины (для условий КГУ «Алтайавтодор » – это средний автогрейдер ДЗ-180) и позволяют сделать заключение о том, что все специальные машины, оснащенные грунтосмесительным рабочим оборудованием, весьма объемные и дорогостоящие, кроме того, они сезонного использования, что существенно увеличивает срок их окупаемости [2, 3].

Были проведены работы по выявлению конструктивных вариантов, обоснованию технических решений и оптимизации конструкции навесного грунтосмесительного рабочего оборудования вместо штатного полноповоротного отвала на базе среднего автогрейдера ДЗ-180 и модернизации его привода (рис.1). При этом акцент делался на способ навешивания грунтосмесительного рабочего оборудования на тяговую раму среднего автогрейдера ДЗ-180, на технические решения конструкций фрезерно-смесительного роторного барабана, прорабатывались варианты фиксации держателей и резцов на барабане.

Проведены работы по выбору конструкционных материалов, прочностному, геометрическому и силовому расчетам роторного барабана и резцов, тяговой рамы и кожуха навесного грунтосмесительного рабочего оборудования с целью оптимизации его конструкции. Откорректированы конструктивные размеры штатной тяговой рамы автогрейдера ДЗ-180 под разрабатываемое навесное грунтосмесительное рабочее оборудование вместо штатного полноповоротного отвала (рис. 2). Определены необходимые значения требуемой мощности привода бортового редуктора, роторного барабана и ходоуменьшителя, достаточные для преодоления сил трения и сопротивления при перемешивании материалов.

Проведена конструктивная проработка кинематики привода роторного барабана и расчетным путем были определены требуемые геометрические и кинематические параметры бортового редуктора для привода роторного барабана. С учетом конструктивных размеров тяговой рамы автогрейдера проведена эскизная компоновка по расположению и взаимоувязке между собой бортового редуктора, приводных и предохранительных муфт, гидронасоса и гидромотора привода навесного грунтосмесительного рабочего оборудования на базе среднего автогрейдера ДЗ-180, а также произведен подбор их серийных марок.

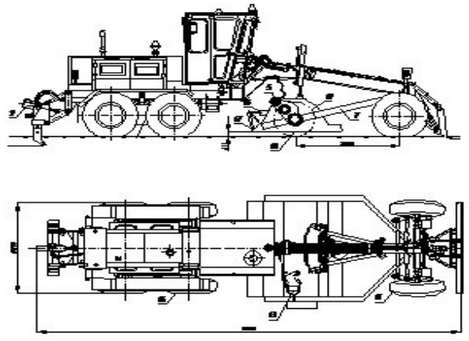


Рис. 1. Автогрейдер ДЗ-180 с навесным грунтосмесительным рабочим оборудованием

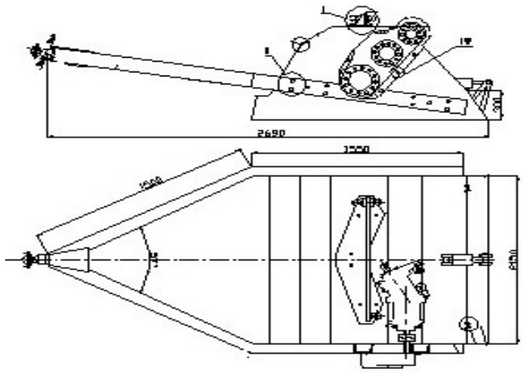


Рис. 2. Навесное грунтосмесительное рабочее оборудование на автогрейдер ДЗ-180

При замене штатного полноповоротного отвала среднего автогрейдера ДЗ-180 на навесное грунтосмесительное рабочее оборудование значительно возрастают величины сил трения и сопротивления при перемешивании материалов. Для устранения этого, в привод автогрейдера ДЗ-180 между двигателем внутреннего сгорания и коробкой перемены передач необходима установка ходоуменьшителя для бесступенчатого изменения скоростей движения как на повышенных, так и на пониженных диапазонах работы. В качестве ходоуменьшителя, по результатам геометрических и кинематических расчетов, рекомендуется использование серийного двухступенчатого и двухскоростного планетарного редуктора с общим передаточным числом от 40 до 60.

В качестве аналога при разработке сменного навесного грунтосмесительного рабочего оборудования в виде фрезерно-смешивающего барабана был принят рабочий орган машины фирмы Wirtgen (Германия), имеющей в этой области наибольшую популярность и доверие.

Рабочий орган (рис. 3) представляет собой грунтосмешивающий барабан с большим количеством специальных резцов. Вращаясь, барабан измельчает материал и интенсивно перемешивает его. Резцы на барабане образуют достаточное пространство для смешивания материала даже при большой глубине рыхления ранее уплотненного грунта. Резцы вставлены в держатели барабана, которые без сварки можно заменить на месте работы. Резцы должны иметь высокую износостойкость и большой срок службы. Это сокращает число замен резцов и уменьшает время простоев машины.

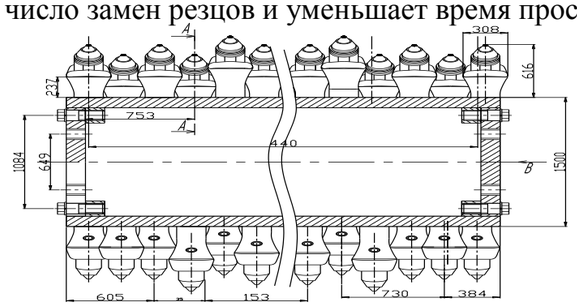


Рис. 3. Конструкция грунтосмесительного барабана с резцами

Грунтосмесительный барабан целесообразно изготавливать длинной 1,95 м, исходя из расчета того, что это четвертая часть дороги, соответст-

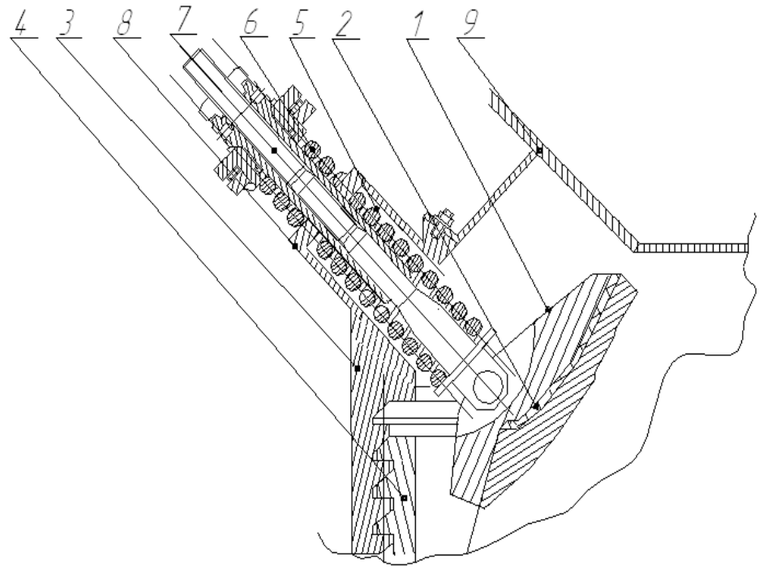


Рис. 1. Вариант крепления внешнего дробящего конуса: 1 – внешний неподвижный конус; 2 –футеровка внешнего неподвижного конуса; 3 – опорное кольцо; 4 – станина с упорной наружной резьбой; 5 – амортизационные пружины внешнего конуса; 6 – дополнительные пружины; 7 – осевые шпильки амортизационных пружин; 8 – стаканы установки амортизационных пружин; 9 – приемная коробка

Выводы

1. В камере дробления КСД и КМД необходимо разграничить зону дробления и зону подпрессовки.

2. Для снижения эффекта необходимо принимать во внимание возможность возникновения подпрессовки.

3. Для определения качественных показателей дробленого продукта следует принимать во внимание прочность исходной горной массы, её влажность, геометрические размеры кусков, размер разгрузочного отверстия, наличие пылевидных и других примесей в дробимом материале.

4. При определении расхода энергии на дробление и мощности привода следует принимать во внимание вероятность возникновения подпрессовки и для её учета можно воспользоваться представленной зависимостью по определение степени подпрессовки.

5. Избежать подпрессовки или сократить ее влияние видится возможным в придании ограниченной подвижности внешнему конусу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ушаков, В. С**. Определение зоны подпрессовки в конусных дробилках мелкого дробления / В. С. Ушаков // Строительные и дорожные машины. – 1975. – № 2. – С. 24–26.

2. **Ушаков**, **В. С.** Определение зоны дробления в конусных дробилках среднего и мелкого дробления / В. С. Ушаков // Строительные и дорожные машины. – 1971. – № 6. – С. 26–28.

3. **Руднев, В. Д.** Конусные дробилки среднего и мелкого дробления / В. Д. Руднев. – Томск, 1988. – 321 с.

зоне и, как следствие, к уменьшению производительности по заданному классу дробленого продукта и степени измельчения [3].

Также нельзя оставлять без внимания трудности по определению предела прочности разрушению дробимого материала. На величину этого предела влияют как масштабный фактор предназначенного для переработки материала, так и условия определения предела разрушения по стандартным методикам. Условия нагружения материала при определении предела разрушения не соответствуют действительным условиям разрушения материала в камере дробилки.

Очень важным является то, что в реальных условиях в конусных дробилках конус совершает пространственное движение. Ход сжатия в перпендикулярном направлении образующей подвижного конуса может быть много меньше, чем в продольном и окружном [3].

При исследовании процесса дробления в экспериментальной дробилке КСД-600 было отмечено влияние на вероятность возникновения подпрессовки как гранулометрического состава исходной горной массы и размера разгрузочной щели, так и величины хода подвижного конуса.

Математическая обработка результатов исследований позволяет сделать вывод, что степень подпрессовки, возникающей в камере дробления дробилок КСД, можно определить по зависимости

$$K_n = \frac{2X}{D_{св} + S} \cdot \frac{n_{опт}}{n},$$

где X – величина хода сжатия подвижного конуса, измеренная перпендикулярно к рабочей поверхности дробящего конуса на уровне нижнего его основания, мм; S – размер разгрузочной щели, мм; $D_{св}$ – средневзвешенный размер исходной горной массы, мм; $n_{опт}$ – оптимальная частота колебаний подвижного конуса,1/мин; n – действительная частота колебаний подвижного конуса.

Поскольку дробление при проведении исследований производилось «под завалом», т.е. над камерой дробления постоянно имелся слой материала высотой 10–12 см, то и предлагаемая зависимость характерна для данного случая.

Учет предлагаемой зависимости позволит получать более точные результаты при определении расхода энергии на дробление и мощности привода.

Избежать появления такого нежелательного эффекта как «подпрессовка» можно достичь приданием ограниченной подвижности внешнему конусу. Технический результат можно достичь изменением конструкции сопряжения «станина – опорное кольцо – внешний неподвижный конус», введением дополнительной жесткости в направлении результирующей силы дробления (рис.1). Это позволяет сохранить усилия дробления на одном уровне, не превышающем критического значения, при котором возникает подпрессовка, тем самым повысить производительность дробилки, повысить качество готового продукта, сократить энергозатраты на переизмельчение, повысить долговечность эксцентрикового узла.

венно обработка дороги будет осуществляться за 4 прохода. Для изготовления грунтосмесительного барабана можно использовать трубу от бурильных или газовых установок с толщиной стенки 40 мм и диаметром 900 мм.

Основными параметрами грунтосмесительных машин являются: скорость смешивания, толщина обрабатываемой поверхности, поступательная скорость рабочего органа, диаметр фрезерного барабана, мощность силовой установки, момент на валу барабана и производительность всей машины [4].

Время цикла работы фрезерного рабочего органа определяется :

$$Tц = 2 \cdot \pi \cdot \arccos\left(1 - \frac{h_{сл}}{R_p}\right) \times \frac{k_{PX} \cdot v_{рб} \cdot b \cdot z \cdot R_p^3 \cdot k_B}{M_Ф \cdot 2v_{PX}^2 \cdot \eta \cdot k_{ЗД}} + \frac{M_Ф \cdot \varphi_{CM}}{N \cdot k_{ЗД}},$$

где $h_{сл}$ – глубина смешивания, м; $R_р$ – радиус фрезерного барабана (ротора) по головке зубьев, м; $k_{рх}$ – удельное сопротивление рыхлению зубом барабана, Н/м^2; $\upsilon_{раб}$ – рабочая скорость поступательного перемещения машины, м/с; $\upsilon_{рх}$ – скорость рыхления, м/с; $M_ф$ – крутящий момент, развиваемый двигателем на валу барабана, Н·м; η – КПД привода барабана; $k_{зд}$ – коэффициент загрузки двигателя; z – количество резцов, находящихся одновременно в контакте с материалом дорожного покрытия; b – средняя ширина резца, м; $\varphi_{см}$ – угол поворота барабана при смешении, равный полному обороту барабана; $k_в$ – коэффициент увеличения площади сечения прорези зуба при рыхлении.

Время цикла принимает минимальное значение, а производительность фрезы - максимальное значение при определенной величине $M_ф$.

Оптимальное значение $M_ф$, при котором Тц будет минимальным, а производительность максимальной определяется из условия $\frac{dTц}{dMф} = 0$, или

$$M_{Ф_ОПТ} = (\arccos\left(1 - \frac{h_{сл}}{R_p}\right) \times \frac{k_{PX} \cdot v_{раб} \cdot b \cdot z \cdot R_p^3 \cdot N}{2v_{px}^2 \cdot \eta})^{1/2},$$

где N – установленная мощность двигателя, кВт.

Величина максимальной технической производительности определяется на основании полученных соотношений и формулы:

$$П_ф = 3600 \times F_ф \times \upsilon_{раб},$$

где $F_ф$ – величина рациональной площади поперечного сечения слоя, обрабатываемого фрезой материала при движении машины с полученной рабочей скоростью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антипенко, Г. Л**. Новые технологии и машины при строительстве, содержании и ремонте автомобильных дорог / Г. Л. Антипенко, Е. В. Кашевская. – Минск : Дизайн ПРО, 2002. – 224 с.

2. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог / В. И. Баловнев [и др.]. – Москва – Омск, 2005. – 768 с.

3. **Баловнев, В. И.** Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины / В. И. Баловнев. – Омск – Москва, 2006. – 320 с.

4. Справочник конструктора дорожных машин / Под ред. И. П. Бородачева. – М. : Машиностроение, 2001. – 512 с.

УДК 666.97.033

Л. А. Мамаев, д-р техн. наук, проф.; С. Н. Герасимов, канд. техн. наук, доц.; В. С. Фёдоров
ФГБОУ ВПО «БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Братск, Россия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ДИСКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА БЕТОНООТДЕЛОЧНОЙ МАШИНЫ С МАГНИТНЫМ АКТИВАТОРОМ

Определена мощность привода дискового рабочего органа бетоноотделочной машины с магнитным активатором с учетом дополнительного движения заглаживающего диска и реологических изменениях, обрабатываемого бетона, при его магнитной активации.

Исследование процессов, происходящих в бетонной смеси при ее контакте с поверхностью заглаживающих рабочих органов показало, что природа этих процессов сложна и разнообразна. Известно, что бетонная смесь представляет собой дисперсную систему, обладающую упругими, вязкими, тиксотропными, коагуляционными и другими свойствами [1, 2]. Составы бетонных смесей, применяемых в строительстве, разнообразны. Это обстоятельство затрудняет возможность точного математического описания процесса, происходящего между трущейся поверхностью рабочего органа и бетонной смесью.

В процессе трения дискового заглаживающего органа по поверхности бетонной смеси происходит разрушение сложившейся после уплотнения структуры поверхностного слоя и, соответственно, перераспределение частиц заполнителя градиентного слоя с механическим вдавливанием в бетонную смесь крупных фракций. Естественно, что механическое (фрикционное) изменение структуры поверхностного слоя влечет за собой изменение реологических характеристик бетонной смеси, в результате чего градиентный слой приобретает некоторую подвижность. Кроме того, начинают проявляться упруго-вязкие свойства обрабатываемой среды. Влияние магнитных полей, как известно, увеличивает подвижность бетона [1, 2, 3], что способствует снижению предельного напряжения сдвига. Попытки аналитически учесть в совокупности эти явления приводят к чрезвычайно громоздким математическим выкладкам, а конечные выражения затрат энергии на обработку поверхности имеют вид, неприемлемый для методик расчета.

Однако практика конструирования бетоноотделочных машин требует хотя бы приближенных, но верных данных для определения энергозатрат процесса заглаживания при условии удовлетворения необходимых требований к чистоте обработки железобетонных изделий. И это естественно, так как без этих данных невозможно правильно спроектировать заглажи-

УДК 621.936.2

В. Г. Ананин, д-р техн. наук, проф.; В. В. Домбровский, канд. техн. наук, доц.; С. П. Осипов, канд. техн. наук, доц.; А. А. Ковалев
ГОУ ВПО «ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Томск, Россия

КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СНИЖЕНИЯ ЯВЛЕНИЯ ПОДПРЕССОВКИ ДРОБИМОГО МАТЕРИАЛА В КОНУСНЫХ ДРОБИЛКАХ

Масштабы строительства в нашей стране требуют постоянного развития и технического совершенствования промышленности строительных материалов до уровня, обеспечивающего потребности современной экономики страны. В связи с этим возникает необходимость в совершенствовании технических характеристик как выпускаемых, так и создаваемых вновь конструкций машин.

Известно [1], что при дроблении горных пород в конусных дробилках КСД и КМД в определенных условиях в камере дробления при сближении конусов образуется две зоны: дробления и подпрессовки.

В зоне дробления происходит процесс измельчения относительно свободно расположенных кусков породы; в зоне подпрессовки куски породы образуют слой, коэффициент разрыхления которого при сжатии в стесненных условиях между дробящими конусами стремится к единице и который имеет различную плотность, возрастающую от границ зоны в сторону уменьшения щели между дробящими конусами. В связи с этим в зоне подпрессовки происходит непрерывное нарастание нагрузки на дробящие конуса при их сближении, что требует дополнительных затрат мощности [2]. Однако, при размерах разгрузочной щели близких к максимальным, подпрессовки может и не быть. Поэтому очень важно определить границы между этими зонами, так как при определении величины и положения равнодействующей усилий дробления в конусных дробилках важное значение имеет правильное определение зоны дробления, а определение результирующей усилий дробления, дает возможность выявления эффекта подпрессовки.

Существующие методики определения мощности двигателя дробилок КСД и КМД не учитывают вероятность возникновения подпрессовки. Поэтому имеет место значительный разброс значений мощности вычисленной по данным методикам для различных размеров разгрузочной щели и определенной экспериментально.

Обуславливается это несоответствием хода сжатия подвижного конуса по глубине камеры дробления размеру загружаемых кусков исходной горной массы. Преодолеть это противоречия невозможно в силу кинематики дробилки.

Попытка уменьшения хода конуса в нижней зоне с целью снижения энергетических затрат на дробление ведет к уменьшению хода в верхней

грузчикам (ДЗ-133, УН-050, ТО-6А, ТО-25, ТО-18, ПК-60, ТО-11, L-34, МоАЗ-4048) позволил построить графические зависимости наглядно демонстрирующие рациональность выбора той или иной величины рабочего объема гидромашины. Полученные графики также дают возможность при выборе гидродвигателя оценить и такие немаловажные параметры, как минимальное и максимальное давления на выходе и входе гидромашины, оценить влияние коэффициента сопротивления перекатыванию и силового радиуса колеса на рабочий объем гидродвигателя.

Проанализирована зависимость необходимого объема гидроаккумулятора от выбранного рабочего объема гидродвигателя для различных марок одноковшовых фронтальных погрузчиков, позволяющая определять объем гидроаккумулятора необходимый для осуществления одного цикла торможения согласно требованиям стандартов. Проведен анализ влияния коэффициента сопротивления перекатыванию на величину рационального объема гидроаккумулятора, использование данных которого позволяет оценить степень воздействия дорожных условий на выбор объема гидроаккумулятора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Богдан, Н. В.** Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин / Н. В. Богдан. – Минск : Ураджай, 2002. – 460 с. : ил.

2. **Гулиа, Н. В.** Накопители энергии / Н. В. Гулиа. – М. : Наука, 1980. – 152 с. : ил.

3. **Пат. 8565 C1 BY, МПК[7] E02F 9/22.** Гидропривод одноковшового фронтального погрузчика / А. С. Шибеко, А. М. Щемелев .– № 20040476; заявл. 22.10.2004; опубл. 30.06.2005 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь.

4. **Пат. 1965 C1 BY, МПК[7] E02F 9/22.** Гидросистема одноковшового фронтального погрузчика / А. С. Шибеко, А. М. Щемелев .– № 20040054; заявл. 29.01.2004; опубл. 30.10.2006 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь.

5. **Щемелев, А. М.** Энергосберегающая система торможения фронтального погрузчика / А. М. Щемелев, А. С. Шибеко // Строительно-дорожные машины. – 2004. – № 5. – С. 10–14.

6. **Шибеко, А. С.** Система рекуперативного торможения фронтального погрузчика / А. С. Шибеко // Вестн. Харьковского национ. авто.-дор. ун-т. – 2004. – № 27. – С. 86–88.

вающую машину [4, 5]. В связи с этим, задача - дать упрощенные, но вместе с тем, и достаточно точные методы расчета мощности, затрачиваемой на привод дискового рабочего органа с магнитным активатором и дополнительным круговым движением диска, является актуальной.

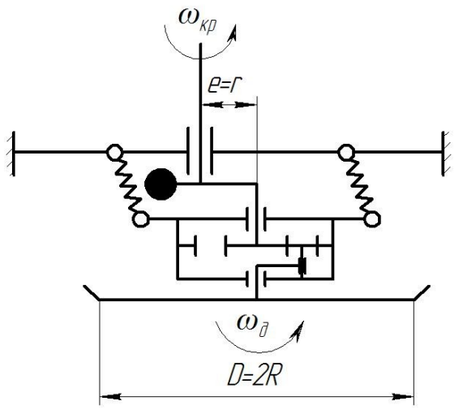


Рис. 1. Кинематическая схема дискового рабочего органа бетоноотделочной машины

Приведем расчет мощности привода диска и заглаживающей машины, используя методику А.В. Болотного [4]. Суммарная мощность двигателей заглаживающей машины запишется в следующем виде:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \qquad (1)$$

где N_1 – мощность, расходуемая на вращение диска и дополнительного кругового движения; N_3 – мощность, расходуемая на сопротивление массива бетонной смеси начальному напряжению сдвига τ_0; N_2 – мощность, расходуемая на преодоление скорости заглаживания (поступательное движение портала).

Мощность, расходуемая на вращение диска, в общем виде, определяется по формуле

$$N_1 = M_{тр}\omega_д, \qquad (2)$$

где $\omega_д$ – угловая скорость диска, м/с; $M_{тр}$ – момент трения диска [4], определяется

$$M_{тр} = \frac{2}{3} PRf_{тр} = \frac{2}{3} \Delta P \pi R^2 f_{тр} R = 2{,}1 R^3 f_{тр} \Delta P.$$

Однако рабочий орган в процессе заглаживания трется о бетонную смесь не только своей нижней плоскостью, но еще и передней кромкой о волну, движущуюся перед ним. Поэтому необходимо расчетную площадь трения принимать на 10–15 % больше геометрической площади трения ($k_B = 1{,}1 \div 1{,}15$). Тогда выражение для определения мощности привода с учетом его КПД в случае сухого трения при сообщении диску дополнительного кругового движения с угловой скоростью $\omega_{кр}$ будет иметь вид [4]:

$$N_1 = 2{,}1R^3 \Delta P f_{тр}\left[k_B\omega_д + 2{,}07R^2\left(\omega_д + \omega_{кр}\right)\right]\frac{1}{\eta}, \qquad (3)$$

где R – радиус диска, м; $f_{тр}$ – коэффициент трения табличное значение [1]; ΔP – удельное давление рабочего органа, Па; k_B – коэффициент, учитывающий сопротивление волны бетонной смеси $k_B = 1{,}1$; η – КПД привода; $\omega_д$ – угловая скорость диска, c^{-1}; $\omega_{кр}$ – угловая скорость дополнительного кругового движения диска, c^{-1};

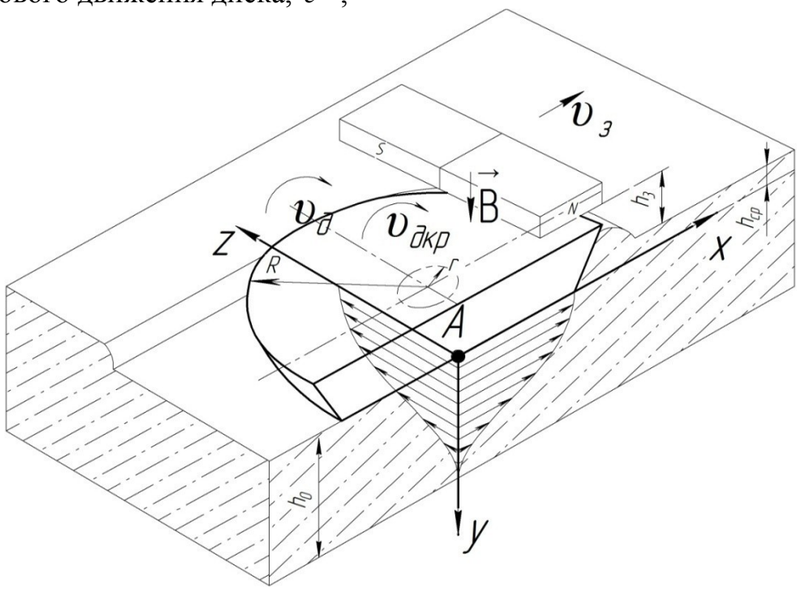


Рис. 2. Распределение скоростей в градиентном слое бетонной смеси в условиях намагничивания

Мощность, расходуемая на сопротивление массива бетонной смеси предельному напряжению сдвига, определяется по формуле

$$N_2 = \tau \quad \upsilon_0 R \quad , \qquad (4)$$

где F – площадь сечения бетонной смеси слоя, которая может быть определена из условий технологического режима машины (рис. 2):

$$F = h_0 \cdot L, \qquad (5)$$

где L – ширина заглаживаемой полосы бетонной поверхности, м.

Так же [3], что предельное напряжение сдвига τ_0, с учетом влияния магнитного поля, равно

$$\tau_0 = J \cdot B \cdot exp^{-\lambda \cdot h_3} \cdot tg\alpha, \qquad (6)$$

где J – намагниченность бетона, $\frac{A}{м}$; α – угол под которым магнитная индукция проникает в заглаживаемый бетон; λ – коэффициент затухания магнитного поля; h_3 – расстояние от магнитного активатора до обрабаты-

аккумулирующих устройств и большего объема, что обеспечит возможность утилизации энергии от других холостых процессов гидравлического привода машины с последующим ее использованием при разгоне или, например, на кондиционирование воздуха в кабине оператора.

Давление зарядки гидроаккумулятора должно подбираться из условия обеспечения необходимого тормозного момента на гидродвигателе, обеспечивающем рекуперативное торможение и регламентированного требованиями стандарта по торможению.

В частности, задавшись рациональным рабочим объемом гидродвигателя для ГСРТ и воспользовавшись рисунком 1, можно определить давление зарядки гидроаккумулятора, необходимого для этой системы. А для того, чтобы узнать и рациональный объем гидроаккумулятора, можно воспользоваться графиком, приведенным на рисунке 3.

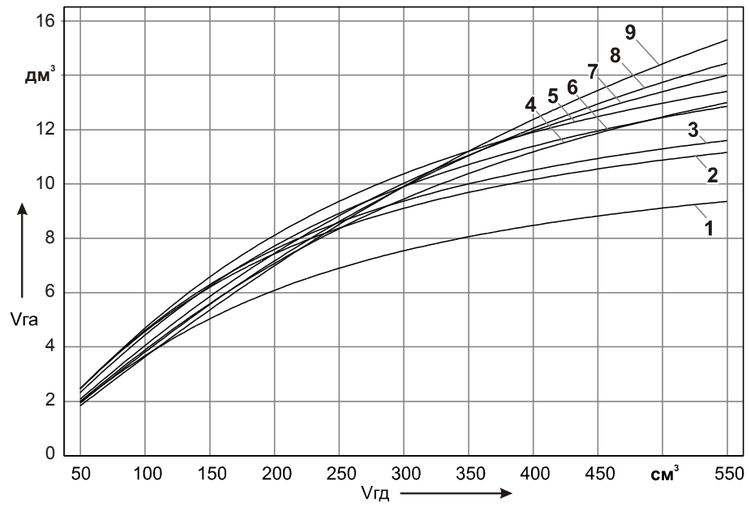


Рис. 3. Зависимость объема гидроаккумулятора от рабочего объема выбранного гидродвигателя для ГСРТ: 1 – ДЗ-133; 2 – УН-050; 3 – ТО-6А; 4 – ТО-25; 5 – ТО-18; 6 – ПК-60; 7 – ТО-11; 8 – L-34; 9 – МоАЗ-4048

Кроме того, при построении графика вначале для каждого из погрузчиков был произведен расчет по выбору основных параметров ГСРТ при условии установки блока гидроаккумуляторов, настроенных на давление зарядки равное 16 МПа, а затем для каждой машины был высчитан объем блока гидроаккумуляторов при определенном значении объема гидродвигателя, который варьировался от 50 до 550 см^3.

Используя график, приведенный на рисунке 3, можно определить, что, например, для погрузчика ДЗ-133, использующего для ГСРТ гидродвигатель с рабочим объемом 200 см^3, наиболее рациональным будет выбор гидроаккумулятора с рабочим объемом 6 литров.

Анализ использования гидродвигателей с различными рабочими объемами в составе ГСРТ применительно к одноковшовым фронтальным по-

тельно-дорожных и подъемно-транспортных машин рассчитано на рабочие давления 15–25 МПа, можно сделать вывод, что для погрузчиков ДЗ-133, УН-050, ТО-6А, ТО-25, ТО-18 наиболее рациональным будет выбор гидродвигателя с рабочим объемом от 100 до 200 см^3. Погрузчики марок ПК-60, ТО-11, L-34 будут наиболее эффективно сберегать кинетическую энергию при помощи ГСРТ, построенными на основе гидродвигателей с рабочим объемом от 250 до 350 см^3.

Что касается более тяжелых погрузчиков, таких как МоАЗ-4048, то рациональным выбором для него будет гидродвигатель с рабочим объемом от 400 до 500 см^3, что соответствует величине давления зарядки гидроаккумулятора в 12–17 МПа.

График, отображающий зависимость минимально необходимого рабочего объема гидродвигателя для ГСРТ от коэффициента сопротивления перекатыванию машины как тележки, приведен на рисунке 2. График составлен для ГСРТ с использованием гидроаккумулятора пружинного типа и с давлением зарядки 16 МПа.

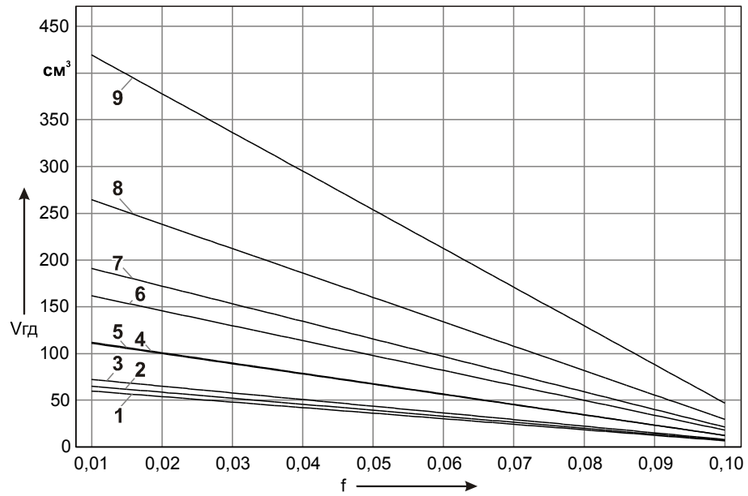


Рис. 2. Зависимость объема гидродвигателя от коэффициента сопротивления перекатыванию для ГСРТ: 1 – ДЗ-133; 2 – УН-050; 3 – ТО-6А; 4 – ТО-25; 5 – ТО-18; 6 – ПК-60; 7 – ТО-11; 8 – L-34; 9 – МоАЗ-4048

Анализ графика показывает, что для того, чтобы остановить, например, погрузчик МоАЗ-4048, оборудованный ГСРТ и движущийся со скоростью 13 км/ч по сухому асфальту (коэффициент сопротивления перекатыванию 0,015) в соответствии с требованиями стандарта по торможению, потребуется гидродвигатель с рабочим объемом 400 см^3.

Минимальный объем гидравлического аккумулирующего устройства целесообразно выбирать таким образом, чтобы он равнялся объему жидкости, поданной гидродвигателем за один цикл экстренного торможения от максимальной рабочей скорости до полной остановки. Таким образом, габариты ГСРТ будут минимальными. Также возможно применение гидро-

ваемого бетона, м (рис. 1); B – магнитная индукция, магнитного активатора, *Тл* или $\frac{H}{A \cdot м}$.

Мощность, расходуемая на преодоление скорости заглаживания (поступательное движение портала) с учетом сил сопротивления колес, трения в подшипниках, перемещения машины:

$$N_з = \frac{P_K \upsilon_з}{\eta_1}, \qquad (7)$$

где η_1 – КПД трансмиссии; P_K – сопротивление качению колес и трения в подшипниках.

$$P_K = \frac{G_м (2\mu + df_2 K_P) K_И}{D_K},$$

где $G_м$ – масса машины, Н; μ – коэффициент трения качения (0,03..0,05); d – диаметр подшипника ходового колеса, м; K_P – коэффициент трения скольжения в ребордах колес (1,45...2,20); f_2 – коэффициент трения в подшипниках (0,015...0,1); D_K – диаметр ходового колеса, м; $K_И$ – коэффициент инерции покоя (3,0...4,0).

Теперь, подставив (3), (4), (7) в выражение (1), можно записать ее в общем виде:

$$N = 2{,}1 R^3 \Delta P f_{тр} \left[k_B \omega_д + 2{,}07 R^2 (\omega_д + \omega_{кр}) \right] \frac{1}{\eta} + \\ + J \cdot B \cdot \exp^{-\lambda \cdot h_3} \cdot tg\alpha \cdot F_0\, \omega_д R + \frac{P_K \cdot \upsilon_3}{\eta_1}. \qquad (8)$$

Таким образом, выражение (8) учитывает влияние магнитного поля, создаваемого магнитным активатором, на реологические характеристики заглаживаемых смесей и позволяет обоснованно рассчитывать энергоемкость заглаживающих машин с дисковыми рабочими органами с магнитным активатором и дополнительными круговыми движениями диска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Классен, В. И.** Омагничивание водных систем / В. И. Классен. – М. : Химия, 1973.– 239 с.

2. **Мокроусов, Г. М.** Физико-химические процессы в магнитном поле / Г. М. Мокроусов, Н. П. Горленко.– Томск. гос. ун-т. – Томск : Изд-во ТГУ, 1986. – 127 с.

3. **Шульман, З. П.** Магнито-реологический эффект / З. П. Шульман, В. И. Кордонский. – М. : Наука и техника, 1982. – 184 с.

4. **Болотный, А. В.** Теория и процессы заглаживания: дис… д-ра техн. наук: 05.05.04 / А. В. Болотный.– Ленинградский инженер.-строит. ин-т. -Л., 1974. – 289 с.: ил.

5. **Мамаев**, **Л. А.** Методология совершенствования теории взаимодействия рабочих органов бетоноотделочных машин с поверхностью обрабатываемых сред: дис…. д-ра техн. наук / Л. А. Мамаев. – СПб. : СПбГАСУ, 2007. – 360 с.

УДК 693.95(075.8)

А.Г. Маслов, д-р техн. наук, проф.; Ю.С. Саленко, канд. техн. наук, доц.
«КРЕМЕНЧУГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ им. М. Остроградского»
Кременчуг, Украина

ОДНОВАЛЬНЫЙ БЕТОНОСМЕСИТЕЛЬ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ С ПЕРЕМЕННЫМИ ФОРМАМИ ЛОПАСТЕЙ

Описана конструкция и принцип действия одновального бетоносмесителя принудительного действия с переменными формами лопастей.

Создание бетоносмесителей принудительного действия, сочетающих в себе высокие показатели производительности и качества приготовляемой смеси с его простотой конструкции и сравнительно малыми значениями металлоемкости и энергоемкости, является важной народнохозяйственной задачей. Снижения энергоемкости одновальных бетоносмесителей принудительного действия можно достичь путем изменения конструкции перемешивающего рабочего органа или за счет новых эффектов, создаваемых в цементобетонной смеси в процессе ее перемешивания.

Одновальный бетоносмеситель (рис. 1) представлен предлагаемый. Он включает корпус 1 с загрузочным 2 и выгрузочным, закрытым заслонкой 3, отверстиями и центральный лопастной вал 4, который при помощи подшипниковых опор 5 установлен внутри корпуса 1. Центральный лопастной вал 4 снабжен периферийными лопастями, выполненными в виде стоек 6 и закрепленными на них при помощи резьбовых соединений 7 периферийных лопаток 8, и внутренними лопастями, выполненными в виде стоек 9 и закрепленных на них при помощи резьбовых соединений 10 внутренних лопаток 11, имеющими наружный радиус вращения равный 0,65…0,85 наружного радиуса вращения периферийных лопаток. Периферийные и внутренние лопасти попарно сблокированы, имеют одну систему крепления при помощи резьбовых соединений 12 и развернуты относительно оси вращения одна от другой на угол 180^0, при этом рабочие поверхности периферийных лопаток наклонены под углом α =30…40^0 к плоскости, параллельной оси вала и образуют прерывистую винтовую линию в прямом направлении, а рабочие поверхности внутренних лопаток наклонены под углом β=120…130^0 к плоскости, параллельной оси вала и образуют прерывистую винтовую линию в обратном направлении. По ходу закручивания каждой прерывистой винтовой линии у торцов корпуса 1 смесителя установлены отбойные лопатки 13 и 14, имеющие теже геометрические параметры, что и основные лопатки, и развернуты на угол 180^0. Каждая внутренняя лопатка может быть выполнена в виде части кольца или в виде части винтовой линии. Лопастной смеситель принудительного

Выбор основных параметров вышеописанной гидравлической системы рекуперативного торможения осуществляется согласно математической модели [5, 6] функционирования вышеописанной системы применительно к одноковшовым пневмоколесным фронтальным погрузчикам. Математическая модель содержит зависимости как между параметрами элементов механической части трансмиссии, так и между параметрами основных гидравлических элементов гидравлической системы рекуперативного торможения.

Только детальный анализ зависимостей между параметрами отдельных ее элементов позволит обоснованно подойти к вопросу о выборе схемы энергосбережения и рациональных ее параметров.

При исследовании математической модели функционирования ГСРТ для возможности выбора гидродвигателя, как одного из основных ее элементов применительно к каждой из моделируемых машин, за фактор варьирования был принят рабочий объем гидродвигателя. Затем было просчитано его влияние на величину минимального давления, при котором он должен работать, чтобы создать в трансмиссии такой момент сил, который даст возможность машине обеспечить тормозной путь, регламентированный требованиями стандарта по торможению. Графическая зависимость вышеописанных параметров для большинства погрузчиков приведена на рисунке 1.

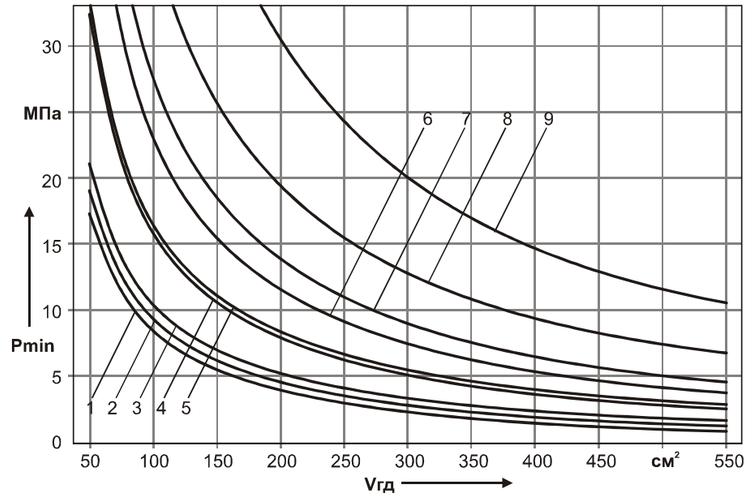


Рис. 1. Зависимость минимально необходимого давления на выходе из гидродвигателя от рабочего объема выбранного гидродвигателя при работе на гидроаккумулятор для ГСРТ: 1 – ДЗ-133; 2 – УН-050; 3 – ТО-6А; 4 – ТО-25; 5 – ТО-18; 6 – ПК-60; 7 – ТО-11; 8 – L-34; 9 – МоАЗ-4048

Анализ представленной графической зависимости четко показывает, что для погрузчиков, имеющих различную грузоподъемность, наиболее предпочтительный типоразмер гидродвигателя для ГСРТ также будет неодинаков. Кроме того, учитывая ситуацию в области гидропривода на сегодняшний день, когда гидравлическое оборудование большинства строи-

УДК 625.08

А. М. Щемелев, канд. техн. наук, проф.; А. С. Шибеко
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Представлена система, обеспечивающая накопление кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся масс при торможении мобильной машины посредством гидродвигателя (связан через трансмиссию с ведущими колесами), закачивающего рабочую жидкость в гидроаккумулятор с последующим использованием энергии накопленной жидкости при разгоне.

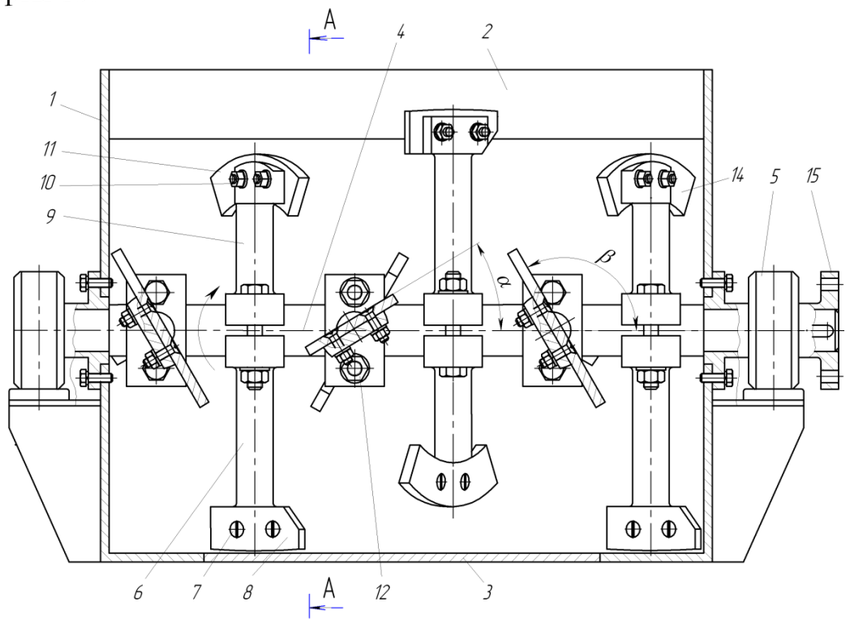
Увеличение энергоемкости парка машин, находящихся в эксплуатации, а также рост номенклатуры выпускаемой строительно-дорожной техники заставляет всерьез задуматься о таких немаловажных характеристиках, как топливная экономичность, производительность, конкурентоспособность, что особенно важно в условиях ограниченности топливно-энергетических ресурсов и, в связи с этим, постоянно растущей их стоимости.

Современные транспортные средства имеют большие резервы кинетической энергии, использование которой может дать значительный экономический эффект. Кинетическая энергия движения машины может быть накоплена и использована с помощью гидравлических систем рекуперативного торможения, т. е. предназначенную для использования энергию, которая диссипирует в тормозах, путем соответствующих технических решений можно накапливать, сохранять и затрачивать на совершение полезной работы.

Актуальным способом снижения энергопотребления является использование энергосберегающих систем торможения, основанных на принципе рекуперации энергии торможения [1, 2]. Такие системы на сегодняшний день являются альтернативой классическим системам торможения.

Авторами статьи разработаны и запатентованы [3, 4] гидравлические системы рекуперативного торможения, принцип работы которых заключается в следующем: рекуперативное торможение осуществляется за счет момента, возникающего на гидродвигателе, который кинематически связан с движителем и закачивает рабочую жидкость в блок гидроаккумуляторов. В моменты наибольшей загрузки двигателя внутреннего сгорания машины, при работе на корректорном режиме, осуществляется «подкрутка» трансмиссии гидродвигателем, использующим энергию жидкости, закачанной в блок гидроаккумуляторов при торможении.

действия соединяется с приводом (на рисунке не показан) при помощи полумуфты 15.



А – А

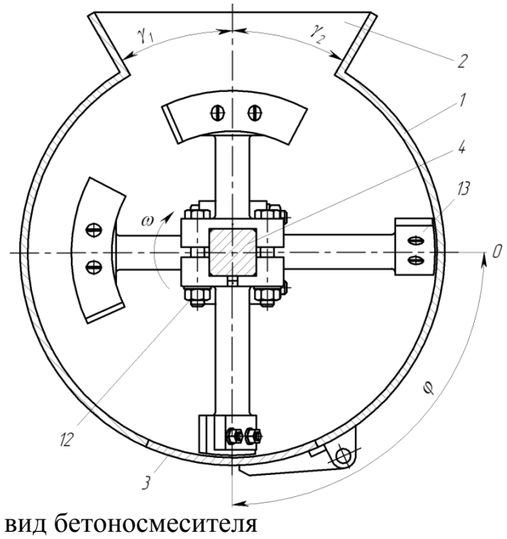


Рис. 1. Общий вид бетоносмесителя

Предлагаемый смеситель работает следующим образом. Включается привод смесителя и через загрузочное отверстие 2 во внутрь корпуса 1 подают предварительно отдозированные минеральные материалы и воду. При вращении вала по стрелке лопасти интенсивно перемешивают смесь, одновременно перемещая ее по двум противоположно направленным потокам: в центральной части и по периферии.

Под действием внутренних лопаток 11 смесь переводится во взвешенное состояние и образуется центральный поток, который перемещается в продольном направлении к задней торцевой стенке корпуса, и одновременно закручивается вокруг продольной оси. Под действием периферийных лопаток 8 образуется кольцевой периферийный поток, который вращается вокруг продольной оси и одновременно перемещается в продольном направлении к передней торцевой стенке корпуса. При этом каждая частица испытывает вихревые движения и периодически перемещается из одного потока в другой, что обеспечивает интенсивный массообмен и ускоряет процесс обволакивания минеральных частиц вяжущим. В свободной зоне, определяемой суммой центральных углов γ_1 и γ_2, кольцевой периферийный поток переводится во взвешенное (кипящее) состояние. После окончания процесса перемешивания открывается заслонка 3 и смесь выгружается в транспортное средство.

Установлено, что в процессе работы перед лопатками образуется ядро уплотнения [1, 2] в виде клина, формы и геометрические размеры которого определены в работе [1]. При этом средние силы сопротивления, действующие на периферийные и внутренние лопатки, в первом приближении могут быть определены по следующим зависимостям:

$$F_1(\varphi) = K_{s1}(\varphi) h_1 b_1 \cos\alpha; \quad (1)$$

$$F_2(\varphi) = K_{s2}(\varphi) h_2 b_2 \cos\beta, \quad (2)$$

где $F_1(\varphi)$, $F_2(\varphi)$ – переменные силы сопротивления действующие соответственно на каждую периферийную и внутреннюю лопатки; $K_{s1}(\varphi)$, $K_{s2}(\varphi)$ – коэффициенты сопротивления бетонной смеси при перемешивании соответственно периферийными и внутренними лопатками; h_1, h_2 – высота периферийных и внутренних лопаток; b_1, b_2 – ширина периферийных и внутренних лопаток; φ – угол поворота лопатки от нулевого (горизонтального) положения.

В процессе поисковых теоретических и экспериментальных исследований было установлено, что коэффициент лобового сопротивления движению лопаток в смеси имеет переменное значение и зависит от геометрических параметров смесителя и лопаток, величины заполнения смесью корпуса смесителя, деформационной способности смеси и др. Коэффициенты лобового сопротивления движению лопаток в смеси можно выразить в виде следующих функций:

$$K_{s1} = K_{s01} \cdot e^{-\delta_1 \varphi^2} (1 + \sin^2 k_1 \varphi); \quad (3)$$

$$K_{s2} = K_{s02} \cdot e^{-\delta_1 \varphi^2} (1 + \sin^2 k_1 \varphi), \quad (4)$$

где K_{s01}, K_{s02} – коэффициенты сопротивления перемешиванию смеси при φ=0; $\delta_1 = a_1 f_2 + a_2 f_1 \frac{V_1}{V_0}$; a_1, a_2 и k_1 – экспериментальные коэффициенты для цементобетонных смесей жесткостью от 30 до 120 с, a_1= 0,25,

температуры рабочей жидкости (при использовании в качестве рабочей жидкости масла МГ-15В).

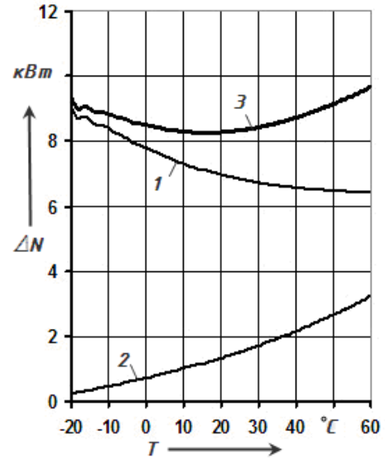


Рис. 5. Потери мощности в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048 при использовании в качестве рабочей жидкости гидравлического масла МГ-15В: 1 – среднецикловые потери мощности на преодоление внутренних сопротивлений; 2 – среднецикловые потери мощности за счёт перетечек рабочей жидкости; 3 – суммарные среднецикловые потери мощности в гидросистеме

Кривая 1 описывает потери мощности на преодоление внутренних сопротивлений гидросистемы, кривая 2 – потери мощности за счёт объемных потерь рабочей жидкости. Просуммировав обе кривые, получим кривую 3 суммарных потерь мощности в зависимости от вязкости жидкости. Она имеет четко выраженный экстремум, который по мере износа гидросистемы имеет смещение в сторону увеличения вязкости жидкости. Используя кривую зависимости вязкости от температуры, можно выбрать оптимальную, с точки зрения энергопотерь, температуру рабочей жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Каверзин, С. В.** Работоспособность гидравлического привода самоходных машин при низких температурах / С. В. Каверзин. – Красноярск : Красноярский университет, 1986. – 143 с.

2. **Щемелев**, А. М. Энергосберегающие устройства машин / А. М. Щемелёв. – Могилев : ММИ, 1991. – 42 с.

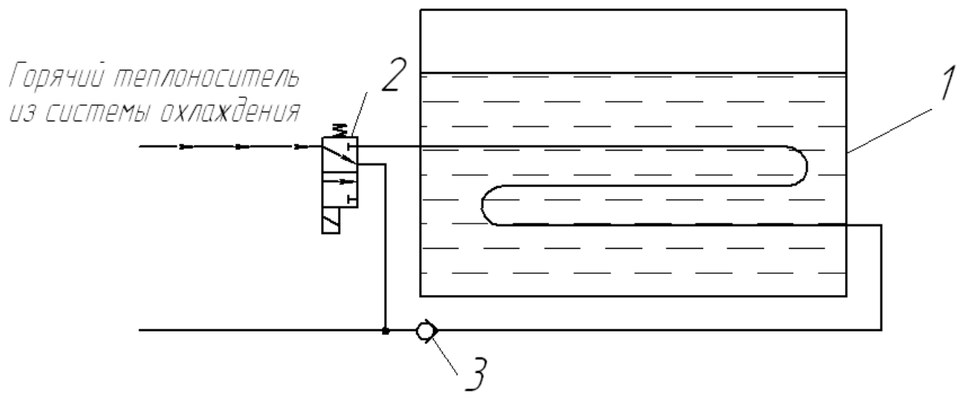


Рис. 4. Устройство подогрева рабочей жидкости гидросистемы охлаждающей жидкостью ДВС: 1 – гидробак машины; 2 – гидрораспределитель; 3 – обратный клапан

Достаточно перспективным является способ подогрева рабочей жидкости, основанный на вихревом эффекте. Вихревой эффект открыл Винтури (труба Винтури) и затем использовал Ю. С. Потапов для отопления помещений. Система подогрева имеет очень высокий КПД. Тепловые генераторы Ю. С. Потапова эффективно используются в системах отопления зданий различных стран. Опыты показывают, что они эффективны при применении в гидросистемах машин.

Все рассмотренные способы подогрева рабочей жидкости являются применимыми на строительно-дорожных машинах. Выбор способа подогрева должен базироваться на принципе сокращения времени подогрева и минимизации затрат энергии на подогрев.

Например, анализ возможности использования различных способов подогрева рабочей жидкости для одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ-4048 показал, что для него наиболее быстрыми способами подогрева являются: подогрев способом дросселирования и подогрев выхлопными газами ДВС (время подогрева рабочей жидкости до температуры 60 ºС составляет около 16-22 минут при использовании дроссельного подогрева и около 13-17 минут при использовании подогрева выхлопными газами ДВС). Наименее энергоёмкими являются способы подогрев выхлопными газами ДВС и охлаждающей жидкостью ДВС.

Одновременно с необходимостью подогрева рабочей жидкости в начале смены существует проблема снижения температуры рабочей жидкости ниже рекомендуемой изготовителем машины 50-60 ºС. Это связано с тем, что в процессе эксплуатации машины происходит износ отдельных гидравлических элементов. Их износ приводит к увеличению объемных перетечек рабочей жидкости из напорных полостей в сливные полости гидроаппаратов и снижению их объемного КПД.

На рис. 5 представлены данные по потерям мощности в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика МоАЗ –4048 в зависимости от

a_2= 0,12 и k_1=1,5; f_1 – коэффициент трения бетонной смеси по обечайке; f_2 – коэффициент внутреннего трения перемешиваемой цементобетонной смеси; V_0 – объем бетонной смеси при коэффициенте заполнения корпуса смесителя равном 0,5; V_1 – фактический объем бетонной смеси, находящейся в корпусе смесителя.

Используя зависимости (1–4) последовательно определим энергию, затрачиваемую на перемешивание смеси вначале периферийными лопатками, а затем и внутренними лопастями:

$$W_1 = K_{s01} R_1 h_1 b_1 z_1 \cos\alpha \cdot \int_{\varphi=0}^{\varphi=\theta} e^{-\delta_1 \varphi^2} (1 + \sin^2 k_1 \varphi) \cdot d\varphi ; \qquad (5)$$

$$W_2 = K_{s01} R_2 h_2 b_2 z_2 \cos\beta \cdot \int_{\varphi=0}^{\varphi=\theta} e^{-\delta_1 \varphi^2} (1 + \sin^2 k_1 \varphi) \cdot d\varphi , \qquad (6)$$

где W_1, W_2 – энергия, затрачиваемая на перемешивание смеси соответственно периферийными и внутренними лопатками за один оборот лопастного вала; R_1, R_2 – средние радиусы вращения; z_1, z_2 – количество периферийных и внутренних лопаток; θ – угол, определяющий положение лопаток в момент их выхода в свободную зону перемешивания.

Мощность привода бетоносмесителя, приходящаяся на преодоление сил сопротивления перемешиванию, определится на основании выражений (5) и (6) из следующей зависимости:

$$P = \lambda_1 \lambda_2 \frac{(W_1 + W_2) n}{60 \eta} , \qquad (7)$$

где n – частота вращения лопастного вала; η – коэффициент полезного действия привода смесителя; λ_1 – коэффициент, учитывающий затраты энергии на преодоление инерционных сил, дробление заполнителя и др., λ_2 – коэффициент, учитывающий затраты энергии на преодоление сил сопротивления стойками, λ_2=1,15…1,2.

Для проведения исследований использовался бетоносмеситель принудительного действия, у которого радиус обечайки корпуса равен R=300 мм. Ширина лопатки была принята равной 120 мм. В табл. 1 приведены физико-механические характеристики используемых жестких смесей.

В результате проведенных исследований было установлено, что вопреки существующему мнению коэффициент сопротивления бетонной смеси $K_s(\varphi)$ при перемешивании не остается постоянным, а существенно зависит от угла поворота лопастного вала. Значение $K_s(\varphi)$ также зависит от физико-механических характеристик смеси и высоты лопатки лопастного вала. Сухие смеси и бетонные смеси с большей жесткости имеют большие значения коэффициента сопротивления $K_s(\varphi)$. Плотность рыхлой смеси ρ_2 и плотность ядра уплотнения ρ_1 не оказывают видимого значения на изменение сил сопротивления перемешиванию смеси. Это объясня-

ется тем, что величина сил сопротивления при перемешивании в большей степени зависит от коэффициента трения смеси по обечайке корпуса смесителя f_1. Коэффициент внутреннего трения смеси f_2 в меньшей степени влияет на изменение сил сопротивления. При увеличении высоты лопатки с 60 мм до 90 мм максимальное значение коэффициента сопротивления снижается на 11…18%, т.е. при увеличении высоты лопатки в 1,5 раза, общая нагрузка действующая на лопатку, возрастает не в 1,5 раза, а только в 1,3…1,35 раза. Наибольшие давления, возникающие в результате перемешивания сухих и жестких смесей, лопатки испытывают при вращении в диапазоне от 30^0 до 75^0.

Табл. 1. Физико-механические характеристики бетонных смесей

Тип жесткой смеси	Физико-механические характеристики смеси				
	Плотность ядра уплотнения, ρ_1, кг/м^3	Плотность рыхлой смеси, ρ_2, кг/м^3	Коэффициент трения смеси по обечайке, f_1	Внутренний коэффициент трения смеси, f_2	Значение коэффициента сопротивления при φ=0, K_{s0}, кПа
Сухая смесь	1740	1600	0,7	0,8	28,5
Ж=120 с	1860	1700	0,6	0,8	23
Ж=90 с	1980	1800	0,55	0,75	21
Ж=60 с	2030	1850	0,5	0,7	18,5
Ж=30 с	2090	1900	0,45	0,7	17,5

ВЫВОДЫ. Предложена новая конструкция одновального лопастного смесителя, имеющего переменную форму лопастей, создающих в перемешиваемой цементобетонной смеси дополнительные эффекты, интенсифицирующие процесс перемешивания и повышающие качество смеси за счет разрушения агрегатов из слипшихся частиц. Выявлена закономерность изменения коэффициента сопротивления K_s бетонной смеси в зависимости от угла поворота лопастного вала. Это позволяет точнее определить мощность привода бетоносмесителей принудительного действия, а также разработать их принципиально новые конструкции, повысив при этом качество приготавливаемых смесей и уменьшив мощность привода в 1,5…1,8 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Маслов, О. Г.** Исследование взаимодействия лопатки бетоносмесителя принудительного действия с цементобетонной смесью / О. Г. Маслов, Ю. С. Саленко // Вісник КДПУ. – 2006. – Вип.2/2006 (35). – С. 20–23.

2. **Маслов А. Г.** Определение сил сопротивления перемешиванию и мощности привода одновального бетоносмесителя принудительного действия / А. Г. Маслов, Ю. С. Саленко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2005. – Вип. 5/2005 (34). Ч. 2. – С. 22–24.

Учитывая, что температура воспламенения равна 140 °С, то в зоне контакта с термоэлементом необходимо осуществлять циркуляцию рабочей жидкости. Кроме этого, применение электрического подогрева, требует установки на машину достаточно мощного электрогенератора.

Подогрев рабочей жидкости при помощи выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания дешевый метод, так как не требует дополнительных затрат энергии. Забор выхлопных газов осуществляется от коллектора двигателя машины и далее направляется на теплообменник (рис. 3).

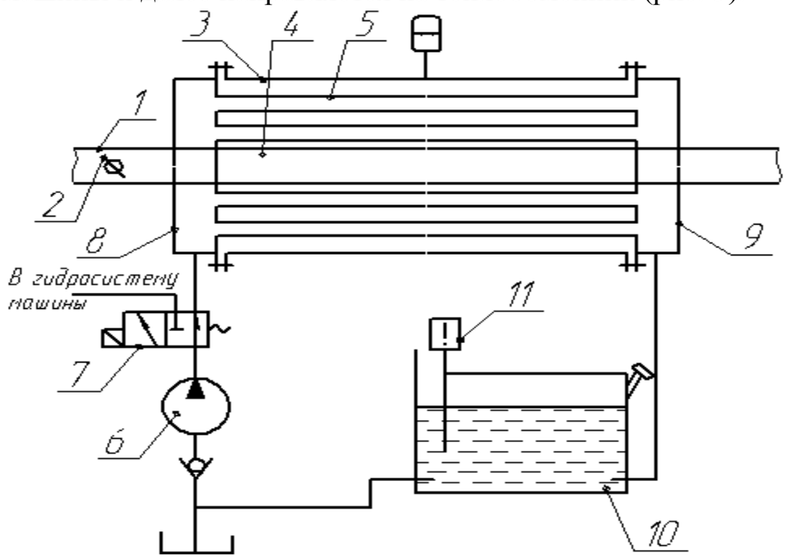


Рис. 3. Устройство подогрева рабочей жидкости гидросистемы выхлопными газами ДВС 1,5 – трубопровод; 2 – заслонка перекрытия; 3 – теплообменник; 4 – металлическая емкость; 5 – гидронасос; 6 – насоса; 7 – двухпозиционный распределитель; 8 приемным патрубком; 9 – выходной патрубок; 10 – гидробак; 11 – тепловое реле

Недостатком такой системы является необходимость изменения конструкции гидробака, что затрудняет его обслуживание в процессе эксплуатации. Из-за высокой температуры выхлопных газов данный способ подогрева требует наличия внешнего теплообменника, так как при его отсутствии у поверхности раздела сред происходит нагрев рабочей жидкости гидросистемы до температур выше 140 ºС. При высокой температуре рабочей жидкости, она ускоренно окисляется. Кроме этого периодически необходимо производить периодическую очистку трубопроводов и теплообменника, через который проходят выхлопные газы.

Подогрев рабочей жидкости может проводиться при помощи охлаждающей жидкости двигателя внутреннего сгорания (рис. 4).

Недостатком такой системы является необходимость первоначального нагрева охлаждающей жидкости ДВС, а только потом рабочей жидкости гидросистемы.

В настоящее время известно из публикаций и патентных материалов следующие способы подогрева рабочей жидкости:

– подогрев способом дросселирования;

– подогрев электрическим ТЭНом;

– подогрев при помощи выхлопных газов ДВС;

– подогрев при помощи охлаждающей жидкости двигателя внутреннего сгорания;

– использование для подогрева вихревого метода.

Наиболее часто употребляемым является метод дросселирования. Обычно он заключается в том, что оператор изменяет площадь проходного сечения между золотником и корпусом распределителя.

Способ простой, но он не лишен недостатков. При дросселировании жидкости в распределителе на выходе жидкости из насоса поднимается давление и часть жидкости идет через предохранительный клапан насоса на слив. При этом теряемая мощность определяется как произведение давления предохранительного клапана на расход рабочей жидкости через него. Во время дросселирования рабочей жидкости, оператор осуществляет этот процесс вручную.

В гидросистему (рис. 2) устанавливается двухпозиционный распределитель с ручным управлением или с электромагнитным, управляемый от температурного датчика релейного типа, устанавливаемого в гидробаке гидросистемы.

Использование схемы, представленной на рис. 2, освобождает оператора от ручного дросселирования, но приводит к повышенному расходу энергии.

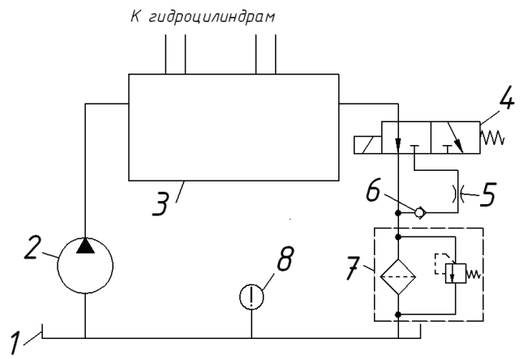


Рис. 2. Устройство подогрева рабочей жидкости гидросистемы с помощью дросселирования: 1 – гидробак; 2 – гидронасос; 3 – основной гидрораспределитель машины; 4 – гидрораспределитель устройства подогрева; 5 – дроссель; 6 – клапан обратный; 7 – фильтр; 8 – датчик температуры

Достаточно часто применяют подогрев рабочей жидкости электрическим ТЭНом [2]. Он достаточно эффективен, но имеет несколько крупных недостатков. Подогревательный элемент имеет достаточно высокую температуру в зоне контакта рабочей жидкости с подогревающим элементом.

УДК 629

Ш. М. Мерданов; А. В. Яркин; Ф. Д. Шараев
ГОУ ВПО «ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЕГАЗОВЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Тюмень, Россия

ЛОКАЛЬНЫЙ ПРОГРЕВ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА СТРОИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

В статье представлены методы прогрева элементов гидропривода строительных машин, предназначенных для эксплуатации в условиях низких температур.

В настоящее время в северных регионах страны эксплуатируется большой парк строительных машин, немногие из которых (до 5 %) являются специальными машинами северного исполнения (исполнение ХЛ). К тому же эта, в основном неспециализированная техника, плохо обеспечена специальными зимними сортами горюче-смазочных материалов» (50 % топлива, 35...40 % трансмиссионного масла, 20...25 % рабочей жидкости гидросистем). Все это приводит к тому, что производительность строительных машин снижается, по сравнению с расчетной, в среднем в 1,5 раза, в 2...3 раза уменьшается наработка на отказ, в 2...5 раз сокращается по сравнению с нормативным сроком службы. Процесс подготовки машин к работе превращается в изнурительную процедуру, продолжающуюся в течение 1...3 часов и более. В силу вышеизложенного, проблема адаптации строительных машин к специфическим природно-климатическим условиям севера не теряет своей актуальности, несмотря на то, что опыт в этом вопросе накапливался много лет.

Заводы-изготовители строительной техники предпочитают выпускать её в виде продукции общего назначения, перекладывая проблему адаптации на плечи эксплуатирующих организаций. В настоящее время проблему удается во многом решить путем применения специальных зимних топлив, смазочных масел и жидкостей гидросистем. Установлено, в частности, что в подобных случаях строительная машина эффективно работает, а ее приводной двигатель и гидропривод успешно "вхолодную" запускаются при отрицательных температурах до -15...25 °С.

Однако применение этих зимних жидкостей не решают до конца проблемы эксплуатации строительной техники поскольку рабочий диапазон температур для специального гидравлического масла ограничен -10–15 ^{0}С. Кроме того, при низких температурах происходит интенсивный износ резинотехнических изделий гидропривода (поршней, манжеток), что влечёт за собой последующие утечки масла, а также происходит износ металличе-

ских деталей (насосов, плунжерных пар) и потеря рабочего давления в системе, вследствие повышения вязкости масла, снижается объёмный КПД гидронасосов и гидромоторов и производительность гидрофицированных машин [1].

В настоящее время используются такие методы повышения работоспособности гидропривода при низких температурах:

1) применение материалов повышенной прочности для изготовления ответственных деталей гидрооборудования (применение хладостойких сталей для изготовления штоков и проушин гидроцилиндров, валов насосов и гидромоторов. Применение прочных и морозостойких полиуретановых и резинотканевых уплотнений гидрооборудования, которые имеют высокую прочность, сохраняют достаточную эластичность в широком диапазоне температур;

2) повышение уровня технического обслуживания. Уровень технического обслуживания является важным фактором повышения работоспособности. Причём для машин, эксплуатируемых в суровых климатических условиях, тщательность и своевременность технического обслуживания особенно необходима;

3) разработка современных гидравлических систем. К этому методу следует отнести, например, использование гидрозамков или дросселей с обратными клапанами, предназначенных для исключения быстрого самопроизвольного опускания рабочего оборудования, применение вторичных предохранительных клапанов, а также клапанов с различными логическими функциями. Кроме того можно применять регулируемые аксиально-поршневые насосы с так называемым ноль-установителем, который при пуске насоса автоматически уменьшает угол наклона блока цилиндров и тем самым обеспечивает минимальную подачу жидкости. Это позволяет уменьшить пиковое давление в период пуска и, как следствие, крутящий момент на валу, что в конечном итоге исключает задиры и заклинивание в поршневой группе насоса;

4) применение маловязких рабочих жидкостей. Применение масел ВМГЗ и МГ которые обладают хорошими эксплуатационными свойствами: обеспечивают защиту металлических поверхностей трения от задиров и износа, удовлетворительно предотвращают коррозию, слабо образуют смолистые осадки, имеют хорошие антипенные свойства. Однако необходимо отметить, что маловязкие минеральные масла при температурах выше + 35 ^{0} С не обеспечивают достаточную защиту поверхностей трения;

5) оптимизация теплового режима гидропривода – это направление следует считать наиболее радикальным, так как оно позволяет решить проблемы работоспособности гидропривода в комплексе. Оптимальный тепловой режим дает возможность уменьшить потери давления жидкости в гидросистеме и потери на трение в гидрооборудовании, увеличить долговечность гидрооборудования, повысить объёмный КПД и производитель-

УДК 621.878.6

А. М. Щемелев, канд. техн. наук, проф.; А. Е. Науменко; И. Ю. Хадкевич
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДОГРЕВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

В статье приведены конструктивные схемы существующих способов подогрева рабочей жидкости гидросистемы строительно-дорожных машин. Рассмотрены преимущества и недостатки приведенных способов подогрева. Обозначены критерии выбора того или иного способа подогрева. Предложен метод выбора оптимальной температуры рабочей жидкости с точки зрения минимизации потерь энергии в гидросистеме.

При запуске двигателя машины температура рабочей жидкости равна температуре окружающего воздуха. Для нормального функционирования гидросистемы температуру рабочей жидкости необходимо довести до 50–60 ºС. По данным Каверзина С.В. [1] время нагрева рабочей жидкости достигает двух часов. Проведенные замеры температуры рабочей жидкости в гидросистеме одноковшового фронтального погрузчика Амкодор 322 (ТО-18Б) показали, что температура рабочей жидкости за 50 минут его работы повысилась на 15 ºС от 20 ºС (температура окружающей среды) до 35 ºС (рис. 1).

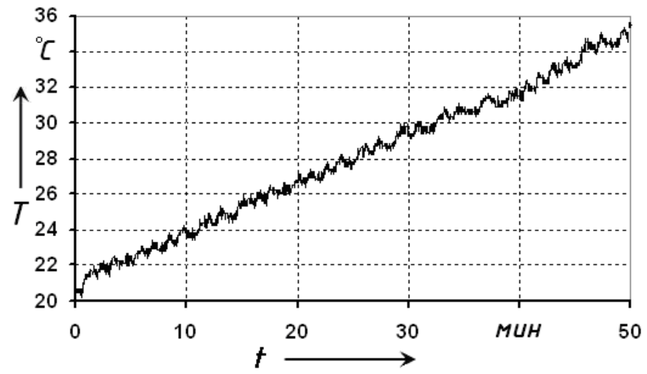


Рис. 1. Зависимость температуры рабочей жидкости в гидробаке погрузчика Амкодор 322 (ТО-18Б) от времени работы машины

Работа машины с низкой температурой рабочей жидкости из-за увеличения потерь на трение вызывает сокращение времени цикла машины, а значит и уменьшение ее производительности. Возможно и появление кавитации, что приводит к повреждению гидрооборудования.

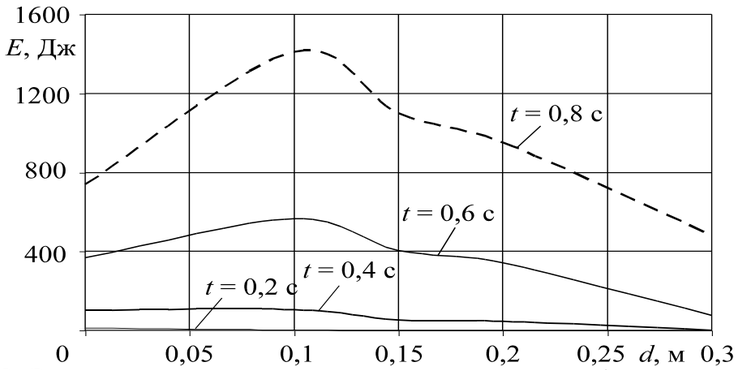


Рис. 3. Зависимость диссипации энергии жидкости в функции от диаметра отверстий перфорации

Подобный анализ может быть выполнен для резервуаров различной формы, для разных схем установки перегородок и с учетом различных вариантов перфорирования. Возможен учет таких свойств транспортируемой жидкости, как плотность и вязкость. Кроме того, могут рассматриваться различные схемы движения резервуаров, соответствующие особенностям эксплуатации строительных и дорожных машин. В конечном счете, возможно создание конструкций цистерн, свойства которых будут аналогичны динамическим качествам автомобилей, транспортирующих твердый груз той же массы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ривкин, С. Л**. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 423 с.

2. **Высоцкий, М. С.** Динамика автомобильных и железнодорожных цистерн / М. С. Высоцкий, Ю. М. Плескачевский, А. О. Шимановский. – Минск : Белавтотракторостроение, 2006. – 320 с.

3. **Rakheja, S.** Field Testing and Validation of Directional Dynamics Model of a Tank Trucks / S. Rakheja, R. Ranganathan, S. Sankar // International Journal of Vehicle Design. – 1992. – Vol. 13. – № 3. – P. 251–275.

4. **Ranganathan, R.** Kineto-static roll plane analysis of articulated tank vehicles with arbitrary tank geometry / S. Rakheja, R. Ranganathan, S. Sankar // International Journal of Vehicle Design. – 1989. – Vol. 10. – № 1. – P. 89–111.

5. **Strandberg, L.** Lateral Stability of Road Tankers. Volume 1. Main report // VTI Report № 138A. – Linköping (Sweden): National Road & Traffic Research Institute, 1978. – 73 p.

6. **Wang, Z.** Influence of partition location on directional stability performance of a partially-filled tank truck / Z. Wang, S. Rakheja, S. Cunzhen // Journal of Commercial Vehicles, Transactions of Society of Automotive Engineers, Section 2. – 1995. – P. 592–601.

7. **Шимановский, А. О.** Анализ эффективности демпфирования колебаний жидкости в резервуарах цистерн / А. О. Шимановский, А. В. Путято, О. И. Якубович // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. – Гомель: БелГУТ, 2009. – Вып. 3. – С. 144–149.

8. **Aliabadi, S.** Free-surface flow simulations using parallel finite element method / S. Aliabadi, K. Shujaee // Simulation. – 2001. – Vol. 76. – № 5. – P. 257–262.

9. **Rebouillat, S.** Fluid-structure interaction in partially filled liquid containers: A comparative review of numerical approaches / S. Rebouillat, D. Liksonov // Computers & Fluids. – 2010. – Vol. 39. – № 5. – P. 739–746.

ность машин, а главное, позволяет использовать в гидроприводе одно масло в течение всего года. Все это достигается с помощью искусственного поддержания температуры (вязкости) минерального масла в оптимальном диапазоне. Для регулирования температуры рабочей жидкости в гидросистему вводится дополнительное устройство, которое при низких температурах за счет специальных подогревателей или тепла, выделяемого ДВС, способствует интенсивному разогреву масла, а при высоких температурах увеличивает теплообмен гидропривода с окружающей средой за счет ввода дополнительных поверхностей теплоотдачи, обдува гидросистемы, применения масляных радиаторов.

Все эти рассмотренные методы повышения работоспособности гидропривода, ни в коем случае, не исключают и не заменяют полностью друг друга, а ограниченно сочетаются между собой. Поэтому, при проектировании гидроприводов машин, предназначенных для эксплуатации в районах с суровым и резкоконтинентальным климатом, необходимо учитывать возможность сочетания всех методов. Необходимо отметить, что в настоящее время предпусковой разогрев жидкости находит широкое применение на отечественных и зарубежных машинах.

На Красноярском заводе лесного машиностроения и Пермском ПО «Коммунар» серийно выпускаются машины с разогревом рабочей жидкости отработавшими газами, на Воронежском экскаваторном заводе на экскаваторах ЭО-5122 устанавливают дроссели для подготовки гидропривода к работе при низких температурах. Устройства предпускового разогрева используют и на ряде других отечественных машин. Примером таких устройств может служить котел-подогреватель фирмы «Webasto». Зарубежные фирмы также стали использовать предпусковой разогрев рабочей жидкости в гидроприводе самоходных машин. Например, фирмы «Mitsubishi», «Hitachi» (Япония) используют отработавшие газы для разогрева гидросистемы одноковшовых экскаваторов и аккумуляторных батарей, обеспечивающих пуск дизельных двигателей. Фирма «Юкэн коге» (Япония) выпускает ответственное гидрооборудование (регулируемые аксиально-поршневые насосы и гидромоторы) с встроенными в их корпус электронагревательными спиралями, что позволяет осуществить безаварийный пуск гидропривода практически при любой низкой температуре [2].

Существуют разработки тюменского государственного университета «Система утилизации тепла СУТ (ТАТ-3) с включением в нее многосекционного теплового аккумулятора теплоемкостного типа». ТАТ-3 содержит двигатель с системой охлаждения, контур циркуляции жидкого теплоносителя, включающий тепловой аккумулятор ТА из нескольких одинаковых секций, теплообменный аппарат, связанный с выхлопной трубой двигателя, насос, а также теплообменника в гидробаке гидросистемы и в поддоне картера. Секции ТА могут поочередно подключаться к контуру циркуляции жидкого теплоносителя. На входе ТА установлен многопозиционный

кран с отводами в каждую секцию. В напорной линии насоса установлен трехходовой распределитель. Таким образом, при поочередном подключении к системе предпусковой подготовки каждой из секций теплоаккумулятора более глубокое охлаждение антифриза происходит во всех из них, кроме последней, что приводит к съему с теплового аккумулятора большей энергии, чем в том случае, если бы он состоял из одной секции. Однако-разбиение ТА на секции приводит к более интенсивному охлаждению ТА при работе системы в стадии хранения тепла. Это оригинальный тепловой аккумулятор теплоёмкостного типа, которым предлагается оснастить системой утилизации тепла отработавших газов ДВС бульдозера. Здесь термостат имеет не одну ёмкость с жидким теплоносителем антифризом, а несколько. Эти секции поочерёдно подключаются к системе циркуляции и обеспечивают прогрев дизеля. После того, как дизель получил предпусковую тепловую подготовку, все секции в той же последовательности включаются на прогрев гидробака. Идея такого построения теплового аккумулятора – термостата заключается в более глубоком охлаждении антифриза в нем, то есть в более полном использовании его теплового потенциала, что приводит к снижению массы антифриза.

Другая разработка – конструкция энергосберегающего гидробака для экскаватора типа ЭО-4121. От штатного гидробака он отличается тем, что крышка и корпус покрыты слоем теплоизоляции, а в него на планках устанавливается шесть барабанов, наполненных теплоаккумулирующим материалом (ТАМ). Во время работы экскаватора рабочая жидкость в гидросистеме и гидробаке нагревается, но не слишком, так как ТАМ «забирает» его ощутимую часть. В период межсменной стоянки экскаватора рабочая жидкость охлаждается, но не ниже -15 ^{o} С, что позволяет запускать гидросистему экскаватора без предпусковой тепловой подготовки её гидробака [1].

Кроме того, существует ряд других научных исследований, направленных на обеспечение оптимального теплового режима гидропривода.

Однако, существующие и предлагаемые способы, как правило, направлены на поддержание оптимальной температуры рабочей жидкости в баке гидравлической системы строительной машины, и частично, в гидродинамическом приводе, при этом они не обеспечивают непосредственный прогрев и поддержание температуры гидроцилиндров, которые являются гидрообъемной частью гидросистемы и не имеют постоянной циркуляции. Гидроцилиндры служат приводом рабочего оборудования гидрофицированных машин и по статистике чаще всего выходят из строя.

Исследования авторов направлены на поддержание рабочей температуры рабочей жидкости непосредственно в гидроцилиндрах. Для достижения технического результата предлагается проводить локальный прогрев рабочей жидкости непосредственно в силовых агрегатах гидропривода

В качестве кинематического граничного условия использовалось условие прилипания. Шаг по времени был принят равным 0,003 с. Расчеты перетекания жидкости внутри резервуара автоцистерны проводились при ее торможении с замедлением равным 0,6*g*.

На рис. 1 показан график для заполнения 50 %, из которого видно, что расстояния между кривыми, соответствующими разного размера перегородкам, изменяются с течением времени, что обусловлено особенностями поля скоростей течения жидкости. Причем диссипация энергии оказалась наибольшей при диаметре перегородки 90 см. Подробный анализ кривых диссипации дает возможность оптимизации конструкции демпфирующих устройств.

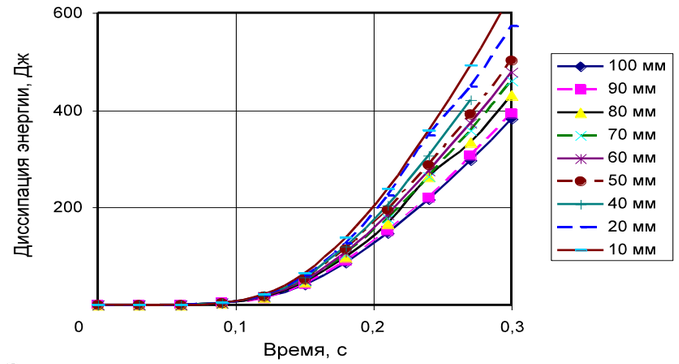


Рис. 1. Зависимость диссипации энергии от времени при разных размерах единственного отверстия в перегородке (заполнение цистерны 60 %)

С помощью описанной методики выполнено компьютерное моделирование перетекания жидкости в цистерне при ее торможении с учетом установки поперечной перфорированной перегородки. Схема ее установки приведена на рис. 2.

Выполнены расчеты зависимости диссипации энергии в функции от размера отверстий перфорации перегородок. Их результаты показали, что существует некоторое значение диаметра перфорации, при котором диссипация энергии за первый цикл колебаний жидкости в резервуаре максимальна.

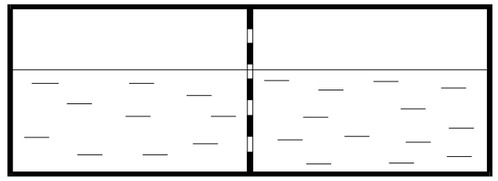


Рис. 2. Схема расположения перегородки в резервуаре

На рис. 3 приведен график зависимости потерь кинетической энергии при прохождении через перегородки от диаметра перфорации для емкости, имеющей размеры 2×5 м. Из приведенного графика видно, что для рассматриваемого случая максимальное демпфирование колебаний жидкости имеет место в случае, если отверстия перфорации имеют диаметр 11 мм и в общей сложности диаметр отверстий составляет 60 % от площади перегородки. В этом случае влияние жидкости на динамику цистерны будет наименее существенным по сравнению с иными вариантами перегородок.

наименьшие колебания транспортного средства при транспортировке конкретного вида жидкости.

Выполненные различными исследователями работы показали, что максимальное влияние относительного перемещения жидкости в резервуарах цистерн на их колебания и устойчивость имеет место при заполнении цистерн на 40–80 % [2].

В ряде зарубежных работ [3–5] с целью изучения влияния продольных колебаний жидкости на динамику торможения автоцистерны предложена кинетостатическая модель для учета движения жидкостей в частично-заполненном резервуаре. Эта модель предполагает, что движению автомобиля с некоторым ускорением соответствует угол наклона свободной поверхности жидкости (которая принимается плоской), тангенс которого равен отношению названного ускорения к ускорению свободного падения. Выполненные в работе [6] расчеты показали, что для цистерны с одной поперечной перегородкой наилучшие динамические качества имеют место при выравнивании длин отсеков.

Однако примененная авторами статьи [6] модель не позволяет установить как должны располагаться отверстия в перегородках и какую они должны иметь форму с целью минимизации влияния перетекания жидкости на колебания и устойчивость цистерн, так как она никак не учитывает вязкость транспортируемой жидкости. Поэтому с целью оценки эффективности демпфирования колебаний авторами предложен энергетический подход [7], связанный с нахождением суммарной диссипации энергии жидкости в резервуаре. В представленной работе поставлена задача по определению зависимости диссипации энергии для нескольких различных конфигураций поперечной перфорированной перегородки в резервуаре, заполненном водой.

Описание перетекания жидкости в резервуаре выполнено на основе использования стандартной (k–ε) модели турбулентности, реализация которой предполагает вычисление турбулентной кинетической энергии k и скорости диссипации турбулентной энергии ε каждого конечного элемента жидкости на каждом шаге по времени [8, 9]. Наибольшие динамические нагрузки проявляются при торможениях цистерны в период первого цикла колебаний жидкости внутри резервуара. Поэтому диссипация энергии определялась именно за время одного колебания.

Выполнены расчеты, при которых определялась зависимость диссипации энергии от времени для различных уровней заполнения цистерн при изменении диаметра отверстия, находящегося в центре перегородки, размещенной посередине резервуара цистерны, имеющего форму параллелепипеда.

При создании геометрической модели течения жидкости использована детальная сетка конечных элементов, так как из-за больших размеров ячеек возможна потеря точности решения в местах с большими градиентами давления и скорости. Поскольку рассматривается упрощенная геометрическая форма резервуара, то использованы четырехугольные конечные элементы с регулярным разбиением области жидкости. Их применение предпочтительнее треугольных, так как приводит к более устойчивому решению. Полученная модель включает около 10000 элементов.

Принималось, что в начальный момент жидкость находилась в состоянии относительного покоя и ее свободная поверхность была плоской.

(гидроцилиндрах, гидромоторах, гидронасосах и т.д.) с помощью электрического подогревателя.

Предлагаемая конструкция состоит из основы, которая выполнена из теплоизоляционного материала, внутри которой уложен электронагревательный кабель. В качестве источника тепла предлагается промышленный саморегулирующийся электронагревательный кабель ленточного типа, предназначенный для использования в системах подогрева, антиобледенения и для защиты трубопроводов и ёмкостей, резервуаров от замерзания и т.п. Рабочее напряжение может быть 24 или 220 Вольт, в зависимости от выбранного типа кабеля.

Эффект саморегулирования заключается в автоматическом увеличении тепловой мощности кабеля при снижении температуры гидроцилиндра и наоборот. Этот эффект основан на применении в нагревательном кабеле специальной полупроводниковой матрицы, меняющей свои проводящие свойства в зависимости от температуры, с понижением температуры уменьшается сопротивление матрицы и, следовательно, увеличивается протекающий ток, что приводит к увеличению выделяемой тепловой мощности и нагреву поверхности. При возрастании температуры происходит обратный процесс.

В общем виде конструкция представляет собой легкосъемный чехол на застежках, что обеспечивает простоту эксплуатации изобретения, нагревательный элемент закрывается теплоизоляционным материалом, для уменьшения отдачи тепла в окружающую среду и увеличения КПД системы.

Устройство устанавливается снаружи на гидроцилиндр (гидромотор, гидронасос и т.д.) и фиксируется с помощью застежек. На электровыходы подается напряжение от стационарной сети или от генератора самой машины, в зависимости от вида применяемого нагревательного кабеля. Происходит постепенный нагрев электроэлемента и передача теплоты корпусу гидроцилиндра. Теплоизоляционный материал препятствует выделению тепла в окружающую среду и, как следствие, увеличивает КПД теплопередачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карнаухов, Н. Н.** Приспособление строительных машин к условиям российского севера и Сибири / Н. Н. Карнаухов. – М. : Недра, 1994. – 351 с. : ил.

2. **Каверзин, С. В.** Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. – Красноярск : 1998. – 240 с. : ил.

УДК 621.926

В. С. Михальков, канд. техн. наук, доц.; Е. А. Шаройкина
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КЛИНКЕРА В РЕССОРНО-СТЕРЖНЕВОЙ МЕЛЬНИЦЕ

В статье рассмотрена деформационная модель механизма измельчения контактируемых частиц рабочими органами рессорно-стержневой мельницы.

Процесс измельчения частиц материала является довольно энергозатратным и вызывает необходимость создания нового технологического оборудования, обеспечивающего повышение технологической эффективности путем совершенствования его рабочих органов и параметров технологии.

Одним из новых видов машин для измельчения являются рессорные мельницы с упругодеформируемыми рабочими органами в виде рессор.

Установлено, что перспективным направлением их развития является интенсификация колебаний рессорных рабочих органов и оптимизация единичных актов разрушения, улучшение реологических условий проведения процессов диспергирования с целью снижения энергозатрат на разрушение, улучшение качества получаемого продукта и повышение производительности.

Рассмотрим деформационную модель измельчения контактируемых частиц в такой мельнице. Основной задачей при разработке теории измельчения является установление зависимости между исходной плотностью измельчаемых частиц и силой удара [1]. Для решения этой задачи необходимо получить деформационную модель деформации частиц. Данная модель должна учитывать все составляющие деформации: упругую, пластическую и структурную, межчастичную.

Примем следующие допущения: структура измельчаемых частиц не является геометрически правильной; взаимное расположение частиц равновероятно; все направления в частице порошка равноправны и равноценны. Каждая частица порошка, как отдельное тело, подчиняется всем законам классической механики.

Схема силового взаимодействия частиц клинкера при измельчении представлена на рис.1.

УДК 621.642.2:629.015

А. О. Шимановский, канд. техн. наук, доц.; М. Г. Кузнецова
УО «БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Гомель, Беларусь

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОСТЕЙ В РЕЗЕРВУАРАХ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Рассматривается применение метода оптимизации конструкции перегородок в резервуарах цистерн, используемых при проведении строительных и дорожных работ, который основан на максимизации диссипации энергии жидкости за один цикл ее колебаний. На основе компьютерного моделирования перетекания жидкости через несплошную поперечную перегородку установлен размер отверстий перфорации, при котором достигается наименьшее влияние колебаний транспортируемой жидкости на динамику автотранспортного средства.

При производстве строительных и дорожных работ возникает необходимость транспортировки жидкостей. Основное применение в таком случае находят специализированные машины-цистерны:

– поливочные и поливомоечные машины;

– автобетоносмесители – грузовые автомобили, оборудованные вращающейся ёмкостью для перевозки бетона;

– гудронаторы.

Рабочая скорость движения названных машин, как правило, принимает значение от 2 до 20 км/ч. Транспортная скорость варьируется от 60 до 80 км/ч. Особенностью рабочего процесса поливочных машин и гудронаторов является постепенное расходование транспортируемой жидкости в процессе работы. Поэтому для предотвращения раскачки груза, при разгонах и торможениях, внутренняя полость цистерны разделяется волнорезами на несколько сообщающихся отсеков.

Как правило, в условиях Республики Беларусь температура воды, которой заполняются резервуары коммунальных машин, изменяются в пределах от 10 до 40 ^{o}C. При этом кинематическая вязкость жидкости может уменьшиться с 1,307 мм^2/с до 0,658 мм^2/с [1]. Плотность в этом случае меняется весьма незначительно – менее, чем на 1 %. Гудрон, как правило, используется при температурах 80 °С и выше. Его плотность близка к плотности воды и составляет 0,95–1,03 г/см^3. В то же самое время, кинематическая вязкость гудрона существенно большая и лежит в пределах от 90 до 5000 мм^2/с. Поэтому динамические свойства автомобилей–гудронаторов и поливочных машин существенно различаются. Отличительной особенностью транспортируемой бетонной смеси является широкий диапазон изменения вязкости, которая может различаться в несколько сот или даже тысяч раз в зависимости от значений приложенных внешних сил.

Различие в физических свойствах транспортируемого жидкого груза, которое проявляется, в том числе, при изменениях температуры, приводит к необходимости разработки конструкций перегородок, обеспечивающих

вание рабочих поверхностей зубьев, т.е. единичных дефектов, что приводит к повышению шума и вибраций, нарушению плавности в работе передачи.

Появление единичных дефектов является предвестником скорого разрушения трансмиссии. Единичные дефекты зубьев увеличивают динамическую нагруженность передачи, превышающую передаваемую полезную нагрузку в разы, что проявляется в кинематической неравномерности вращения выходного вала. Поэтому проявление кинематической неравномерности вращения на выходе передачи, в ряде случаев, является сигналом близкого разрушения сопряжения.

Для выявления единичного дефекта в зубчатых колесах трансмиссии необходим анализ шага зацепления выходной шестерни при подаче на трансмиссию тестового воздействия в виде крутящего момента со стороны стенда при неработающем двигателе. Для анализа шага зацепления удобно использовать импульсный способ.

Суть этого способа заключается в отслеживании относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов при передаче вращающего момента от двигателя к колесам и при тестовом воздействии. На ведомом валу помещается датчик высокочастотного опорного сигнала, а с выходным валом связывается датчик угла поворота выходного вала. Оценка кинематической неравномерности вращения выходного вала осуществляется посредством подсчета количества опорных импульсов в каждом выходном. Опорный сигнал от ведущего вала и сигнал зубцовой частоты с ведомого колеса поступает в электронный блок для сопоставления их между собой. Отклонение двух последовательных периодов зубцовой частоты в количествах импульсов опорного сигнала от других значений будет свидетельствовать о наличии единичного дефекта зуба одной из шестерен. Однако обнаружение факта наличия дефекта зуба, не является поводом для прекращения эксплуатации. Поэтому задачей исследования является определение величины и места расположения дефекта в кинематической цепи трансмиссии. От этих параметров зависит дополнительная нагруженность трансмиссии при передаче момента, т.е. опасность дефекта.

Учитывая тот факт, что трансмиссия машины является сложным техническим объектом, исследовать ее поведение во время диагностирования целесообразно не на натурном образце, а прибегнуть к созданию абстрактной модели трансмиссии, описывающей кинематические параметры трансмиссии.

Создана анимационная модель зубчатого зацепления, позволяющая проанализировать влияние величины и местоположения дефекта на изменение величины кинематической неравномерности, и, соответственно, оценить степень влияния дефекта на динамику работы передачи.

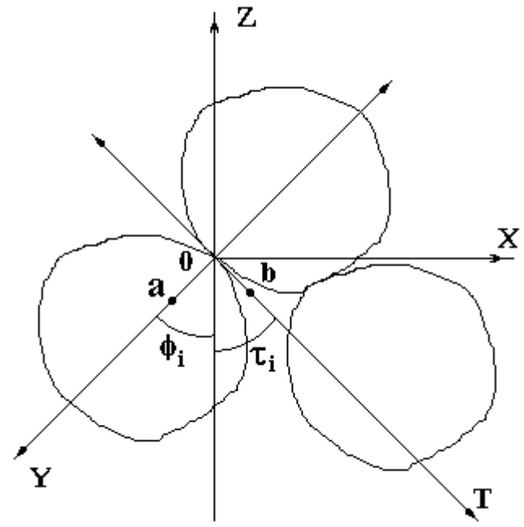


Рис. 1. Схема силового взаимодействия частиц при измельчении

Предполагаем, что измельчение частиц происходит за счет нормальной деформации контактов частиц материала и их относительного сдвига при увеличении усилия удара вибромеханизма. В результате силового воздействия на частицы вдоль оси z, совпадающей с направлением движения рабочего органа вибромеханизма, величины элементарной нормальной деформации контакта взаимодействующих частиц dθi и элементарного сдвига, являющегося следствием смятия контакта, соответственно будут равны:

a0 = dθi, b0 = dui.

Переходя к средним величинам, имеем

$$d\theta_i + d\theta_{i+1} = d\Delta_{\kappa i} = d\Delta_\kappa;\ du_i + du_{i+1} = 2du_c \quad .$$

Изменение величины деформации частиц получаем в следующем виде:

$$dh = -n_z \cdot \cos\phi \cdot \left(1 + 2\frac{du_c}{d\Delta_\kappa} \cdot \frac{\cos\tau}{\cos\phi}\right) \cdot d\Delta_\kappa\,, \qquad (1)$$

где ϕ_i – угол между осью z и линией нормального взаимодействия частиц в шихте; τ_i – угол между осью z и направлением сдвига.

Приведенное число слоев частиц материала по высоте будет равно:

$$n_z = \frac{N}{n_s}\,, \qquad (2)$$

где N – общее число частиц измельчаемого материала; n_s – число частиц в рассматриваемом слое.

Общее число частиц измельчаемого материала можно определить по формуле

$$N = \frac{S_n \cdot h \cdot \rho}{\Psi_o \cdot a_{cp}^2}, \quad (3)$$

где S_n – номинальная площадь сечения измельчаемого материала; ψ_o – коэффициент объемной формы измельчаемых частиц материала; a_{cp} – средний размер частиц материала.

Среднестатистическое число частиц материала в рассматриваемом слое будет равно:

$$n_s = \frac{S_n \cdot \rho}{\Psi \cdot a_{cp}^2}, \quad (4)$$

где ψ – коэффициент плоскостной формы частиц материала.

Подставляя выражения (3) и (4) в (2), получим:

$$n_z = \frac{\Psi \cdot h}{\Psi_o \cdot a_{cp}}. \quad (5)$$

Окончательно выражение для (1) с учетом (5) будет иметь вид:

$$dh = -\frac{\Psi}{\Psi_o} \cdot \frac{h}{a_{cp}} \cdot \cos\phi \cdot \left(1 + 2\frac{du_c}{d\Delta_к} \cdot \frac{\cos\tau}{\cos\phi}\right) \cdot d\Delta_к. \quad (6)$$

Откуда

$$d\Delta_к = -\frac{\Psi_o}{\Psi} \cdot \frac{a_{cp}}{\left(1 + 2\frac{du_c}{d\Delta_к} \cdot \frac{\cos\tau}{\cos\phi}\right) \cdot \cos\phi} \cdot \frac{dh}{h}. \quad (7)$$

Для определения величины числа контактов, приходящихся на одну частицу материала, воспользуемся тем, что число частиц материала, соприкасающихся с рассматриваемой прямо пропорционально плотности измельчаемого материала (4). Тогда площадь проекции суммарной поверхности контактов в момент измельчения можно определить по формуле:

$$S_k = n_s \cdot K_\alpha \cdot S_{sr} \cdot \cos\phi, \quad (8)$$

где K_α – среднее число контактов частицы материала; S_{sr} – средний размер площадки контакта.

Согласно выражения (4), число частиц материала, соприкасающихся с исследуемой, прямо пропорционально плотности измельчаемого материала. Поэтому имеем зависимость:

$$K_\alpha = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho, \quad (9)$$

где К – среднее число контактов одной частицы материала при стопроцентной плотности тела.

Для верхнего слоя имеем:

$$K_\alpha^в = 0{,}5 \cdot K \cdot \rho. \quad (10)$$

Подставляя выражения (4) и (10) в (8), получим:

УДК 621.878

М. Г. Шамбалова
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРИ НАЛИЧИИ ЕДИНИЧНЫХ ДЕФЕКТОВ ЗУБЬЕВ

Изложены общие подходы к созданию средств для исследования влияния величины и места расположения дефектов на кинематическую неравномерность и нагруженность трансмиссии, основанных на использовании импульсного способа.

Старение парка дорожных машин, несмотря на позитивные перемены последнего десятилетия, по-прежнему опережает темпы технического перевооружения. Проблема обеспечения безопасности дорожных машин с каждым годом обостряется. Это связано с увеличением их сложности и интенсивности эксплуатации. Одним из основных путей обеспечения качества и безопасности дорожных машин является разработка простых и надежных методов диагностирования и своевременное их использование. В процессе диагностирования строительных и дорожных машин используются разнообразные методы диагностирования, что приводит к многообразию средств, применяемых в диагностике.

На современном этапе широкое распространение получают методы компьютерной диагностики систем машин. При этом особое внимание уделяется снижению трудоёмкости постановки диагноза и его достоверности. Основной задачей проведения диагностирования является предотвращение внезапного отказа основных систем машины, повышение эффективности использования парка машин, сокращение затрат на ремонт и обслуживание.

Для отслеживания технического состояния элементов трансмиссий мобильных машин в процессе эксплуатации необходима разработка средств и методов диагностирования, которые позволили бы с минимальными затратами и высокой достоверностью проводить оценку их технического состояния, распознавать дефекты и определять место их положения в кинематической цепи.

Наибольшее распространение в сборочных единицах трансмиссии получили зубчатые, шлицевые, шпоночные, карданные и подшипниковые сопряжения. Однако ресурс трансмиссии, в основном, определяется состоянием зубчатых зацеплений. В тяжело нагруженных передачах наиболее распространенным дефектом зубчатых колес является питтинг и выкраши-

$$\sigma_{u1} = E\frac{\delta}{2}(1+\cos^2\alpha)\begin{bmatrix} \frac{2\varphi_{\max}}{L}\left(\frac{x}{L}-1\right)\sin 2\alpha\cdot\cos^4\beta - \ldots \\ -\frac{2\varphi_{\max}A_{12}}{LA_{11}}\left(\frac{x}{L}-1\right)\frac{\sin 2\alpha\cdot\sin 2\beta}{R_K} \end{bmatrix} = \frac{\varphi_{\max}}{L}C^{CB}_{\sigma_{U\,K}} \qquad (17)$$

$$\sigma_P = E\cdot\begin{bmatrix} \frac{2\varphi_{\max}A_{12}}{LA_{11}}\left(\frac{x}{L}-1\right)\cos^2\alpha\cdot\cos^2\beta + \\ +\frac{2\varphi_{\max}}{L}\left(\frac{x}{L}-1\right)R_K\cos\beta\begin{pmatrix}\sin\beta\cdot\cos^2\alpha + \\ +\frac{r_i}{R_K}\cos^3\beta\cdot\sin\alpha\cdot\cos\alpha\end{pmatrix} \end{bmatrix} = \frac{\varphi_{\max}}{L}C^{CB}_{\sigma_{PK}} \qquad (18)$$

Для подтверждения полученных теоретических выражений были проведены исследования напряженно-деформированного состояния гибкого рабочего органа на экспериментальной установке [6, 7].

Проведенные эксперименты показали, что при изменении крутящего момента абсолютные продольные и угловые деформации канатного рабочего органа изменяются по линейному закону, характерному так же для теоретических зависимостей.

Разница между экспериментальными и расчетными значениями крутящего момента не превышает 10 %, таким образом, подтверждается справедливость математической модели напряженно-деформированного состояния канатного рабочего органа.

В результате исследований установлено, что конструкция гибкого рабочего органа со свободным осевым перемещением хвостовой части предпочтительнее, так как напряжения гибкого рабочего органа при закреплении хвостовой части от осевого перемещения в 2-3 раза превышают напряжения гибкого рабочего органа при свободном осевом перемещении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Григорьев, А. М.** Теория и эксплуатация односпирального гибкого шнека / А. М. Григорьев, П. А. Преображенский. – Общество «Знание», УССР, Киев: КДНТП, 1967. – С. 32.

2. **Григорьев, А. М.** Надежность методов расчета и конструирования вертикальных винтовых транспортеров / А. М. Григорьев, В. П. Желтов. – Киев : Знание, 1969. – С. 232.

3. **Пат. 2289538 RU, МПК^7 B 65G 33/26, B 65G 33/16**. Винтовой конвейер для транспортировки сыпучих грузов / М. Н. Хальфин., С. С. Подуст; заявл. 05.07.2005 // Изобретения (Заявки и патенты). – опубл. 20.12.2006, Бюл № 35.

4. **Пат. 2397131**. Винтовой конвейер с гибким винтом / М. Н. Хальфин, С. С. Подуст, Р. К. Шагеев.; заявл. 01.04.2009; опубл. 20.08.2010.

5. **Глушко, М. Ф.** Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Киев : Техника. 1966. – С. 327.

6. **Хальфин, М. Н.** Расчет гибкого винта шнека с учетом неравномерности распределения нагрузок по длине / М. Н. Хальфин, С. С. Подуст, Р. К. Шагеев // Изв. ТулГУ. Технические науки. – 2009. – Вып.2, Ч. 1. – С. 254–258.

7. **Хальфин, М. Н.** Расчет гибкого винта шнека с учетом переменности крутящего момента по его длине / М. Н. Хальфин, С. С. Подуст, Р. К. Шагеев // Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. – 2009. – № 6 (154). – С. 80–83.

$$S_k = 0{,}5\cdot K\cdot\rho\cdot S_{sr}\cdot\cos\phi\cdot\frac{S_n\cdot\rho}{\Psi\cdot a_{sr}^2}. \qquad (11)$$

Решая выражение (11) относительно среднестатистической величины площадки контакта, получим:

$$S_{sr} = \frac{2\cdot\Psi\cdot a_{sr}^2}{K\cdot\cos\phi}\cdot\frac{\alpha_k}{\rho^2}, \qquad (12)$$

где $\alpha_k = \frac{S_k}{S_n}$ безразмерная, относительная величина проекции суммарной контактной поверхности деформирования в рассматриваемый момент соприкасания частиц материала.

Таким образом, элементарное приращение среднестатистического размера площадки контакта при изменении усилия удара:

$$dS_{sr} = \frac{2\cdot\Psi\cdot a_{sr}^2}{K\cdot\cos\phi}\cdot d\left(\frac{\alpha_k}{\rho^2}\right). \qquad (13)$$

Решая совместно приведенные уравнения окончательно получаем:

$$d\left(\frac{\alpha_k}{\rho^2}\right) = \frac{\Psi_0\cdot K}{2\cdot\Psi^2\cdot m\cdot\left(1+2\frac{du_c}{d\Delta_k}\cdot\frac{\cos\tau}{\cos\phi}\right)}\cdot\frac{d\rho}{\rho}. \qquad (14)$$

Полученное выражение является дифференциальным уравнением, описывающим рассматриваемый деформационный механизм измельчения частиц материала. Данное уравнение связывает приращение контактной поверхности измельчаемых частиц материала при изменении усилия виброударного механизма на dP.

Модель мельницы приведена на рис. 2.

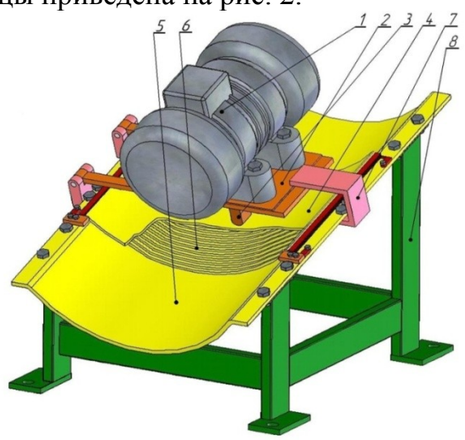


Рис. 2. Модель рессорно-стержневой мельницы

Вибратор 1, установленный на консоль 2, приводит в движение прижимную плиту 4 с помощью прижима 3. Между лотком 5, установленном

на раме 8 и прижимной плитой находятся рессорные (стержневые) элементы, собранные в кассету 6. Так при движении материала вдоль лотка он попадает в рабочую полость, где и разрушается. Компенсация действия вибратора достигается с помощью возвратной пружины 7. Между консолью и возвратным механизмом установлена пружина, которая и обеспечивает возвратное действие. В процессе работы стержневые элементы упруго деформируются только от силы разрушения частиц материала и имеют высокую надежность. Они обеспечивают адаптивное воздействие на разрушаемый материал.

На рессорно-стержневой мельнице были проведены экспериментальные исследования процесса измельчения клинкера. Работа выполнялась в лаборатории завода ПРУП «Кричевцементшифер»; просев материала производился в лаборатории завода на ситах с отверстиями диаметром 3; 2; 1; 0,5; 0,25; 0,2; 0,08 мм (рис.3).

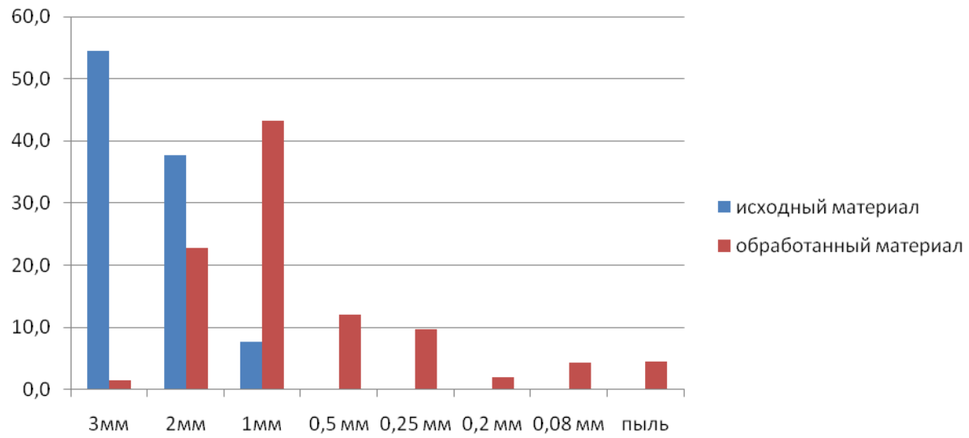


Рис. 3. Результаты эксперимента по измельчению клинкера

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить оптимальные параметры ударного механизма рессорно-стержневой мельницы. Установлено, что данную мельницу наиболее целесообразно применять для предварительного измельчения клинкера в схеме технологического процесса до шаровой мельницы. Это позволит значительно снизить энергетические затраты на финишное измельчение, существенно уменьшит износ шаров шаровой мельницы, а также позволит более качественно провести технологический процесс измельчения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Беляев, Н. М.** Труды из теории упругости и пластичности / Н. М. Беляев. – М. : Гостехиздат, 1957.

где G – модули упругости II-го рода; δ – диаметр проволоки рабочего органа; α – угол свивки проволок

Напряжения изгиба канатного рабочего органа:

$$\sigma_u = E\frac{\delta}{2}(1+\cos^2\alpha)\left[\frac{2\varphi_{\max}A_{22}}{L\Delta}\left(\frac{A_{12}{}^2}{2A_{22}}+\frac{xA_{11}}{L}-A_{11}\right)\right]\sin 2\alpha\cdot\cos^4\beta = \frac{\varphi_{\max}}{L}C^{зак}_{\sigma_{U}\kappa}. \quad (8)$$

Напряжения растяжения канатного рабочего органа:

$$\sigma_P = E\cdot\left[\begin{array}{l}\frac{2\varphi_{\max}A_{22}}{L\Delta}\left(\frac{A_{12}{}^2}{2A_{22}}+\frac{xA_{11}}{L}-A_{11}\right)R_K\cos\beta\times\ldots\\ \times\left(\sin\beta\cdot\cos^2\alpha+\frac{r_i}{R_K}\cos^3\beta\cdot\sin\alpha\cdot\cos\alpha\right)\end{array}\right] = \frac{\varphi_{\max}}{L}C^{зак}_{\sigma_P\kappa}, \quad (9)$$

где r и α – соответственно радиус и угол свивки слоя проволок; β – угол свивки; R_K – радиус свивки канатного рабочего органа; E – модуль упругости I-го.

В случае свободного осевого перемещения хвостовой части рабочего органа при $x = L$, $u \neq 0$ и $\varphi \neq 0$ (рис. 2, б). Тогда

$$\frac{du}{dx} = \frac{M_0A_{12}}{\Delta}\left(\frac{x}{L}-1\right), \qquad \frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_0A_{11}}{\Delta}\left(\frac{x}{L}-1\right), \quad (10)$$

$$u = \frac{x\cdot M_0A_{12}}{\Delta}\left(\frac{x}{2L}-1\right), \qquad \varphi = \frac{x\cdot M_0A_{11}}{\Delta}\left(\frac{x}{2L}-1\right). \quad (11)$$

Абсолютные линейные и угловые деформации канатного рабочего органа принимают максимальные значения при $x = L$:

$$u_{\max} = \frac{L\cdot M_0A_{12}}{2\Delta}; \quad (12)$$

$$\varphi_{\max} = \frac{L\cdot M_0A_{11}}{2\Delta}. \quad (13)$$

С учетом (13) уравнения (10) и (11) примут следующий вид:

$$\frac{du}{dx} = \frac{2\varphi_{\max}A_{12}}{LA_{11}}\left(\frac{x}{L}-1\right), \qquad \frac{d\varphi}{dx} = \frac{2\varphi_{\max}}{L}\left(\frac{x}{L}-1\right); \quad (14)$$

$$u = \frac{2\varphi_{\max}xA_{12}}{LA_{11}}\left(\frac{x}{2L}-1\right), \qquad \varphi = \frac{2x\varphi_{\max}}{L}\left(\frac{x}{2L}-1\right). \quad (15)$$

На основании уравнений (10), (11) и (14), (15) получены выражения для определения напряжений кручения, изгиба и растяжения канатного рабочего органа, неприводной конец которого не закреплен от осевых перемещений:

$$\tau_1 = G\frac{\delta}{2}\left[\begin{array}{l}\frac{2\varphi_{\max}}{L}\left(\frac{x}{L}-1\right)\left(\cos^4\alpha\cdot\cos^4\beta\right)-\ldots\\ -\frac{2\varphi_{\max}A_{12}}{LA_{11}}\left(\frac{x}{L}-1\right)\left(\cos^4\alpha\frac{\sin\beta\cdot\cos\beta}{R_K}\right)\end{array}\right] = \frac{\varphi_{\max}}{L}C^{CB}_{\sigma_T\kappa} \quad (16)$$

органа не перемещается и свободно вращается относительно продольной оси (рис. 2, а), 2 – неприводной конец канатного рабочего органа свободно перемещается и вращается относительно продольной оси (рис. 2, б).

В случае закрепления не приводного конца рабочего органа от осевых перемещений при $x = L$ $u = 0$ и $\varphi \neq 0$ (рис. 2, а). Решая систему уравнений (1) с учетом (2) получим выражения для определения относительных и абсолютных линейных и угловых деформаций:

$$\frac{du}{dx} = \frac{M_0 A_{12}}{\Delta}\left(\frac{x}{L} - \frac{1}{2}\right), \quad \frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_0}{\Delta}\left(\frac{A_{12}^{\ 2}}{2A_{22}} + \frac{x \cdot A_{11}}{L} - A_{11}\right); \tag{3}$$

$$u = \frac{x \cdot M_0 A_{12}}{2\Delta}\left(\frac{x}{L} - 1\right), \quad \varphi = \frac{x \cdot M_0}{\Delta}\left(\frac{A_{12}^{\ 2}}{2A_{22}} + \frac{xA_{11}}{2L} - A_{11}\right), \tag{4}$$

где $\Delta = A_{11}A_{22} - A_{12}^{\ 2}$ – определитель системы уравнений (1).

Абсолютные угловые деформации принимают максимальные значения для хвостовой части при $x = L$:

$$\varphi_{\max} = -\frac{L \cdot M_0}{2A_{22}} \tag{5}$$

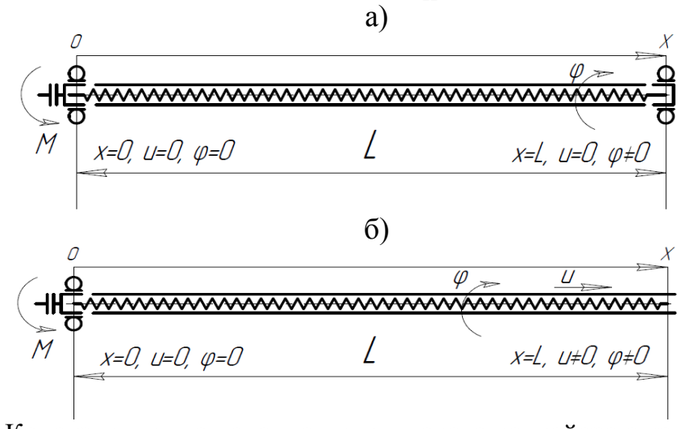


Рис. 2. Конструктивные исполнения винтового конвейера с канатным рабочим органом: а – со свободным вращением и отсутствием осевого перемещения неприводного конца; б – со свободным вращением и осевым перемещением неприводного конца

С учетом (5) уравнения (3) и (4) примут следующий вид:

$$\frac{d\varphi}{dx} = -\frac{2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta}\left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{xA_{11}}{L} - A_{11}\right);$$

$$\varphi = -\frac{x2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta}\left(\frac{A_{12}^2}{2A_{22}} + \frac{xA_{11}}{2L} - A_{11}\right). \tag{6}$$

Напряжения кручения канатного рабочего органа, конец которого закреплён от осевых перемещений:

$$\tau_{KP} = G\frac{\delta}{2}\left[\frac{2\varphi_{\max} A_{22}}{L\Delta}\left(\frac{A_{12}^{\ 2}}{2A_{22}} + \frac{xA_{11}}{L} - A_{11}\right)\right]\left(\cos^4\alpha \cdot \cos^4\beta\right) = \frac{\varphi_{\max}}{L} C_{\sigma_T K}^{зак}, \tag{7}$$

УДК 624.132.002.51.001.24

І. І. Назаренко, д-р техн. наук, проф.; А. Т. Свідерський, канд. техн. наук; О. П. Дедов, канд. техн. наук
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ
Киев, Украина

ТЕОРІЯ І ПРИНЦИПИ СТВОРЕННЯ БАГАТОМАСНИХ МАШИН ВІБРАЦІЙНОЇ ДІЇ

В статті обґрунтовується підсилення коливань та передача додаткової енергії від робочого органу до оброблюваного середовища за рахунок управління рухом мас, що коливаються.

Ефективність нових рішень доводиться аналітичним та експериментальним шляхом.

1. Актуальність проблеми.

Машини вібраційної дії широко використовуються для операцій подрібнення, сортування, перемішування, ущільнення тощо. Поряд із реалізацією звичайних гармонічних режимів руху, у вібраційних машинах застосовуються й режими, що поєднують вібрацію і удар. Для операцій ущільнення такі машини більш ефективні, ніж звичайні, але водночас більш енергоємні та матеріалоємні. Крім того, технологічна ефективність цих машин значною мірою залежить від конструктивного забезпечення можливості реалізації прогресивних режимів роботи. Одним із шляхів вирішення цих проблем є застосування системного підходу до прийняття конструкторських рішень на основі розгляду спільного руху системи “машина – оброблювальне середовище” із цілеспрямованим використанням внутрішніх властивостей підсистем з реалізацією суб-, суперрезонансних та резонансних режимів роботи.

2. Методика та результати досліджень.

Для теоретичних досліджень системи “машина – оброблювальне середовище” прийнята схема рис. 1, яка включає в себе середовище, що ущільнюється і виражене коефіцієнтами опору $b_г$ та жорсткості $c_г$, вібромашину, яка складається з трьох мас m_1, m_2, m_3 з’єднаних між собою пружними елементами жорсткістю c_1, c_2, c_3, між масами m_1 і m_2 можливий удар через буфер жорсткістю $c_б$ та коефіцієнтом опору $b_б$. Вібромашина використовується як навісне обладнання до екскаватора, з’єднання вібромашини з стрілою екскаватора m_4 здійснюється за рахунок обладнання котре має жорсткість $c_в$ та коефіцієнт опору $b_в$.

Ущільнення будівельної суміші може відбуватись під дією двох складових: динамічної, яку створюють коливання з заданою частотою та амплітудою, та статичної, що виникає в результаті дії сил ваги трамбівки та гідравлічної сили $F_{пр}$ на стрілі екскаватора.

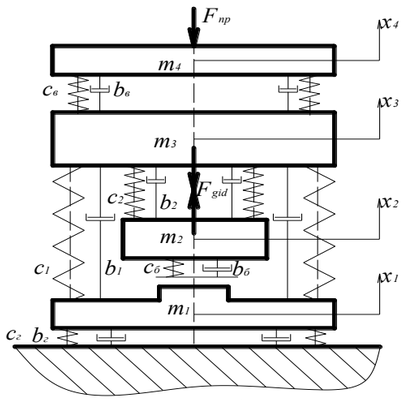


Рис. 1. Розрахункова схема системи „вібротрамбовка – ггґрунт”

Таким чином регулювання режимів процесу ущільнення може здійснюватись як за рахунок зміни динамічної дії (частота та амплітуда коливань) так і за рахунок зміни статичного тиску на середовище, що ущільнюється. В результаті поєднання таких дій передбачається отримання оптимальних режимів роботи на всіх стадіях ущільнення.

Для складання рівнянь руху системи скористаємось принципом Гамільтона [1, 2] у відповідності до якого отримані рівняння руху мас системи, яка зображена на рис. 1.

рух без удару між масами m_1 і m_2:

$$\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_г\dot{x}_1 + c_г x_г = 0,\\
&m_2\ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) = F_{гід},\\
&m_3\ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_1(x_3 - x_1) + b_в(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_в(x_3 - x_4) = -F_{гід},\\
&m_4\ddot{x}_4 + b_в(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_в(x_4 - x_3) = -F_{пр}.
\end{aligned} \tag{1}$$

рух коли відбувається удар між масами m_1 і m_2:

$$\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 + b_б(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_б(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_г\dot{x}_1 + c_г x_г = 0,\\
&m_2\ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) + b_б(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_б(x_2 - x_1) = F_{гід},\\
&m_3\ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_1(x_3 - x_1) + b_в(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_в(x_3 - x_4) = -F_{гід},\\
&m_4\ddot{x}_4 + b_в(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_в(x_4 - x_3) = -F_{пр}.
\end{aligned} \tag{2}$$

де $F_{гід} = f(t)$ – змушуюча сила; $F_{пр} = f(t)$ – притискуюча сила на стрілі екскаватора.

Забезпечення значної технологічності вібротрамбівок, як і інших вібро-ущільнюючих машин, значною мірою залежить від фізичної та математичної моделей вібросистеми “трамбовка - ґрунт”, яка адекватно відповідає реальним умовам робочого процесу. В роботі розглядаються дослідження моделей середовища із дискретними параметрами, в яких враховані хвильові явища, тобто таке поєднання моделей робочої машини з дискретними параметрами та середовища з розподіленими дає можливість найбільш реально відобразити процеси, що відбуваються при ущільненні будівельних сумішей.

Складність таких процесів безумовно затрудняє вирішення задач вибору та обґрунтування моделей ущільнюючих машин, а тим паче дати однозначну відповідь щодо режимів роботи таких машин. Методи рішення

путем совершенствования структуры гибкого рабочего органа является весьма важной и актуальной.

Авторами предложено использование в качестве гибкого рабочего органа вместо проволоки – прядь каната двойной свивки, позволяющей увеличить диаметр желоба винтового конвейера и обеспечить повышение производительности и надежности в эксплуатации [3, 4].

При перемещении груза гибкий рабочий орган находится в сложном напряженно-деформированном состоянии, под воздействием внешнего крутящего и растягивающего усилия (рис. 1).

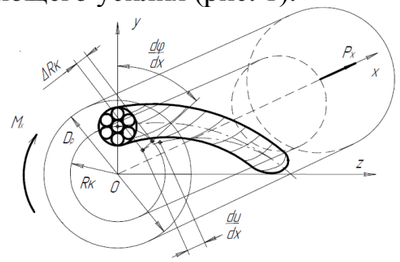


Рис. 1. Расчетная схема канатного рабочего органа

Для расчета канатного рабочего органа используем уравнения статики профессора М. Ф. Глушко [5]

$$\left.\begin{aligned}
P_X &= \frac{du}{dx}\sum_{i=1}^{m} A_{11} + \frac{d\varphi}{dx}\sum_{i=1}^{m} A_{12} + \frac{dR_K}{R_K}\sum_{i=1}^{m} A_{13}\\
M_X &= \frac{du}{dx}\sum_{i=1}^{m} A_{12} + \frac{d\varphi}{dx}\sum_{i=1}^{m} A_{22} + \frac{dR_K}{R_K}\sum_{i=1}^{m} A_{23}\\
f_n &= \frac{du}{dx}\sum_{i=1}^{m} A_{13} + \frac{d\varphi}{dx}\sum_{i=1}^{m} A_{23} + \frac{dR_K}{R_K}\sum_{i=1}^{m} A_{33}
\end{aligned}\right\}, \tag{1}$$

где P_X, M_X, f_n – растягивающее усилие, крутящий момент и нормальное давление стержневых элементов на транспортируемый груз; $\frac{du}{dx}$, $\frac{d\varphi}{dx}$, $\frac{dR_K}{R_K}$ – относительные продольная, угловая и поперечная деформации; m – число прядей канатного рабочего органа; $A_{11}, A_{12}, A_{22}, A_{13}, A_{23}, A_{33}$ – агрегатные коэффициенты жесткости каната двойной свивки, dR – изменение радиуса свивки пряди каната двойной свивки (рабочего органа).

Из теории винтовых конвейеров [1] известно, что крутящий момент гибкого рабочего органа изменяется пропорционально его длине (от максимального значения в головной части до нулевого в хвостовой), следовательно:

$$M_X = M_0\left(1 - \frac{x}{L}\right), \tag{2}$$

где M_0 – максимальное значение крутящего момента винтового конвейера; x – координата на оси рабочего органа; L – длина рабочего органа.

Приводной конец рабочего органа (рис. 2) не имеет осевых и угловых перемещений, следовательно, при $x = 0$ $u = 0$ и $\varphi = 0$. Для неприводного конца возможны два случая: 1 – неприводной конец канатного рабочего

ун-та, сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование. – 1999. – Вып. 2. – С. 131–135.

5. **Хальфин, М. Н.** К определению допустимого радиуса несущих канатов закрытой конструкции подвесных канатных дорог / М. Н. Хальфин, Е. В. Сорокина // Вестн. Восточно-Украинского гос. ун-та. – 2000. – № 6 (68). – С. 24–28.

6. **Глушко, М. Ф.** Стальные подъемные канаты / М. Ф. Глушко. – Киев : Техника, 1966 – 327 с.

7. **Хальфин, М. Н.** Расчет стальных канатов с учетом различия геометрических параметров и механических свойств проволок / М. Н. Хальфин // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. – 2005. – спец. выпуск : Безопасность подъемно-транспортных и технологических машин. – С. 5–13.

8. Правила устройства и безопасной эксплуатации пассажирских подвесных и буксировочных канатных дорог. – М. : Госгортехнадзор РФ, 2003. – 80 с.

УДК 621.86

М. Н. Хальфин д-р техн. наук, проф.; С. С. Подуст, канд. техн. наук; Б. Ф. Иванов канд. техн. наук, доц.; Р. К. Шагев
ГОУ ВПО «ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ)
Новочеркасск, Россия

ВИНТОВОЙ КОНВЕЙЕР С ГИБКИМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

В статье представлена методика расчета каната винтового конвейера с рабочим органом на основе каната двойной свивки.

Винтовые конвейеры с гибким рабочим органом (цилиндрическая винтовая спираль) используются для непрерывной подачи цементного раствора при строительстве, разгрузке железнодорожных вагонов, погрузке ядохимикатов в самолеты и их сброса на полях, при борьбе с вредителями сельского хозяйства, подаче кормов в животноводческих комплексах, загрузке сырья в литьевые машины, экструдеры и реакционные аппараты в химической промышленности, для транспортирования смесей в пищевой промышленности, медикаментов в фармацевтической промышленности. К основным недостаткам винтовых конвейеров с гибким рабочим органом относятся: низкая производительность (максимальный рекомендуемый внутренний диаметр желоба гибкого шнека составляет 100 мм), низкая надежность, высокая изгибная жесткость транспортирующей спирали, приводящая к ускоренному износу желоба и увеличению потребляемой мощности [1, 2].

Задача повышения производительности и вероятности безотказной работы винтовых конвейеров, уменьшения допустимого радиуса изгиба

таких задач пов’язані з розв’язком диференційних рівнянь, які лише для найпростіших динамічних систем мають аналітичний розв’язок, а в інших випадках розв’язку не існує, або він надто громіздкий. Крім цього аналітичний розв’язок таких рівнянь не завжди відображає реальні процеси і не дає можливості наочно побачити картину процесу ущільнення.

Існує декілька методів наближеного розрахунку складних систем диференційних рівнянь, які покладені в основу сучасного програмного забезпечення для проектування будівельних конструкцій та машинобудування. Таке програмне забезпечення розраховане на користувача, метою якого є проектування машин чи конструкцій на рівні інженера чи проектувальника, а тому не дає можливість проаналізувати розрахунок та внести корективи в його алгоритм, що, звичайно, обмежує можливості користувача як науковця.

Для об’єктивного аналізу та вивчення динамічних систем необхідно мати математичний апарат, що орієнтований на вивчення процесів при ущільненні будівельних сумішей вібраційними машинами. При цьому варто використати еволюційний підхід, який передбачає аналіз роботи програми для найбільш вивченої, найпростішої одномасної динамічної системи (рис.2, а) з подальшим ускладненням її (рис.2, б-г).

Як виявилось чисельний метод розрахунку дає можливість отримати віброграми руху не лише у сталому режимі а і в перехідних. Таким чином не складає великих труднощів отримання віброграми для будь-якої частоти коливань системи у сталому режимі. На основі таких віброграм було побудовано амплітудно-частотні характеристики для одно- и та двомосної систем (див рис. 2, а, б), які за якісними показниками цілком відповідають класичній теорії коливань для найбільш вивчених простих динамічних систем.

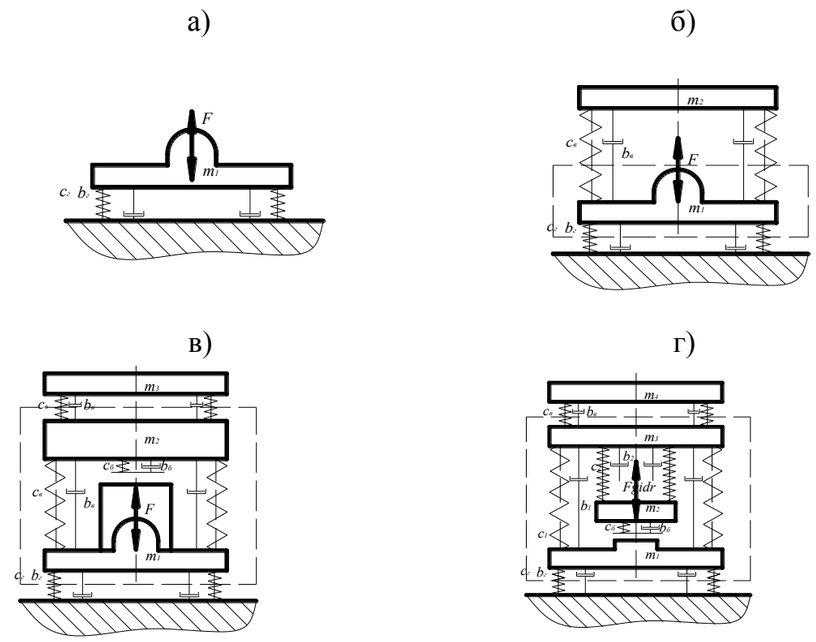


Рис. 2. Схеми вібраційних систем трамбовок: а) дномасної; б) двомасної; в) трьохмасної; д) чотирьох масної

На рис. 3, 4 наведені віброграма руху та амплітудно-частотні характеристика для тримасної вібраційної системи (рис. 2, в).

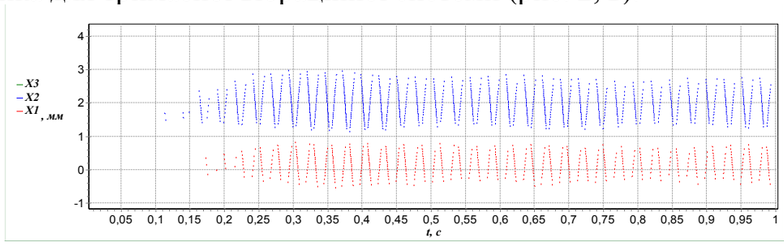


Рис. 3. Віброграма руху тримасної вібраційної системи

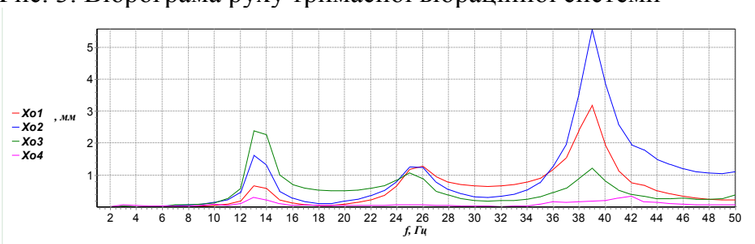


Рис. 4. Амплітудно-частотна характеристика (б) чотирьохмасної вібраційної системи

У даній схемі маси з'єднані послідовно одна з одною, збудник коливань розташований на масі ущільнюючої плити, між масами m1 і m2 можливий удар. Така схема є достатньо ефективною при використанні відцентрового віброзбудника, що розміщений на масі m2 за рахунок реалізації віброударного режиму роботи.

Висновки.

1. Проведений аналіз отриманих схем показав, що наявність двох паралельно розташованих пружних елементів дає можливість отримати декілька ефективних режимів роботи трамбівки.

2. Виявлені раціональні зони роботи вібротрамбовки. На рис., а, наведено режим руху, що задовольняє умовам використання ударного режиму (маси m_1 і m_2 перебувають в протифазі), цим запропоновано новий принцип додаткового підсилення вібраційної дії на середовище реалізацією синфазного руху двох мас вібросистеми.

3. Передача максимальної енергії робочого органа за рахунок внеску вищих гармонік. Технологічна ефективність вкладу енергії вищих гармонік реалізується за рахунок цілеспрямованого використання удару і вібрації, що забезпечується застосуванням додаткових обмежників коливань і відповідним підбором їх жорсткості, вибором раціонального співвідношення часу удару і періоду коливань. Досягненням цього рішення створюються передумови для створення високоефективних машин з мінімальною енергоємністю.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаренко, І. І.** Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-е видання) / Назаренко І.І. – К. : Видавничий Дім "Слово". 2010. – 440 с.

2. **Назаренко. І. І.** Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / Назаренко І.І. – К. :КНУБА, 2007. – 203 с.

С целью уточнения влияния допустимого значения радиуса волнистости каната, запишем условие прочности наиболее нагруженной проволоки каната

$$\sigma_{\partial} + \sigma_{\hat{a}\hat{i}\ddot{e}} \le \frac{\sigma_{\hat{a}}}{Z}, \qquad (3)$$

где σ_p – суммарное напряжение от растяжения каната и его кручения; $\sigma_в$ – предел прочности материала канатной проволоки; $\sigma_{вол}$ – напряжение растяжения проволоки каната, имеющего волнистость и определяемого, согласно [7] по формуле

$$\sigma_{\hat{a}\hat{i}\ddot{e}} = \frac{\hat{A}\grave{O}R_{\hat{a}}}{\Delta}\left(cos^2\alpha \cdot \Delta_1 + r\cos\alpha \sin\alpha \cdot \Delta_2 + r\cos^2\alpha \cdot \Delta_3\right); \qquad (4)$$

$$\Delta_1 = A_{12} \cdot A_{24} - A_{14} \cdot A_{22};$$

$$\Delta_2 = A_{11} \cdot A_{24} - A_{14} \cdot A_{12};$$

$$\Delta_3 = A_{14} \cdot \Delta_1 - A_{24} \cdot \Delta_2 + A_{44} \cdot \Delta_3,$$

здесь A_{14}, A_{24}, A_{44} – коэффициенты жесткости, учитывающие различие длин проволок в одном слое, определяемое из [7].

Экспериментальные испытания на разрыв несущего каната [1] при наличии изгиба и без него показали отсутствие снижения его разрывного усилия при действии поперечной нагрузки, причем во всех случаях обрыв каната происходил вне мест его закрепления.

Поэтому изгибные напряжения от поперечной нагрузки не были учтены в уравнении прочности несущего каната (3).

Авторами было проведено теоретическое исследование влияния кручения несущего каната от действия продольных сил сопротивления на радиус волнистости исходя из условия прочности несущего каната.

Для этого приведем зависимость (3) с учетом (1, 2, 4) к безразмерному виду:

$$\frac{R_{\hat{a}}}{r_k} \le \frac{\frac{\sigma_{\hat{a}}}{z} - \sigma_{\partial} - \sigma_{\tilde{n}\hat{i}\hat{i}\partial}}{\grave{O} \cdot r_k \cdot E \cdot (\frac{\Delta_1}{\Delta}\cos^2\alpha + \frac{\Delta_2}{\Delta} r_k \sin\alpha\cos\alpha + \frac{\Delta_3}{\Delta} r_k \cos^2\alpha)}. \qquad (5)$$

Расчеты, проведенные с использованием (1, 2, 4, 5), показали, что допустимое значение радиуса волнистости, полученного с учетом кручения составило 1,045 r_k, что меньше в сравнении с [8] на 0,01 r_k.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дукельский, А. И.** Подвесные канатные дороги и кабельные краны / А. И. Дукельский. – Л. : Машиностроение, 1966. – 482 с.

2. Подвесные канатные дороги / Беркман, Н. Б. [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 264 с.

3. **Хальфин, М. Н.** Кручение и волнистость несущих закрытых подвесных канатных дорог / М. Н. Хальфин, Е. В. Сорокина, Б. Ф. Иванов. – Юж.-Рос. технич. ун-т, Новочеркасск : УПЦ «Набла ЮРГТУ (НПИ), 2004. – 117 с.

4. **Хальфин, М. Н.** К расчету несущих закрытых канатов подвесных канатных дорог / М. Н. Хальфин, Е. В. Сорокина, Б. Ф. Иванов // Изв. Тульского гос.

Расчеты проводились для каната ГОСТ 3090 – 73 диаметром 45 мм при различных значениях $\frac{P}{T}$.

Результаты расчета напряжений представлены в табл. 1.

Растягивающие напряжения (МПа) в слоях проволок несущего каната ГОСТ 3090-73 диаметром 45 мм были определены при значении запаса прочности 2,8 в зависимости от продольных сил сопротивления трению несущего каната относительно башмаков линейных опор.

Табл. 1. Влияние кручения на напряжения растяжения проволок несущего каната

Номер слоя	Значения $\frac{P}{T}$					Деформация
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	
0	703	715	728	740	752	раскручивание
	703	620	538	455	372	закручивание
1	656	673	690	708	725	раскручивание
	656	573	490	407	325	закручивание
2	640	639	637	635	634	раскручивание
	640	578	516	453	391	закручивание
3	642	672	702	733	763	раскручивание
	642	547	453	358	264	закручивание
4	641	625	610	594	579	раскручивание
	641	592	544	495	446	закручивание
X	641	592	544	495	446	закручивание

Анализ данных табл. 1 показывает, что разность максимальных растягивающих напряжений при раскручивании и закручивании несущего каната, при отношении силы трения к натяжению несущего каната свыше 0,2 достигает 200 МПа и более. Вследствие этого быстрее наступит усталость материала канатной проволоки, и соответственно, снизится срок службы несущего каната. Для уменьшения напряжений в проволоках от кручения несущего каната и, соответственно, повышения его стойкости, отношение расчетной силы трения к натяжению несущего каната следует принимать не более 0,2.

Вследствие технологических несовершенств закрытые канаты изготавливаются с различными длинами проволок в одном слое. Поэтому короткие проволоки перегружаются, а длинные недогружаются, и сам канат принимает форму винтовой спирали с радиусом $R_в$, который является обобщенным показателем различия длин проволок каната.

Для обеспечения безопасности эксплуатации закрытых канатов подвесных канатных дорог было внесено допустимое значение радиуса волнистости $R_в = 1{,}055 R_к$, полученное без учета кручения каната вследствие воздействия силы трения, возникающего при его перемещении относительно башмака линейных опор.

УДК 621.926.5:532.542:539.215

Ю. В. Науменко, д-р техн. наук, доц.
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРИРОДОПОЛЬЗОВАНИЯ»
Ровно, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХФАЗНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ВНУТРИКАМЕРНОЙ ЗАГРУЗКИ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Разработана модель трехфазного движения загрузки рабочей камеры мельницы. Приняты безразмерные критерии для оценки производительности и энергетической эффективности рабочего процесса. Установлены рациональные технологические и конструктивные параметры барабанных мельниц при реализации многостадийного измельчения.

Традиционная теория рабочих процессов барабанных мельниц основывается на двухфазном «водопадном» режиме движения загрузки. Считается, что измельчение осуществляется лишь ударным действием при переходе элементов с параболических на круговые траектории [1-4]. Однако исследования выявили существенное расхождение гипотезы с экспериментальными данными. Были предприняты отдельные попытки создания теории трехфазного режима движения загрузки [5-8], не увенчавшиеся успехом.

Картину установившегося движения загрузки при стационарном вращении барабана (рис. 1) можно условно разделить на три зоны.

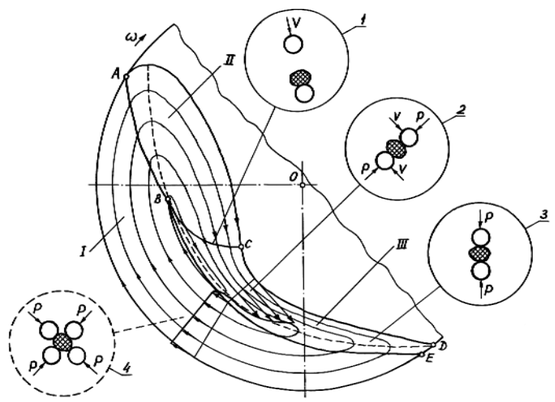


Рис. 1. Реализация измельчения в барабанных мельницах: I – твердотельная зона загрузки; II – зона несвободного падения; III – сдвиговый слой: 1 – измельчение ударным действием; 2 – истиранием; 3 – разнонаправленным раздавливанием; 4 – частичным вертикальным раздавливанием

Первая твердотельная зона возникает вблизи поверхности камеры, вторая зона несвободного падения элементов – в верхней части камеры, третья зона сдвигового потока – вблизи свободной поверхности в нижней части загрузки. С ростом скорости массовые доли второй и третьей зон возрастают за счет первой зоны. С приближение скорости к критическому значению, вторая зона стремится к максимуму, а третья – к нулю.

Процесс измельчения преимущественно ударным действием осуществляется на границе ВС перехода между второй и третьей зонами. Основной процесс измельчения преимущественно истиранием осуществляется в верхней части третьей зоны при быстром течении со значительным градиентом. Процесс измельчения преимущественно разнонаправленным раздавливанием возникает в нижней части третьей зоны при замедлении потока. Кроме того, в нижней части первой зоны могут иметь место локальные очаги измельчения частичным вертикальным раздавливанием.

Для анализа влияния режима движения загрузки на процесс измельчения были использованы выбранные безразмерные параметры движения, принятые в качестве критериев эффективности измельчения [9]. Они характеризуют массовое распределение зон загрузки $К_{ба}$, $К_{за}$ и $К_{п}$, ее оборачиваемость $К_{о}$, скорости и удельные энергии $Е_{б}$, Т и $Е_{з}$ характерных зон загрузки, относительный момент и мощность $\psi_{N0.5}$ сопротивления приводу загруженного барабана.

Был разработан алгоритм определения параметров движения загрузки на основе аналитико-экспериментального метода. Получены зависимости координат *x* и *y* линии скольжения АВ в параметрической форме:

$$y = b\sin(\alpha-\varphi)\frac{\sin 2\Omega}{\sin\alpha \mp \sin\varphi\sin(2\Omega+\alpha)},$$

$$x_{1,2} = \frac{2b\sin\alpha\sin(\alpha-\varphi)}{\sin^2\alpha-\sin^2\varphi}\left\{\frac{[\pm\cos\varphi(\mp\sin\varphi)-\sin\alpha]\cos(2\Omega+\alpha)}{2[\sin\alpha+(\mp\sin\varphi)\sin(2\Omega+\alpha)]}+\right.$$

$$+\frac{\pm\cos\varphi\sin\alpha-(\mp\sin\varphi)}{\sqrt{\sin^2\alpha-\sin^2\varphi}}arctg\left[\frac{\sin\alpha\cdot tg\left(\Omega+\frac{\alpha}{2}\right)+(\mp\sin\varphi)}{\sqrt{\sin^2\alpha-\sin^2\varphi}}\right]-$$

$$-\frac{[\pm\cos\varphi(\mp\sin\varphi)-\sin\alpha]\cos\alpha}{2[\sin\alpha+(\mp\sin\varphi)\sin\alpha]}-$$

$$\left.-\frac{\pm\cos\varphi\sin\alpha-(\mp\sin\varphi)}{\sqrt{\sin^2\alpha-\sin^2\varphi}}arctg\left[\frac{\sin\alpha\cdot tg\left(\frac{\alpha}{2}\right)+(\mp\sin\varphi)}{\sqrt{\sin^2\alpha-\sin^2\varphi}}\right]\right\},$$

где $b=\frac{p}{\gamma}\frac{\sin\varphi\sin(\alpha-\delta)}{\sin\alpha\sin(\alpha-\varphi)}$; p – приведенное давление; γ – объемный вес загрузки; α – угол наклона свободной поверхности к горизонтали; φ – угол

УДК 621.317

М. Н. Хальфин, д-р техн. наук, проф.; Б. Ф. Иванов, канд. техн. наук, доц.; Е. В. Сорокина
ГОУ ВПО «ЮЖНО-РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(НОВОЧЕРКАССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ)
Новочеркасск, Россия

К РАСЧЕТУ НА ПРОЧНОСТЬ НЕСУЩЕГО КАНАТА ПОДВЕСНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ

В статье представлена методика расчета на прочность несущего каната подвесной канатной дороги с учетом сил кручения, возникающих при перемещении каната по башмаку линейной опоры.

Расчет несущего каната подвесных канатных дорог основан на предположении, что канат подвергается только растяжению [1, 2]. Однако наблюдения за работой подвесных канатных дорог дают основание предположить кручение несущих канатов, происходящее от сопротивления скольжению несущего каната относительно башмаков линейных опор.

Авторами теоретически и экспериментально доказано, что несущий канат от действия сил трения испытывает кручение, а его проволоки дополнительно нагружаются [3, 4, 5].

Для исследования влияния кручения, возникающего при перемещении несущего каната по башмаку линейной опоры канатной дороги на его прочность воспользуемся формулами, полученными в [3]:

– для участка раскручивания

$$\sigma_{\partial} = E\cdot\left(\begin{array}{l}\left(\grave{O}+\frac{P}{2}\right)\cdot\frac{1}{2A_{11}}\cdot\cos^2\alpha+\frac{\grave{A}_{22}\cdot P}{\grave{A}_{11}\cdot\grave{A}_{22}-\grave{A}_{12}^2}\cdot\cos^2\alpha-\\ -\frac{\grave{A}_{12}}{\grave{A}_{11}\cdot\grave{A}_{22}-\grave{A}_{12}^2}\cdot\frac{P}{2}\cdot r\cdot\sin\alpha\cos\alpha\end{array}\right); \quad (1)$$

– для участка закручивания

$$\sigma_{\partial} = E\cdot\left(\begin{array}{l}\left(\grave{O}+\frac{P}{2}\right)\cdot\frac{1}{2A_{11}}\cdot\cos^2\alpha-\frac{A_{22}\cdot P}{\grave{A}_{11}\cdot\grave{A}_{22}-\grave{A}_{12}^2}\cdot\cos^2\alpha+\\ +\frac{A_{12}}{\grave{A}_{11}\cdot\grave{A}_{22}-\grave{A}_{12}^2}\cdot\frac{P}{2}\cdot r\cdot\sin\alpha\cos\alpha\end{array}\right), \quad (2)$$

где σ_p – суммарное напряжение от растяжения и кручения несущего каната; $\grave{O}, \grave{D}$ – соответственно, натяжение и сопротивление перемещению каната; $\grave{A}$ – модуль упругости; r, α – соответственно, радиус и угол свивки слоя проволок каната; $\grave{A}_{11}, \grave{A}_{12}, \grave{A}_{22}$ – коэффициенты жесткости каната, определяемые из работы [6].

Пределы изменения сопротивления P по отношению к натяжению T, согласно [1], были приняты в пределах от 0 до 0,4.

эффициента удельного сопротивления грунта резанию и значения угла сдвига при различных углах резания. Затем осуществить выбор оптимального значения угла резания. Зная эти значения, необходимо определить расстояние выхода грунта на дневную поверхность, по которому необходимо произвести сравнение расстояние от колеса до режущего элемента. Если расстояние выхода грунта на дневную поверхность меньше расстояния от режущего элемента, значит, сдвиг грунта происходит в зоне контакта грунта с колесом, что приводит к дополнительным сопротивлениям при разработке грунта. Для исключения такого развития событий необходимо, например, увеличить угол резания или место установки струга. Однако при увеличении угла резания необходимо оценить увеличение сопротивления грунта резанию.

При необходимости оптимизации углов установки режущих элементов скребкового траншеекопателя с известными высотой скребков и шириной резания параметрами, работающими по принципу косого резания грунта, необходимо построить график зависимости значений коэффициента удельного сопротивления грунта резанию при различных значениях угла резания и угла поворота скребка в плане. Руководствуясь конструктивными соображениями и с учетом энергоемкости процесса резания осуществляется оптимизация углов установки режущих элементов скребкового траншеекопателя.

Необходимо отметить, что такие расчеты должны проводиться для каждого конкретного случая и не должны переноситься на аналогичные рабочие органы, или рабочие органы, работающие в других условиях. Это объясняется тем, что сопротивление резанию зависит от многих факторов, учет которых необходим в каждом конкретном случае.

внутреннего трения загрузки; Ω – угол между направлением максимального напряжения σ_{max} и осью x. Получены также выражения для текущей V_x и средней скорости V_{xc} сдвигового слоя загрузки:

$$V_x = \sqrt{\left|2W\sin\alpha\frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}y - V_0^2\right|},$$

где $V_x \le 0$ при $\left(2W\sin\alpha\frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}y - V_0^2\right) \le 0$

и $V_x \ge 0$ при $\left(2W\sin\alpha\frac{\cos\varphi}{1-\sin\varphi}y - V_0^2\right) \ge 0,$

V_0 – установившаяся скорость,

$$V_{xc} = \frac{\left|V_0^3\right|(1-\sin\varphi)}{3hW\sin\alpha\cos\varphi}\left\{\left[\frac{2hW\sin\alpha\cos\varphi}{V_0^2(1-\sin\varphi)} - 1\right]^{1,5} + 1\right\},$$ h – толщина слоя.

Выражение для мнимого суммарного вертикального ускорения W:

$$W = \sqrt[3]{-\frac{L}{2} + \sqrt{f}} + \sqrt[3]{-\frac{L}{2} - \sqrt{f}} - \frac{q}{3},$$ где $f = \left(-\frac{q^2}{9} + \frac{m}{3}\right)^3 + \left(\frac{L}{2}\right)^2,$

$$L = 2\left(\frac{q}{3}\right)^3 - \frac{qm}{3} - 2\frac{V_0^6}{d^3},\ q = -\frac{1}{d^3}\left(\frac{V_{xc}^2}{c^2} + 3d^2V_0^2\right),\ m = \frac{1}{d^3}\left(2\frac{V_{xc}}{c}\left|V_0^3\right| + 3dV_0^4\right).$$

На рис. 2 приведены полученные типичные зависимости массовых долей второй $К_{ба}$, третьей $К_{за}$ и первой зоны $К_п$ от относительной скорости вращения барабана ψ_ω при отношении среднего размера элемента загрузки к диаметру камеры d/D=0,01 для разных степеней загрузки камеры к. На рис. 3 – зависимости оборачиваемости загрузки $К_о$.

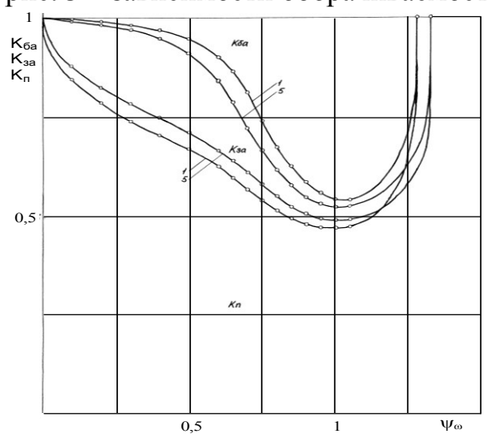


Рис. 2. Зависимости $К_{ба}$, $К_{за}$ и $К_п$ от ψ_ω при d/D=0,01: 1 – к=0,25; 5 – к=0,45

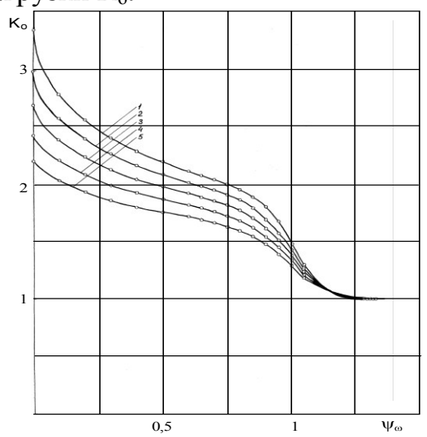


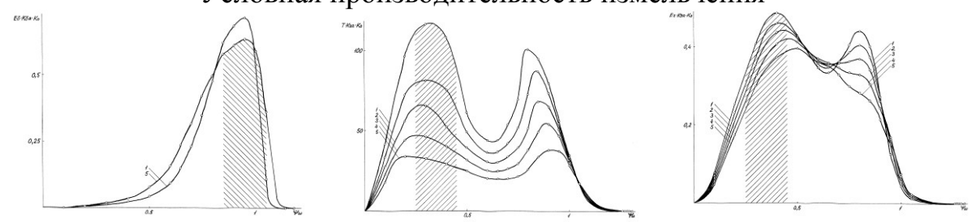
Рис. 3. Зависимости $К_о$ от ψ_ω при d/D=0,01: 1 – к=0,25; 2 – к=0,3; 3 – к=0,35; 4 – к=0,4; 5 – к=0,45

Для оценки эффективности измельчения при ударном, стирающем и раздавливающем действии мелющих тел на частицы измельчаемого мате-

риала были использованы зависимости комплексных параметров от относительной скорости вращения ψ_ω (рис. 4). Рациональные режимы выделены штриховкой.

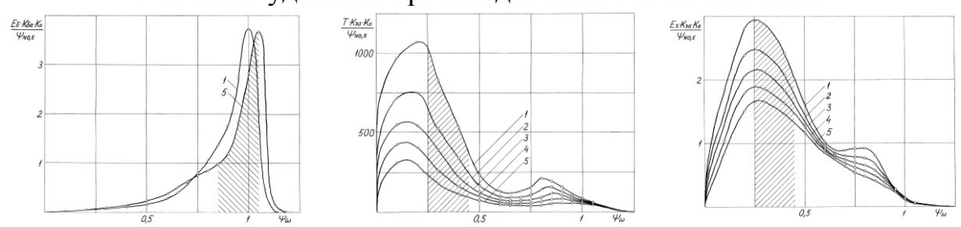
Ударное действие (d/D=0,022, волнистая камера) | Истирание (d/D=0,0024, гладкая камера) | Раздавливание

Условная производительность измельчения



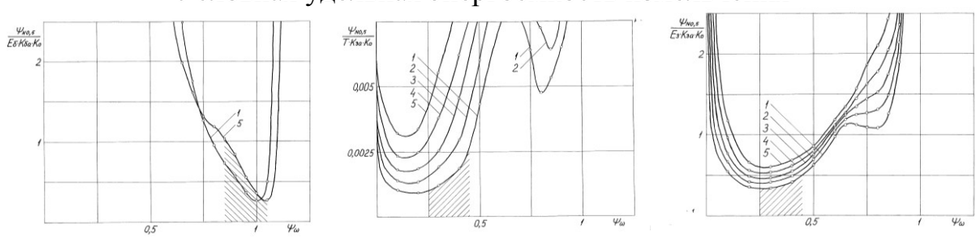
Зависимости $E_б \cdot K_{ба} \cdot K_о$ от ψ_ω | Зависимости $T \cdot K_{за} \cdot K_о$ от ψ_ω | Зависимости $E_з \cdot K_{за} \cdot K_о$ от ψ_ω

Условная удельная производительность измельчения



$(E_б \cdot K_{ба} \cdot K_о)/\psi_{N0.5}$ от ψ_ω | $(T \cdot K_{за} \cdot K_о)/\psi_{N0.5}$ от ψ_ω | $(E_з \cdot K_{за} \cdot K_о)/\psi_{N0.5}$ от ψ_ω

Условная удельная энергоемкость измельчения



$\psi_{N0.5}/(E_б \cdot K_{ба} \cdot K_о)$ от ψ_ω | $\psi_{N0.5}/(T \cdot K_{за} \cdot K_о)$ от ψ_ω | $\psi_{N0.5}/(E_з \cdot K_{за} \cdot K_о)$ от ψ_ω

Рис. 4. Комплексные характеристики для оценки эффективности помола для 1 – к=0,25; 2 – к=0,3; 3 – к=0,35; 4 – к=0,4; 5 – к=0,45

На основании полученных результатов были установлены рациональные режимы реализации многостадийного помола [10]: для первого этапа грубого измельчения – ψ_ω=0,85-1,05, к=0,45, d/D=0,015-0,04 (рис. 5а), для последнего этапа тонкого измельчения – ψ_ω=0,25-0,45, к=0,25, d/D=0,002-0,01 (рис. 5б).

УДК 621.828.6

А. П. Смоляр, канд. техн. наук, доц.
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

СПЕКТР ИНЖЕНЕРНЫХ ЗАДАЧ, РЕШАЕМЫХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЗАНИЯ ГРУНТА РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

В статье рассмотрены примеры инженерных задач, которые можно решить, пользуясь разработанными в Белорусско-Российском университете методиками расчета геометрических и силовых параметров, характеризующих лобовое и косое резание грунта.

Рассмотрим задачи, которые можно решать с помощью методик определения геометрических и силовых параметров, возникающих при лобовом и косом резании грунта.

Так, например, необходимо оптимизировать угол резания и выбрать минимальное расстояние, на котором может быть установлено второе лезвие двухлезвийного режущего элемента, лезвия которого установлены последовательно. Исходными данными являются следующие геометрические параметры: толщина срезаемой каждым лезвием стружки грунта, высота и ширина каждого лезвия, а также необходимые для расчета физико-механические свойства грунта: плотность, углы внешнего и внутреннего трения, удельное сцепление грунта. По результатам расчета силовых параметров определяется обобщенный коэффициент удельного сопротивления резанию и строятся графики зависимости значений удельного сопротивления грунта резанию и значения угла сдвига при различных углах резания. Это позволяет осуществить выбор оптимального значения угла резания с точки зрения снижения энергоемкости резания, руководствуясь при этом конструктивными соображениями. Так, например, необходимо учитывать, что установку лезвий под углом резания менее 25^0 сложно осуществить конструктивно. Минимальное расстояние между лезвиями режущего элемента определяется по известному углу сдвига грунта. Таким образом, эти методики позволяют решить поставленную перед инженерами задачу без специальных знаний в области взаимодействия режущих органов с грунтом.

Одной из задач может быть расчет места установки режущего элемента плоского струга с известными его шириной и высотой подъема грунта для конкретных грунтовых условий.

Ход решения аналогичен первой задаче: по результатам расчета силовых параметров необходимо построить графики зависимости значений ко-

грузкой на канатах и скоростями зачерпывания и подъема грейфера. Они позволяют гладко менять передаточное отношение от двигателя к редуктору в 3,5 раза в сторону увеличения и соответственно увеличивая крутящий момент на валу редуктора, что и позволят преодолевать эффект «пиковых» нагрузок. Кроме того, является средством, предохраняющим привод от любых перегрузок, так как передача крутящего момента в нем осуществляется через жидкость, а не через жесткую кинематическую связь.

Как показали исследования [3], несмотря на некоторое снижение к.п.д. привода вследствие возникновения дополнительных потерь в гидротрансформаторе, обеспечивается рост производительности при приемлемой стоимости гидротрансформатора, соизмеримая со стоимостью среднего ремонта механизма подъема. Средняя стоимость гидротрансформатора составляет тридцать тысяч рублей. Установлено также, что благодаря высоким защитным свойствам, надежность электродвигателя повышается в 1,4–1,5 раза, а долговечность редуктора и элементов механической передачи в 2,0 раза.

На данный привод механизма подъема, разработанный авторами на кафедре Подъемно-транспортных машин Волжской государственной академии водного транспорта, получен патент на полезную модель № 91999 (рис. 3), а также ведутся работы по дальнейшей разработке и внедрению данного привода.

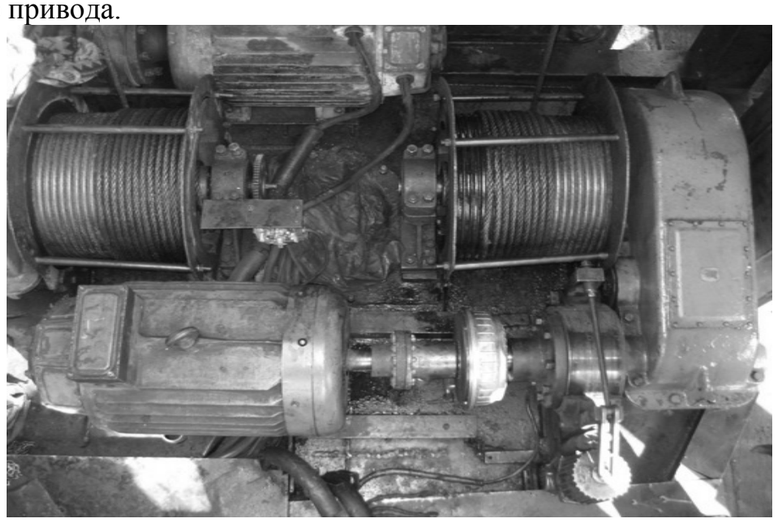


Рис. 3. Общий вид механизма подъема с гидротрансформатором

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Никитаев, И. В.** Судовые энергетические грейферные установки для добычи рудных материалов на континентальном шельфе / И. В. Никитаев. – Нижний Новгород: ВГАВТ, 2000. – 26 с.

2. **Нестеров, Л. Н**. Оптимизация нагрузочного режима энергетической установки грейферного плавкрана / Л. Н. Нестеров. – Горький: ГИИВТ, 1985. – 251 с.

3. **Анохин, В. И.** Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных тракторах / В. И. Анохин. – М. : Машиностроение, 1972. – 304 с.

а

б

Рис. 5. Картины движения загрузки при двухстадийном измельчении: а – предварительный помол, б – тонкий помол

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Олевский**, **В. А.** Размольное оборудование обогатительных фабрик / В. А. Олевский. – М. : Госгортехиздат, 1963. – 448 с.

2. **Крюков, Д. К.** Усовершенствование размольного оборудования горно-обогатительных предприятий / Д. К. Крюков. – М. : Недра, 1966. – 174 с.

3. **Андреев, С. Е.** Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С. Е. Андреев, В. А. Перов, В. В. Зверевич. – М .: Недра, 1980. – 415 с.

4. Справочник по обогащению руд. Подготовительные процессы / Под ред. О. С. Богданова, В. А. Олевского. – М. : Недра, 1982. – 366 с.

5. **Маляров, П. В.** О движении внешнего слоя шаров при смешанном режиме работы барабанных мельниц / П. В. Маляров, В. Ф. Степурин // Обогащение руд. – 1979. – № 2(142). – С. 29–32.

6. **Юдахин, Н. Н.** Распределение массы загрузки в трубной мельнице при смешанном режиме / Н. Н. Юдахин // Тр. ВНИИЦеммаш. – 1979. – Вып. 22. – С. 61 – 67.

7. **Марюта, А. Н**. К теории движения материала в барабанных мельницах / А. Н. Марюта // Изв. вузов. Горн. журн. – 1981. – № 1. – С. 101–107.

8. **Морозов, Е. Ф.** О механике дробящих тел барабанной мельницы при смешанном скоростном режиме / Е.Ф.Морозов // Физико-технические. проблемы разработки полезных ископаемых. – 1981. – № 6. – С. 73–80.

9. **Науменко, Ю. В.** Основи теорії режимів роботи барабанних млинів : Монографія / Ю. В. Науменко. – Рівне : Видавництво СПД Зелент О.І., 2009. – 282 с.

10. Рекомендації до розрахунку, проектування та експлуатації барабанних млинів багатостадійного подрібнення / Ю. В. Науменко. – Рівне : Видавництво СПД Зелент О.І., 2009. – 88 с.

УДК 621.879.4:624.139

С. П. Осипов, канд. техн. наук, доц.; П. В. Анпилогов
ГОУ ВПО «ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Томск, Россия

КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАЗРАБОТКИ ПРОЧНЫХ СРЕД ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯМИ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ С КОМБИНИРОВАННЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

На базе комбинированного рабочего органа с двухсторонним подрезанием целика разработан исследовательский лабораторный комплекс для оценки параметров динамических процессов разработки прочных сред. Изложена методика проводимых исследований. Проведен анализ результатов предварительных экспериментальных работ. Сформулирована цель дальнейших исследований и перечислены задачи для её реализации.

В настоящее время для разработки прочных и мёрзлых грунтовых сред, прокладки нефте-газопроводов, ремонта асфальтобетонных покрытий и т.д. широко применяются бесковшовые траншеекопатели непрерывного действия. Траншеекопатели характеризуются глубиной и шириной траншеи, производительностью, выносной способностью разрушенной среды, надёжностью, энергопотреблением и т.д.

С целью повышения эффективности разработки прочных сред, повышения производительности, увеличения глубины разрабатываемой траншеи, устойчивости рабочего органа, уменьшения энергоёмкости разработки прочных сред были разработаны траншеекопатели [1, 2]. На основе указанных технических решений был создан лабораторный исследовательский комплекс, предназначенный для оценки параметров динамических процессов разработки прочных сред траншеекопателями непрерывного действия, определения производительности, действующих нагрузок на рабочий орган, возникающих при прорезании траншей разной ширины в средах различной прочности при разных углах установки исполнительных органов и различных скоростях резания для выбора рациональных параметров с целью облегчения разработки целика.

Исследовательский лабораторный комплекс состоит из горизонтально-фрезерного станка 1 (рис. 1), на стол 12 которого установлен тензометрический силомер для измерения горизонтальных сил при помощи тензометрической станции ZET 017-T8. Силомер состоит из двух плит, соединённых между собой балкой равного сопротивления 15, на которой наклеены тензорезисторы, собранные по мостовой схеме. Верхняя плита установлена на шариковых направляющих и может смещаться относительно

ции, что делает проблематичным их использование при подводной добыче, так как их металлоконструкции изношены и не рассчитаны на подобные нагрузки.

Кроме того, пиковые нагрузки в механизме подъема отрицательно сказываются на работе дизель-генераторной установки, обеспечивающей электроснабжение на плавучих кранах. В качестве судовых энергетических установок используются высокооборотные и среднеоборотные дизели с газотурбинным наддувом и без него. Известно, что отклонение частоты вращения вала дизель-генератора вызывают снижение к.п.д. асинхронных двигателей, увеличение потерь мощности и вытекающей отсюда перерасход топлива дизелем, снижение скоростей. Переходные процессы в генераторе и дизеле (рис.2) имеют колебательный характер [2].

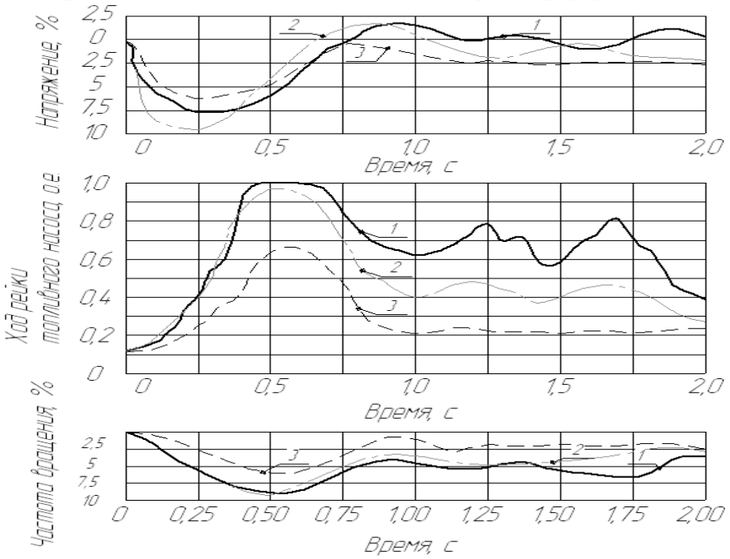


Рис. 2. Осциллограмма экспериментальных испытаний дизель-генераторной установки ДГР 300/750 на плавучем кране КПЛ 16-30: 1 – подъем груженого грейфера; 2 – подъем порожнего грейфера; 3 – начало зачерпывания

Таким образом, пиковые нагрузки ведут к работе дизель-генераторной установки на низких оборотах, что ведет к снижению крутящего момента, повышенному потреблению топлива, общему износу поршневой группы. Впоследствии, продолжительная эксплуатация дизель-генераторной установки в нестабильном режиме: с периодическим падением частоты, мощности и крутящего момента приводит к незапланированному дорогостоящему капитальному ремонту.

Пиковые нагрузки возникают из-за физических процессов, происходящих при зачерпывании водонасыщенного материала под водой: фильтрация воды через поры материала при его сжатии в момент схождения челюстей грейфера, поступление воды под днище грейфера для компенсации «присоса» грейфера из-за гидростатического давления столба жидкости.

Гидротрансформатор позволяет автоматически регулировать скорость подъема и замыкания грейфера путем создания обратной связи между на-

УДК 62-768

А. С. Слюсарев, д-р техн. наук, проф.; А. С. Яблоков
ГОУ ВПО «ВОЛЖСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Нижний Новгород, Россия

СНИЖЕНИЕ ПИКОВЫХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРЕЙФЕРНОГО ПЛАВУЧЕГО КРАНА

Рассмотрены последствия явления «присоса» грейфера для плавучих кранов, занимающихся подводной добычей. Приведено решение проблемы – включение в привод механизма подъема гидротрансформатора, а также сформулированы требования к характеристикам и конструкции для такого гидротрансформатора.

При подводной добыче плавучими кранами в качестве грузозахватного органа используется грейфер. Механизм подъема и зачерпывания грейфера плавучего крана не отличается от механизма подъема портального крана, на котором при перегрузке сыпучих материалов также в качестве грузозахватного органа используется грейфер. Однако при работе грейфера в водонасыщенном материале под водой при его зачерпывании и подъеме возникают дополнительные гидростатические силы: «присоса», фильтрации, гидростатики и вязкостного течения материала в грейфере, зависящие от скорости зачерпывания материала и отрыва грейфера, что приводит к нагрузкам в канатах механизма подъема и металлоконструкции крана. Этот эффект, возникающий в краткий промежуток времени, может превышать на 50 % допускаемые нагрузки на кран и является «пиковым» [1] (рис.1).

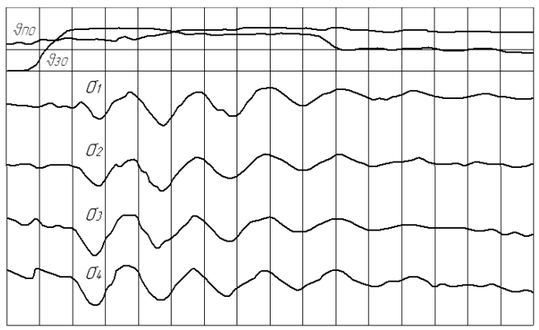


Рис. 1. Процессы в динамических системах крана КПЛ 16-30 при подъеме груженого грейфера: $\upsilon_{ПО}$ – скорость навивки каната поддерживающей лебедки; $\upsilon_{ЗО}$ – скорость навивки каната замыкающей лебедки; σ_1, σ_2, σ_3, σ_4 – напряжения в элементах металлоконструкции

Согласно статистике ООО «Нижегородский центр технической диагностики» 98 % плавучих кранов отработали нормативный срок эксплуата-

нижней (основания) по горизонтали. Для возврата верхней плиты в нулевое положение на оси, закреплённой на нижней плите, дополнительно установлены две пружины 13, между которыми расположен кронштейн, жёстко прикреплённый к верхней плите.

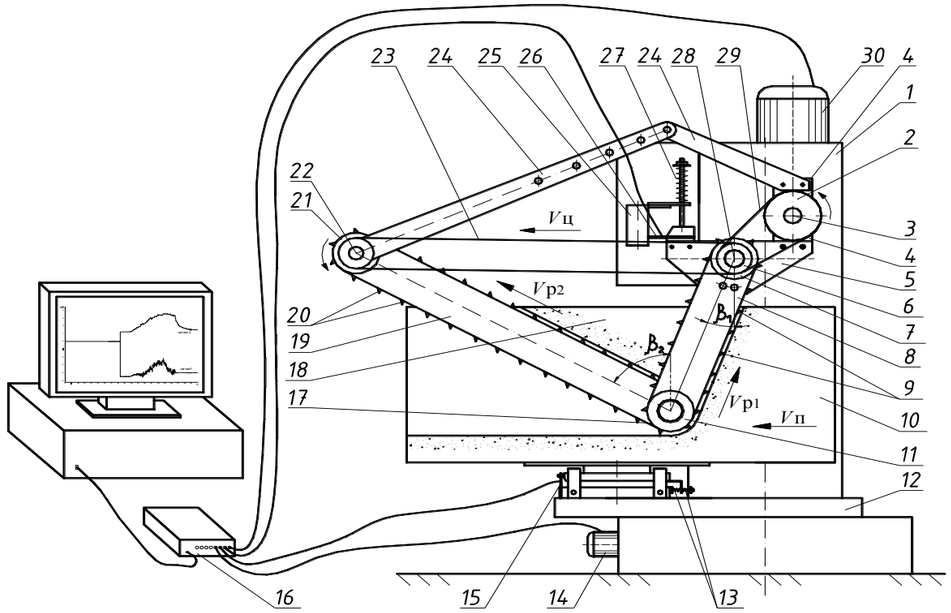


Рис. 1. Общий вид исследовательского лабораторного комплекса: β_1, V_{P1} – угол наклона и скорость резания боковых исполнительных органов; β_2, V_{P2} – угол наклона и скорость резания центрального исполнительного органа; $V_Ц$ – скорость передвижения цепи привода центрального исполнительного органа; $V_П$ – скорость подачи стола

Рабочее оборудование траншеекопателя монтируется на шпинделе 3 станка и дополнительном кронштейне 4.

Для исследований предлагается траншеекопатель с комбинированным рабочим органом, модель которого включает в себя следующие основные элементы: раму рабочего органа 5, раму центрального рабочего органа 19, рамы боковых рабочих органов 8, тяги 24, пять комплектов валов, набор шестерен, шпонки, подшипники, цепи, кронштейны резцедержателей, пять комплектов резцедержателей, резцы и так далее.

Рама рабочего органа 5, состоящая из двух пластин прикреплена к кронштейну 4, установленному шарнирно на выходном валу 3 станка 1 на подшипниках качения.

На раме 5 шарнирно закреплен рабочий орган, состоящий из двух параллельных цепных многорезцовых исполнительных органов 8 и центрального исполнительного органа 19.

Центральный исполнительный орган 19 выполнен в виде пластинчатого режуще-транспортирующего устройства с огибающей его бесконечной цепью, нижняя ведомая звездочка 17 которого при рабочем ходе машины находится впереди его верхней ведущей звездочки 21. На цепи шарнирно установлены кронштейны, с прикреплёнными посредством болтового соединения резцедержателями, на которых в соответствии со схемой расстановки установлены резцы 20.

По обе стороны от центрального исполнительного органа 19 расположены два боковых цепных многорезцовых исполнительных органа 8 в виде бесконечных цепей, установленных на направляющих рамах, ведомые звездочки 11 которых вместе с ведомой звездочкой 17 центрального исполнительного органа 19 установлены на одном валу на подшипниках качения. На цепях шарнирно закреплены резцедержатели, на которых в соответствии со схемой расстановки установлены резцы 9.

Верхней опорой центрального исполнительного органа является система тяг 24, жёстко соединённая с одной стороны с кронштейном 4, установленным на выходном валу 3 станка, а с другой стороны соединённая шарнирно с верхним валом 22 центрального рабочего органа 19.

С такой схемой крепления имеется возможность дискретно изменять углы наклона β_1 боковых исполнительных органов 8, а так же угол β_2 центрального исполнительного органа 19.

Так как весь рабочий орган установлен шарнирно и может вращаться относительно оси выходного вала 3 станка, то необходима вторая опора, которая реализована в виде консольной балки 26, установленной на раме 5 рабочего органа и находящейся своей консолью в неподвижном кронштейне 25, закрепленном на станине фрезерного станка 1. Так как на балку 26 приходится значительный вес всего рабочего органа, то для её разгрузки и уменьшения толщины, на направляющей, прикреплённой к рабочему органу установлена пружина 27, опирающаяся на неподвижный кронштейн 25. Рабочий орган имеет возможность качаться относительно нулевого положения в необходимых пределах. Это приводит к деформации балки равного сопротивления 26, на которой наклеены тензорезисторы, соединённые по мостовой схеме. С помощью указанных тензодатчиков регистрируется вертикальная составляющая сил резания с помощью тензостанции ZET 017-T8.

Дополнительно два канала тензостанции соединены с датчиками мощности и крутящего момента, установленными на электродвигателях шпинделя 30 и передвижения стола 14, для косвенной оценки усилий, действующих на рабочий орган при работе по текущим значениям показате-

от которых по III теории прочности переходят к напряжениям (рис. 3).

По результатам расчетного сейсмического анализа, проведенного авторами, установлены КЭ РДМ крана КБ-408, напряжения в которых достигают предела текучести стали 09Г2С ГОСТ 19282-73 (σv=320 МПа) – КЭ № 452 σэкв=354.3МПа, nсейсм=0.903<[n]=1.0 (рис. 3).

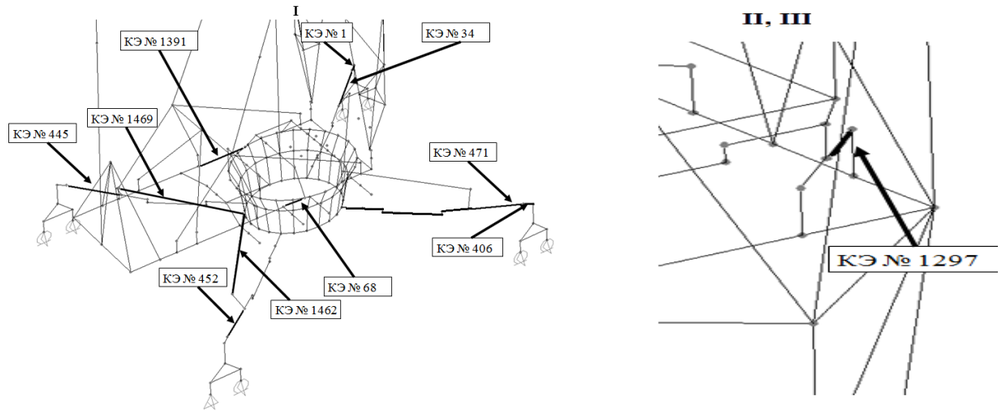


Рис. 3. Расположение наиболее нагруженных элементов металлоконструкции крана КБ-408 при сейсмическом воздействии 8 баллов (см. рис. 1): а – КЭ неповоротной и поворотной рамы; б – то же, корзины башни

Учитывая полученные результаты, для обеспечения сейсмостойкости крана КБ-408, разработана технология усиления его расчетных элементов металлоконструкций. На рис. 4 показан фрагмент его реконструкции на примере флюгера неповоротной рамы крана КБ-408.

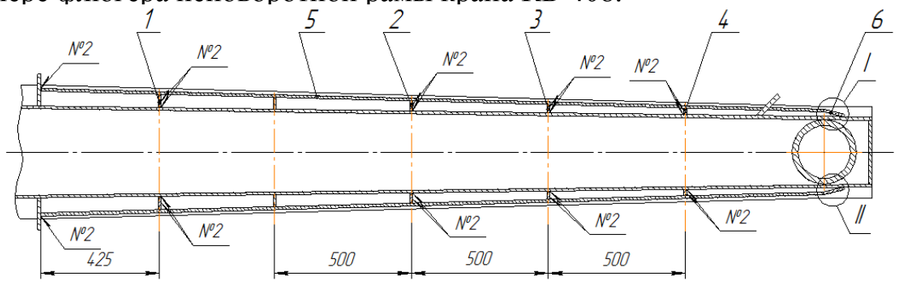


Рис. 4. Усиление металлоконструкции флюгера неповоротной рамы крана КБ-408

В заключение следует указать, что авторы провели повторное расчетное обоснование сейсмостойкости башенного крана КБ-408 на СВ 8 баллов, подвергнутого усилению расчетных элементов металлоконструкций крана, и получили подтверждение его сейсмической безопасности при эксплуатации в зонах 8 баллов.

Здесь $\ddot{y}_{a,m}(t)$ – абсолютное ускорение m-го осциллятора, испытывающего СВ $\ddot{A}_0(t)$. Принципиально важным моментом в ЛСМ пространственных конструкций подъемных сооружений является переход от динамической задачи (12) к квазистастической, что осуществляется заменой временной функции $\ddot{y}_{a,m}(t)$ в (12) на постоянную величину $\ddot{y}_{a,m}$, которая представляет собой максимальную реакцию осциллятора с частотой ω_m на воздействие, заданное акселерограммой $\ddot{A}_0(t)$ (см.(9)). При этом величину $\ddot{y}_{a,m}(t)$ следует получать из сейсмического спектра ответа (ССО) для заданной акселерограммы (см. рис. 2 в, г), поэтому расчет m-ой сейсмической силы(12), в соответствии с ЛСМ, осуществляется с использованием ССО по формуле

$$\{S\}_m = [M]\{\phi_m\} D_m W(\omega_m, \xi_m), \tag{13}$$

где $W(\omega_m, \xi_m)$ – отсчет ССО с затуханием ξ_m на частоте ω_m, построенного для акселерограммы $\ddot{A}_0(t)$ из(9). При этом $\ddot{y}_{a,m} = W(\omega_m, \xi_m)$. Если исходная акселерограмма (в данном случае – ВСА) задана трехкомпонентным воздействием вида(9), что чаще всего имеет место на практике, сейсмическую нагрузку (13) по m-ой форме колебаний на конструкцию крана вычислим по формуле

$$\{S\}_m = [M]\{\phi_m\} \frac{\{\phi_m\}^T [M]}{\{\phi_m\}^T [M]\{\phi_m\}} \{W(\omega_m, \xi_m)\}, \tag{14}$$

где $\{W(\omega_m, \xi_m)\}$ – вектор порядка n*, построенный на основе трехкомпонентного ССО (см. рис. 2 в, г) с использованием ВСА(9), при этом n*<n, где n – число степеней свободы РДМ крана (подъемного сооружения), n*=30÷50 Гц, где:

$$\{W(\omega_m, \xi_m)\} = \begin{Bmatrix} \{W_x(\omega_m, \xi_m), W_y(\omega_m, \xi_m), W_z(\omega_m, \xi_m), 0,0,0,0\}_1^T \\ \ldots\ldots \\ \{W_x(\omega_m, \xi_m), W_y(\omega_m, \xi_m), W_z(\omega_m, \xi_m), 0,0,0,0\}_n^T \end{Bmatrix}. \tag{15}$$

Фактически в рамках ЛСМ вводится понятие квазистатических расчетных сейсмических сил $\{S\}_m$(14), каждая из которых по m-ой форме колебаний РДМ крана характеризуется тем, что при приложении эквивалентного ей вектора статических сил металлоконструкция крана получит сейсмические смещения $\{V\}_m$, определяемые из условия статического равновесия:

$$[K]\{V\}_m = \{S\}_m. \tag{16}$$

В рамках ЛСМ принимаются наихудшие условия нагружения, которые получаются при совпадении направления действия статических эксплуатационных $\{Q\}_э$ и расчетных сейсмических нагрузок $\{Q\}_s$. Поэтому для каждого КЭ jk суммарные внутренние усилия вычисляются по формуле

$$\{Q\} = \{Q\}_э + sign(\{Q\}_э) \cdot \{Q\}_s, \tag{17}$$

лей электродвигателей. Окружные (тангенциальные) силы определяются через крутящий момент на приводной звездочке 2.

Привод исполнительных органов осуществляется следующим образом. На выходном валу 3 станка установлена ведущая звездочка 2, от которой через цепь 29 крутящий момент передается на вал 28, установленный на раме рабочего органа 5. На валу 28 установлены две шестерни 7 привода цепных многорезцовых исполнительных органов 8, а так же шестерня 21, от которой через цепь 23 крутящий момент передаётся на ведущий вал 22 привода центрального исполнительного органа, а далее через шестерню, установленную на этом же валу, крутящий момент передаётся на цепь центрального исполнительного органа 19.

Станок 1 имеет несколько стандартных скоростей вращения выходного вала 3 и несколько скоростей передвижения (подачи) стола 12. С помощью набора шестерен, устанавливаемых на верхние приводные валы рабочего органа имеется возможность достичь необходимых для исследований скоростей вращения (резания) как боковых исполнительных органов 8, так и центрального исполнительного органа 19.

Кроме того, пять комплектов валов, резцедержателей и резцов, позволяют собрать модели траншеекопателя для нарезания траншей разной ширины от B_2=1,5·B_1 с шириной траншеи 170 мм (B_1 – ширина боковых исполнительных органов; B_2– ширина центрального исполнительного органа), до B_2=3,5·B_1 с шириной траншеи 302 мм и производить исследования при нарезании траншей разной ширины при различных углах наклона исполнительных органов.

Исследования проводятся по специально разработанной методике.

На первом этапе собирается модель траншеекопателя необходимой ширины. На втором этапе устанавливаются необходимые углы наклона исполнительных органов (углы β_1 и β_2). Далее на стол 12 станка устанавливается форма с образцом разрабатываемой среды 10 определённых размеров. Затем, установленные на балках равного сопротивления 26 и 15 тензодатчики подключаются к тензометрической станции ZET 017-T8 и к компьютеру. После этого устанавливаются необходимые скорости резания и подачи стола 12. По окончании подготовительных процедур электродвигатели пускаются, и образец разрабатываемой среды 10 начинает передвигаться к рабочему органу со скоростью $V_П$ (рис. 1).

При разработке траншеи, два цепных многорезцовых исполнительных органа 8 прорезают узкие щели, а центральный исполнительный орган 19 снизу подрезает образовавшуюся призму разрушаемой среды 18, транспортируя при этом разрушенный им материал вверх (на реальной машине разрушенный материал должен попадать на транспортер и далее выноситься на обочину, либо в транспортное средство).

Измерительные датчики в процессе резания передают данные через аппаратуру на компьютер для последующей обработки.

В ходе предварительных экспериментальных работ оценены значения сил, действующих на тензобалки и, с учётом этого, подобраны уравновешивающие пружины. Произведена калибровка тензобалок и данные по каждой балке внесены в калибровочные таблицы программы ZETlab. При проведении эксперимента многоканальный осциллограф в реальном времени отображает графики нагружения на тензобалки и двигатели, которые можно записать в память компьютера с целью последующего анализа.

В результате анализа результатов предварительных экспериментальных исследований можно сделать три основных вывода.

1. Предложен комбинированный рабочий орган, позволяющий обеспечить устойчивость при работе, так как поддержка центрального исполнительного органа обеспечивает жёсткость конструкции, позволяющей разрабатывать траншеи большой глубины.

2. Исследуемый рабочий орган позволяет эффективно удалять разрушенный материал из траншеи.

3. Анализ экспериментальных исследований позволяет выбрать наиболее эффективную настройку рабочего органа траншеекопателя, предполагающую наименьшие необходимые тяговые усилия, меньшие скорости резания по сравнению с другими траншеекопателями, что позволяет создать наиболее эффективные условия отделения целика от разрабатываемого массива, что в итоге обеспечивает наименьшую энергоёмкость разработки среды и большую производительность траншеекопателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат. 2398074 Российская Федерация, МПК (2006.01) E02F 3/06, E02F 5/04.** Траншеекопатель / Ф. Ф. Кириллов, П. В. Анпилогов, А. Д. Кухаренко; заявители и патентообладатели: ГОУ ВПО «ТГАСУ», ООО «Тепромес». – опубл. 27.08.2010, Бюл. №24.

2. **Пат. 80467 Российская Федерация, МПК (2006) E 02 F5/06.** Траншеекопатель / Ф. Ф. Кириллов, П. В. Анпилогов, А. Д. Кухаренко; заявители и патентообладатели: ГОУ ВПО «ТГАСУ», ООО «Тепромес». – опубл. 10.02.2009, Бюл. №4.

Связь между обобщенными координатами $\{V\}$ и нормальными координатами $\{\psi\}$ определяется соотношением:

$$\{V\} = [\Phi]\{\psi\}, \tag{4}$$

где матрица $[\Phi]$ содержит в качестве столбцов собственные векторы (формы колебаний) $\{\phi_m\}$, определяемая из матричного уравнения для собственных значений

$$\left([K] - [\Lambda]\,[M]\right)[\Phi] = \{0\}. \tag{5}$$

Здесь $[\Lambda]$ – диагональная матрица квадратов собственных частот РДМ крана. Подставляя в (1) выражение (4) и его вторую производную и умножая полученное уравнение на транспонированный вектор m-ой формы колебаний $\{\varphi_m\}^T$, получим

$$\{\phi_m\}^T[M][\Phi]\{\ddot{\psi}\} + \{\phi_m\}^T[K][\Phi]\{\psi\} = -\{\phi_m\}^T[M]\{\ddot{A}(t)\}. \tag{6}$$

Уравнение (6), согласно условиям ортогональности, доказанным Рэлеем, с учетом (5) распадается на несвязанные уравнения

$$M_m\ddot{\psi} + K_m\psi = -\{\phi_m\}^T[M]\{\ddot{A}(t)\}, \tag{7}$$

где M_m и K_m – модальные масса и жесткость соответственно:

$$M_m = \{\phi_m\}^T[M]\{\phi_m\};\;\; K_m = \{\phi_m\}^T[K]\{\phi_m\}. \tag{8}$$

Вектор в правой части (7) с учетом (8) представляет собой долю сейсмической нагрузки на кран, вызывающую колебания его РДМ по m-ой форме. Если СВ в (7) представим в виде:

$$\{\ddot{A}(t)\} = \{\overline{\cos}\}\ddot{A}_0(t), \tag{4}$$

где $\{\overline{\cos}\}$ – трехкомпонентный вектор направляющих косинусов компонент акселерограммы (см. рис. 2 а, б) в общей системе координат (ОСК), то уравнение (7) с учетом затухания (2) примет вид:

$$\ddot{\psi} + 2\xi_m\omega_m\dot{\psi} + \omega_m^2\psi = -D_m\ddot{A}_0(t), \tag{10}$$

где ω_m – с учетом (4), (6) и (8) – собственная частота колебаний осциллятора: $\omega_m^2 = K_m/M_m$; $D_m = \{\phi_m\}^T[M]\{\overline{\cos}\}/M_m$ – коэффициент влияния, величина постоянная для m-ой формы колебаний РДМ крана.

Из (1) и (7) следует, что сейсмические нагрузки по своей природе являются расчетными инерционными нагрузками, для определения которых необходимо знать абсолютные ускорения колебаний земли. Для многомассовых систем грузоподъемных кранов расчетные сейсмические нагрузки определяются вектором

$$\{S(t)\} = [M]\{\ddot{A}_a(t)\}, \tag{11}$$

в котором $\{\ddot{A}_a(t)\}$ – вектор абсолютных ускорений земли в обобщенных координатах(4). Учитывая (7) и(11), вклад от m-ой формы колебаний конструкции крана в искомую в линейно-спектральном методе теории сейсмостойкости (ЛСМ) расчетную сейсмическую нагрузку имеет вид:

$$\{S(t)\}_m = [M]\{\phi_m\}D_m\ddot{y}_{a,m}(t). \tag{12}$$

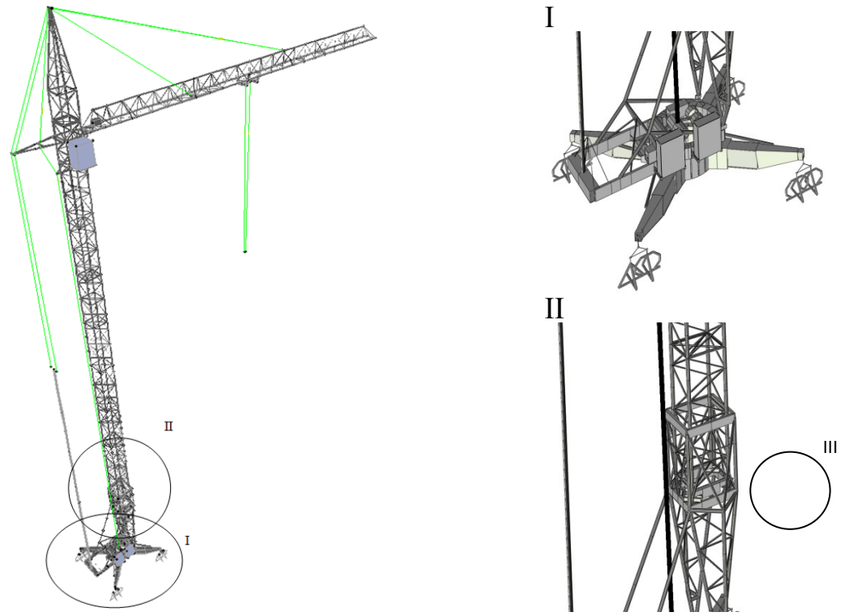


Рис. 1. Расчетно-динамическая дискретно-континуальная конечно-элементная модель крана КБ-408: число степеней свободы *n*= 4308, узлов *u*=718, конечных элементов (КЭ) *s*=1424

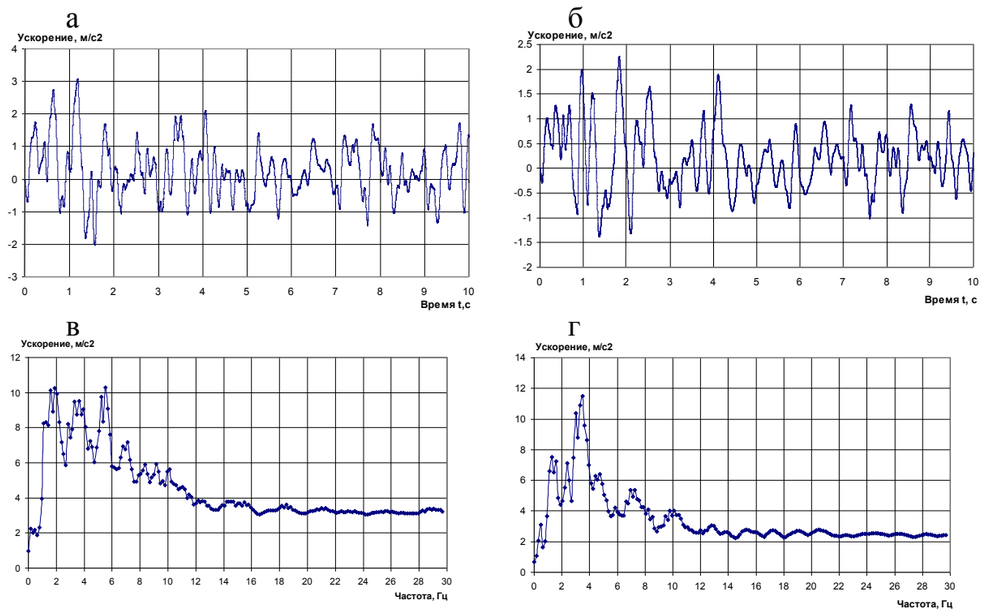


Рис. 2. Вероятностно-статистическая акселерограмма 8 баллов: а – компоненты X, Y; б – Z; в, г – сейсмический спектр ответа ВСА: в – компоненты X,Y; г – Z

УДК 626.08.79

С. Б. Партнов, канд. техн. наук, доц.; В. И. Сёмчен; Е. С. Климова
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ВЫБОР КОМПЛЕКТА МАШИН ДЛЯ ПОТОЧНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

В статье приведен алгоритм выбора комплекта машин для поточного строительства асфальтобетонных покрытий дорог. Дан анализ факторов существенно влияющих на процесс уплотнения покрытий.

В связи со сложившейся сложной экономической обстановкой в стране, в настоящее время все острее ставится вопрос производства продукции, работ и услуг с наименьшими финансовыми затратами.

По мере расширения строительного производства все больше требований предъявляется к качеству дорог, так как от них зависит доставка продукции до потребителя с наименьшими автотранспортными затратами и потерями.

Формирование оптимального состава и обеспечение рациональных режимов работы машин, входящих в комплект для сооружения оснований и покрытий дорог, является одним из основных путей снижения затрат и повышения эффективности капитальных вложений в строительство автомобильных дорог.

Процесс уплотнения дорожно-строительных материалов является завершающим этапом строительства автомобильных дорог, во многом определяющий качество и надежность всего сооружения в целом. В связи с тем, что современные асфальтоукладчики не только укладывают, но и позволяют получить высокую степень предварительного уплотнения дорожного покрытия после укладки, эффективность использования комплектов уплотняющих машин (дорожных катков) и режимов их эксплуатации являются весьма актуальной задачей.

На современном этапе развития техники, когда одна и таже производственная задача может быть решена с помощью большого числа различных вариантов конструкций машин, многие расчеты и обоснования вариантов уже не могут быть выполнены традиционными методами и средствами и требуют применения соответствующих математических моделей и методов решения задачи и анализа вариантов с применением современной вычислительной техники [1]. С этой целью разработана математическая модель функционирования комплекса машин для строительства покрытий, учитывающая структурные и функциональные взаимосвязи факторов, определяющих эффективность и качество процесса уплотнения применительно к поточному производству.

Многочисленными наблюдениями, проведенными как в Республике Беларусь, так и в ряде других стран, установлено, снижение со временем, температуры асфальтобетонной смеси, уложенной в виде слоя на предварительно подготовленное основание, зависит от толщины этого слоя и температуры как основания, так и воздуха.

Как показали исследования [2] характер этого снижения позволяет заключить, что оно может быть определено уравнением:

$$T = T_B + (T_H - T_B) \cdot e^{-\mu \cdot t}$$

где T – текущая температура смеси, °С; T_H – начальная температура смеси, °С; T_B – температура воздуха, °С; t – время ее укладки, мин; μ – постоянная зависящая от температуры основания, толщины слоя и погодных условий.

Так как на эффективность функционирования комплекса оказывает влияние большое число факторов, определяющих климатические, технологические и режимные условия эксплуатации машин, а также условия определяемые состоянием и физико-механическими свойствами уплотняемых материалов. Основным условием оптимального протекания рабочего процесса комплекса "асфальтоукладчик – дорожные катки" является ограничение суммарного времени выполнения технологических операций, не позволяющего остывать уплотняемой асфальтобетонной | смеси до критически низких температур

$$t_K < t_Д ,$$

где t_K – общее время укладки и уплотнения смесей по длине захватки, мин; $t_Д$ – допустимое время процесса уплотнения, мин.

Модель функционирования системы и проведенные теоретические исследования были положены в основу синтеза алгоритма оптимизации режимов работы и структуры машинного комплекса для укладки и уплотнения покрытий.

Алгоритм предусматривает последовательное сравнение эффективности применения возможных вариантов комплектов самоходных катков, выбор оптимальных вариантов комплектов самоходных катков и выбор оптимального варианта для заданных условий дорожного строительства.

На основании факторного анализа результатов машинных расчетов, используя метод множественной корреляции [3], было получено уравнение регрессии допустимого времени уплотнения:

$$t_Д = e^y$$

где $t_Д$ – допустимое время процесса уплотнения, мин.

$$y = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_4 \cdot x_4 + a_5 \cdot x_5 + a_6 \cdot x_6 \cdot \ln(x_6) + a_7 \cdot x_7 \cdot \ln(x_6) ,$$

где x_1 – начальная температура смеси, °С; x_2 – плотность асфальтобетона, т/м^3; x_3 – теплопроводность материала поддерживающего слоя, Дж/(м·с·°С); x_4 – скорость ветра, м/с; x_5 – температура воздуха, °С; x_6 – толщина слоя, м.

Значения коэффициентов уравнения регрессии равны:
a_0 = 1,194; a_1 = 0,033; a_2 = 0,620; a_3=-0,178; a_4=-0,027; a_6=0,753; a_7=0,004.

Выполненные расчеты позволили установить области рационального применения комплектов самоходных катков и допустимые границы их использования при сооружении покрытий из горячих асфальтобетонных смесей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Болтянский, В. Г.** Математические методы оптимального управления / В. Г. Болтянский. – М .: Наука, 1969. – 372 с.
2. **Партнов, С. Б.** Закономерности изменения физико-механических свойств асфальтобетонных смесей при уплотнении / С. Б. Партнов, В. И. Семчен. : сб. науч. тр. // Перспективные технологии материалы системы.– Могилев, 2003.– С. 260 – 265.
3. **Локшин, Е. С.** Разработка основ выбора рациональной структуры отрядов самоходных катков при возведении асфальтобетонных покрытий / Е. С. Локшин : сб. науч. тр. // Повышение эффективности и качества эксплуатации дорожных машин. – М. : МАДИ, 1980. – С. 109–113.

УДК 621.873.001.24

А. В. Синельщиков, канд. техн. наук; Н. Н. Панасенко, д-р техн. наук, проф.
ФГОУ ВПО «АСТРАХАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Астрахань, Россия

РЕКОНСТРУКЦИЯ БАШЕННЫХ КРАНОВ ОБЩЕПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИХ СЕЙСМОСТОЙКОСТИ

Предложена методика расчетного обоснования технологии реконструкции и усиления расчетных элементов металлоконструкций башенных кранов общепромышленного несейсмостойкого исполнения на примере КБ-408 для перевода их в сейсмостойкое исполнение для эксплуатации в сейсмических зонах 7, 8, 9 баллов, согласно карт сейсмического районирования территории РФ СНиП II-7-81* «Строительство в сейсмических районах».

Вынужденные сейсмические колебания недемпфированной системы расчетно-динамической модели (РДМ) крана с n степенями свободы имеет вид:

$$[M]\{\ddot{V}(t)\} + [K]\{V(t)\} = -[M]\{\ddot{A}(t)\}, \qquad (1)$$

где $[M]$ и $[K]$ – матрицы масс и жесткости РДМ конструкции башенного крана.

В матричном уравнении (1) $\{\ddot{A}(t)\}$ – вектор сейсмического воздействия 8 баллов. На рис. 1 показана РДМ башенного крана КБ-408, построенная с использованием (1), производства Нязепетровского краностроительного завода Челябинской области грузоподъемностью $Q_{ном}$=10 т, а на рис. 2 СВ $\{\ddot{A}(t)\}$ 8 баллов в виде вероятностно-статистической акселерограммы (ВСА). Демпфирование ξ в (1) определяется выражением (2)

$$\xi = \delta_з \left[(2\pi)^2 + \delta_з^2\right]^{-0,5} \approx \delta_з / 2\pi , \qquad (2)$$

где $\delta_з$ – декремент затухания колебаний.

В качестве расчетного базиса выбраны собственные векторы, полученные для динамической системы крана из уравнений свободных колебаний, полученных из (1).

$$[M]\{\ddot{V}(t)\} + [K]\{V(t)\} = \{0\}. \qquad (3)$$

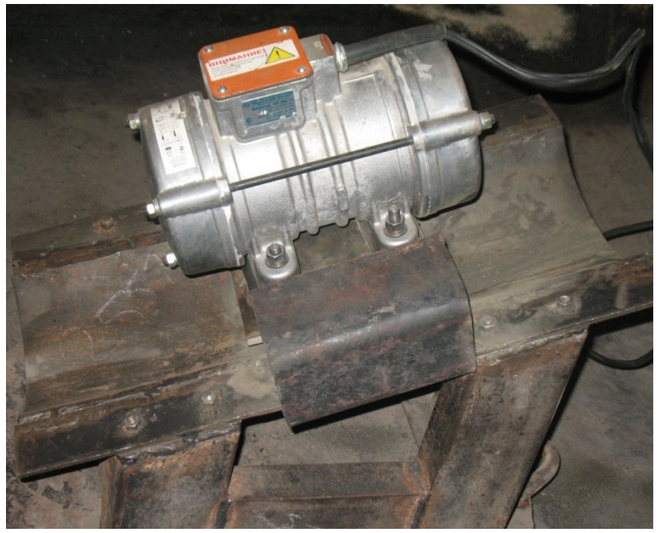


Рис. 3. Лабораторная установка РСМ

Предварительные испытания РСМ при переработке цементного клинкера показали, что она обеспечивает эффективное измельчение частиц исходной крупностью от 30 мм до полного выхода продукта мельче 2 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко [и др.]. – Минск : Изд. центр БГУ, 2008. – 375с.

2. **Шаройкина, Е.А.** Вибрационные рессорно-стержневые мельницы / Е. А. Шаройкина, Л. А. Сиваченко // Инженер-механик. – 2009. – № 3. – С. 29–33.

3. Новые малогабаритные агрегаты для рассредоточенных работ / Л. А. Сиваченко [и др.] // Механизация строительства. – 2010. – № 4. – С. 14–17.

4. **Сиваченко, Л. А.** Создание рессорно-стержневых технологических аппаратов на основе интенсификации контактных взаимодействий их рабочих элементов / Л. А. Сиваченко, Е. А. Шаройкина, Е. А. Кутынко // Материалы, технологии, инструменты.– 2009. – Т. 14. – № 3. – С. 115–119.

УДК 621.879.324

В.А. Пенчук, д-р техн. наук, проф.; Д. Г. Белицкий
«ДОНБАССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ»
Макеевка, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРАБОТКИ ГРУНТА ГРЕЙФЕРНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

В статье представлены результаты исследования возможности повышения эффективности разработки грунтов грейферным рабочим органом путем дооснащения его центральным винтовым якорем. Приведено теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение эффективности такого грейфера.

Для эффективной разработки связных грунтов грейферами необходимо создавать значительные усилия внедрения ковша в массив. Напорные усилия в традиционных конструкциях грейферов обеспечиваются лишь весом экскаватора. Разработка специальных грейферов с винтовым якорем, обеспечивающим замкнутый силовой поток, является одним из направлений их совершенствования при снижении энерго- и материалоемкости разработки связного грунта. Для широкого внедрения конструкций новых и нетрадиционных земляных грейферов целесообразно разработать конкретные рекомендации по расчету и выбору винтового якорного устройства [1, 2].

Системный анализ отечественной и зарубежной патентно-лицензионной и научно-технической литературы по грейферным рабочим органом (глубиной в 40 лет) позволил выявить наличие целого ряда технических решений конструкций специальных ковшей для связных и прочных грунтов. По технической сути все их многообразие можно свести к трем характерным группам: снижающие сопротивление грунта внедрению, увеличивающие напорные усилия, использующие заякоревающие силы [3–8].

Целью данной работы является обоснование эффективности применения для разработки грунтов грейферных рабочих органов дооборудованных центральным винтовым якорем.

Применение центрального винтового якоря позволяет обеспечивать усилие достаточное для разработки прочных грунтов, при этом оно не зависит от параметров экскаватора и растет прямопропорционально увеличению прочности массива грунта [2, 9].

Выбор рационального диаметра винтовой лопасти ($D_л$), который определяет размер тела выпора по поверхности грунта ($D_в$), необходимо производить с учетом размеров периметра раскрытия челюстей грейфера (рис. 1).

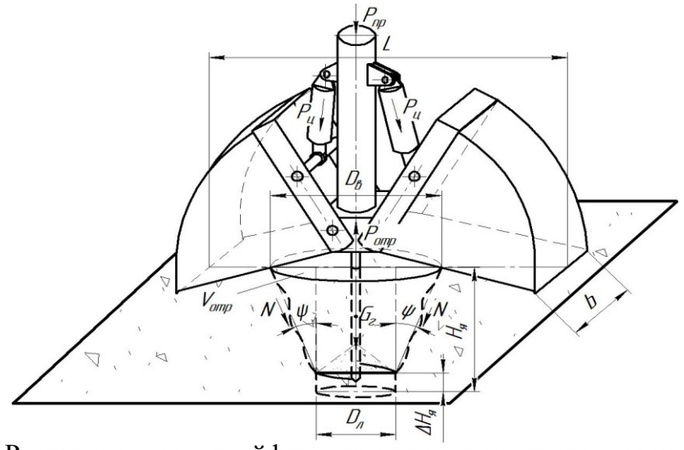


Рис. 1. Расчетная схема грейферного ковша с центральным винтовым якорем

После погружения якоря, путем закрытия челюстей грейфера, обеспечивается отрыв якорем некоторого центрального объема грунта (тела выпора) и срез оставшегося грунта в сторону вновь образовавшихся открытых поверхностей массива.

Экспериментальные исследования грейферного ковша вместимостью q = 0,25 м^3, оснащенного винтовым якорем проводились на грунтах IV – й категории (рис. 2). Копание производилось без напорных усилий со стороны экскаватора, максимальные усилия в гидроцилиндрах закрытия челюстей наблюдались в начале процесса и составляли 20…60 кН, коэффициент наполнения ковша достигал $К_н$ = 0,4…0,6. (Следует отметить, что традиционные грейферные экскаваторы 2-й размерной группы вообще не способны разрабатывать грунты IV – й категории) [1]. С увеличением диаметра винтовой лопасти и глубины её погружения по параболической зависимости растет масса разработанного грунта и, следовательно, коэффициент наполнения ковша. После математической обработки результатов экспериментальных исследований получены уравнения регрессии среднего усилия ($P_ц$) в гидроцилиндрах закрытия челюстей и объема ($V_{гр}$) разработанного грунта, что позволило определить энергоемкость разработки грунта грейфером с винтовым якорем (рис. 3).

$$P_ц = 94{,}46 - 135{,}85H_я - 688{,}07D_л - 112{,}05H_яD_л + 3688H_я^2 + 1923{,}2D_л^2;$$

$$V_{гр} = 0{,}234164 - 1{,}22917H_я - 1{,}116666D_л + 3{,}5H_яD_л + 1{,}625H_я^2 + D_л^2,$$

где $D_л$ – диаметр винтовой лопасти; $H_я$ – глубина его погружения.

а) б) в)

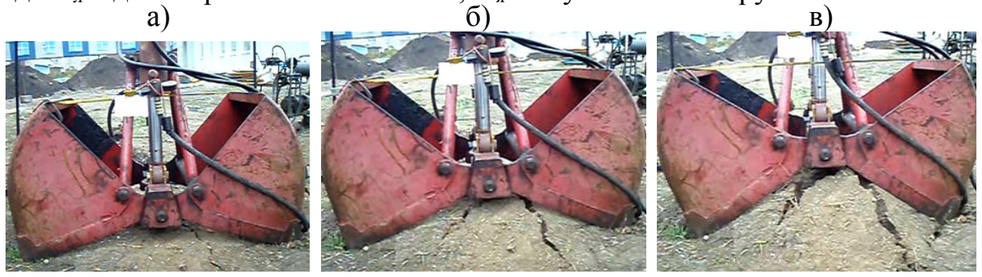


Рис. 2. Характерные этапы разработки грунта грейфером с винтовым якорем: а – нагружение массива грунта винтовым якорем; б – разрушение массива якорем; в – захват оторванного кома грунта и разработка ослабленного массива

Анализируя вышерассмотренные варианты исполнения, можно сделать заключение о том, что с точки зрения максимального использования потенциальных возможностей рессор в качестве рабочего органа наиболее перспективна схема 6. На базе данной схемы была спроектирована экспериментальная модель рессорно-стержневой мельницы представленная на рис.2.

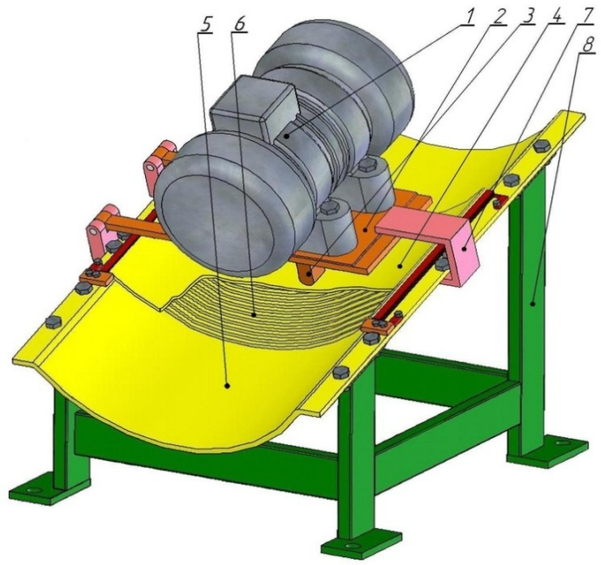


Рис. 2. Экспериментальная модель РСМ

Данная мельница состоит из вибратора 1, установленного на консоли 2, приводящего в движение прижимную плиту 4 с помощью прижима 3. Между лотком 5, установленном на раме 8, и прижимной плитой находятся рессорные (стержневые) элементы, собранные в кассету 6. При движении материала вдоль лотка он попадает в рабочую полость, где и разрушается. Компенсация действия вибратора достигается с помощью возвратной пружины 7. Между консолью и возвратным механизмом установлена пружина, которая и обеспечивает возвратное действие. В процессе работы стержневые элементы упруго деформируются только от силы разрушения частиц материала и имеют высокую надежность. Они обеспечивают адаптивное воздействие на разрушаемый материал. По разработанной экспериментальной мельнице изготовлена лабораторная установка рессорно-стержневой мельницы (рис.3).

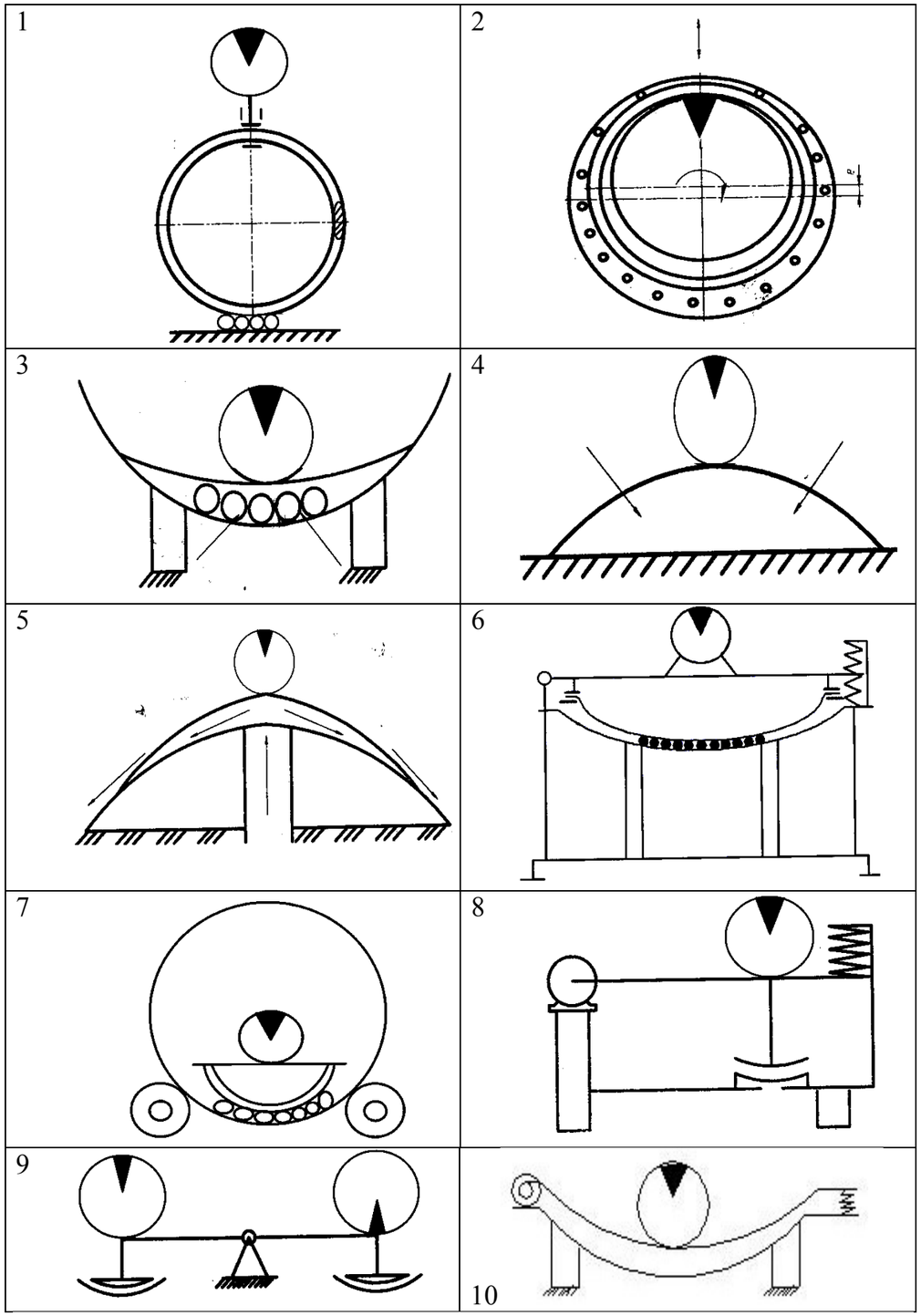


Рис. 1. Возможные варианты конструктивного исполнения РСМ

Основной объем разработанного грунта составляет ком, оторванный винтовым якорем, усилие отрыва которого растет прямопропорционально, что обуславливает пропорциональный рост усилия в гидроцилиндрах закрытия челюстей грейфера.

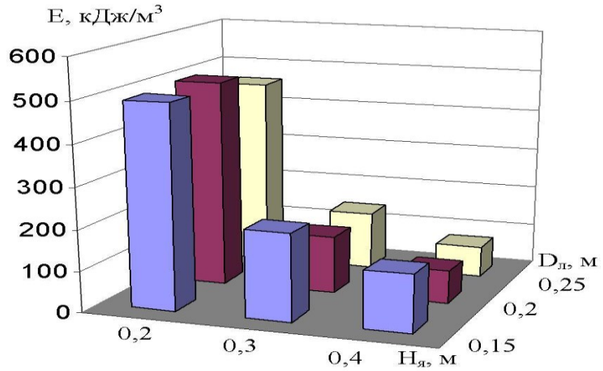


Рис. 3. Влияние параметров винтового якоря на энергоемкость процесса копания

В табл. 1 приведены сопоставительные данные сравнения грейфера оборудованного центральным винтовым якорем и грейфера оборудованного центральным буровым рабочим органом (обеспечивающих разработку прочных грунтов) по системе основных показателей [10].

Как видно из представленных данных (табл. 1), способ разработки прочных грунтов грейферным ковшом с центральным винтовым якорем, в котором якорь выдергивают из грунта за счет смыкания челюстей грейфера, а выдергивание якоря сопровождается отделением кома грунта от массива, при этом, за счет усилия отрыва кома грунта, режущие кромки челюстей ковша погружаются в массив грунта, весьма эффективен.

Табл. 1. Оценка эффективности использования на грунтах IV категории экскаваторов, оборудованных грейферным ковшом вместимостью 0,25 м^3

Показатель	Размерность	Обозначение*	Условия оптимизации	ЭО-2621, ковш с винтовым якорем	ЭО-2621, ковш с буром
Производительность	м^3/ч	$П = \frac{3600 \cdot q \cdot K_н}{t_ц \cdot K_р}$	П → max	26,53	22,17
Энергоемкость	$\frac{кВт \cdot ч}{м^3}$	$N_{уд} = N/П$	$N_{уд} \to min$	2,096	2,51
Материалоемкость	$\frac{кг \cdot ч}{м^3}$	$G_{уд} = G/П$	$G_{уд} \to min$	239,9	297,7
Обобщенный показатель энергоемкости и материалоемкости	$\frac{кВт \cdot кг}{(м^3/ч)^2}$	$П_{NG} = \frac{N \cdot G}{П^2}$	$П_{NG} \to min$	502,8	746,7
Приведенные удельные затраты	$\frac{грн \cdot ч}{м^3}$	$Z_{уд} = Z/П$	$Z_{уд} \to min$	4879	7192

Примечание: * G – общая масса машины; N – мощность двигателя; Z – приведенные затраты

Выводы

1. Грейферные рабочие органы с центральным приводным якорем могут обеспечивать дополнительные усилия пригруза (40…90 кН), что позволяет погружать челюсти грейфера в массив грунта с сопротивлением одноосному сжатию σ_0 = 0,2…0,6 МПа, при этом с увеличением прочности грунта пропорционально растет дополнительное усилие, обеспечиваемое винтовым якорем.

2. При разработке грунта IV категории ковшом грейфера вместимостью q = 0,25 м^3, без внешнего пригруза со стороны базовой машины коэффициент наполнения ковша увеличивается в несколько раз до $К_н$ = 0,4…0,6, при этом производительность разработки грунта составляет 18,5…26,5 м^3/ч.

3. Для дальнейшего повышения эффективности разработки грунта грейферами с винтовым якорем необходимо обеспечить, чтобы конфигурация тела выпора (усеченный конус, усеченная пирамида, усеченный эллиптический конус и т.д.) была подобна площади раскрытия челюстей грейфера (круг, прямоугольник, эллипс и т.д.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пенчук, В. А.** Специальные грейферы для земляных работ / В. А. Пнчук, Д. Г. Белицкий // Интерстроймех-2009: материалы междунар. науч.-техн. конф, 15-17 сентября 2009 г. – Бишкек, 2009. – С.39–43.

2. **Пенчук, В. А.** Математическая модель процесса погружения челюстей грейфера в связный грунт / Пенчук В. А., Белицкий Д.Г. // Интерстроймех-2009: материалы междунар. науч.-техн. конф., 15-17 сентября 2009 г. – Бишкек, 2009. – С.43–46.

3. **Пенчук, В. А.** История и перспективы развития грейферных рабочих органов / В. А. Пенчук , Д. Г. Белицкий // Вестник ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 36–38.

4. **А.с. 1133351 СССР, МКИ^3 Е 02 F 3/413.** Рабочее оборудование одноковшового экскаватора / Л. А. Хмара, А. И. Голубченко, В. В. Мелашич, С. И. Братченко (СССР). – № 3663437/22-03; заявл. 21.11.1983; опубл. 07.01.1985. Бюл. № 1.

5. **Смородинов, М. И.** Устройство фундаментов и конструкций способом «Стена в грунте» / М. И. Смородинов, Б. С. Федоров. – М. : Стройиздат, 1976. – 128 с.

6. **Пат. 45306 Japan, Int. Cl^2 E 02 F 3/44.** 日本分類. – заявл. 03.10.74; опубл. 09.04.76, Бюл. №3.

7. **Таубер, Б. А.** Грейферные механизмы / Б. А. Таубер . – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 268 с.

8. **Пат. 75788 Україна, МПК^7 Е 02 F 1/00, В 66 С 3/00, Е 02 F 3/40, Е 02 F 3/46**. Спосіб виймання міцного грунту ковшем грейфера / Пенчук В.О, Белицький Д.Г.; заявник та власник Пенчук В.О, Белицький Д.Г. – № 20040706262; заявл. 27.07.04; опубл. 15.05.06, Бюл. № 5.

9. **Пенчук, В. А.** Винтовые сваи и анкеры для опор: монография / В. А. Пенчук. – Донецк : изд-во «Ноулидж» (донецкое отделение), 2010. – 179 с.

10. Машини для земляних робіт: навчальний посібник / Хмара Л.А. [и др.] / Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.

Рассмотрим конструктивное исполнения рессорно-стержневых мельниц представленных на рис.1.

Схема 1. Кольцевой элемент совершает возвратно - поступательное движение вместо со штангой. Разрушение материала происходит ударом.

Схема 2. Внутри неподвижного пустотелого стакана с определенным зазором установлен подвижный цилиндрический виброизлучатель и между ними помещен измельчительный элемент, например, щетка или пружина.

Схемы 3, 4, 5. Отличаются между собой только по взаимному расположению рабочей камеры и рабочего элемента. Рабочий элемент под действием вынуждающей силы, создаваемой вибратором, деформируется и производит обработку поступающего в рабочую зону материала.

Схема 6. Рабочим элементом конструкции являются дугообразно изогнутые стержни, связанные с приводом ударно – вибрационного действия. Разрушение материала производится внешними поверхностями стержней путем ударов по материалу, находящемуся в рабочей камере.

Схема 7. Рабочая камера выполнена в виде полого цилиндра, опирающегося на ролики. Внутри неё установлен измельчающий механизм стержневого типа аналогичного предшествующей схеме.

Схема 8. Исполнительный механизм установлен на подвижной консоли и служит пружинным компенсатором. Параметры вибрации можно изменять перемещением вибратора по консоли.

Схема 9. Основу конструкции составляет два вибратора смонтированные на подвижном коромысле, и соединенные между собой промежуточным валом, имеющим противофазно установленные дебалансы. При работе устройства в каждый момент времени ударные импульсы складываются по величине и частоте воздействия.

Схема 10. Аналогична схемам 3 и 5 с преимуществом, что рабочий элемент с одной стороны собран на прут, это облегчает его замену, а вторая сторона подпружинена амортизатором, что уменьшает трение рабочего элемента о лоток.

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко, д-р техн. наук, проф.; Е. А. Шаройкина; А. Н. Хустенко
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ПУТИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ РЕССОРНО-СТЕРЖНЕВЫХ МЕЛЬНИЦ

В статье приведены результаты анализа вариантов конструкции исполнения рессорно-стержневых мельниц (РСМ), на основании чего была предложена схема РСМ и изготовлен ее опытный образец.

В настоящее время измельчение, прежде всего минеральных материалов, является сдерживающим фактором развития ряда отраслей промышленности: производства строительных материалов, черной и цветной металлургии, горной химии и других [1–3]. Это связано с чрезвычайно низкой эффективностью измельчительных машин, т.к. лежащие в их основе принципы базируются на устаревших представлениях. Особенно это характерно для шарового измельчения.

Создание нового типа технологического оборудования базируется на конкретных научных представлениях и концепциях шарового, вибрационного, струйного, электромагнитного и других видов измельчения. В рамках создания нового метода измельчения минерального сырья авторы представляют концепцию стержневого вибрационного механизма разрушения твердых тел.

Основной резерв энергосбережения при измельчении заключается в уменьшении доли внешнего трения, которое происходит между частицами разрушаемого материала и рабочими органами и большие затраты энергии на различную деформацию частиц измельчаемого материала, т.е. на внутреннее трение [1]. Достичь этого можно путем измельчения тонких слоев материала между рабочими поверхностями – так называемый метод индивидуального зерна [4]. В настоящее время на практике этот способ измельчения не реализован. Реальным направлением повышения эффективности этого процесса может быть способ стержневого измельчения.

В качестве одного из путей совершенствования единичных актов разрушения исследован способ измельчения, основанный на эффекте запирания частиц материала между элементами конструкции, имеющими криволинейную поверхность. В простейшем виде это могут быть цилиндрические стержни или рессоры, укладываемые параллельно друг к другу и образующие зоны разрушения между их боковыми поверхностями.

УДК 621.878.2

В. А. Пенчук, д-р техн. наук, проф.; Н. В. Мыльников
«ДОНБАССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ»
Макеевка, Украина

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ПРОЦЕССЫ РАЗРАБОТКИ СВЯЗАННОГО ГРУНТА ШИРОКОЗАХВАТНЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

В работе дан анализ взаимодействия с массивом грунта самонастраивающимся широкозахватным рабочим органом. Приведена расчетная схема и математическая модель. Даны результаты экспериментальных исследований.

Долгий путь совершенствования прошли землеройно-транспортные машины (более 150 лет), за этот период конструкции их рабочих органов претерпели значительные изменения. К 2011 году разработаны многие конкретные рекомендации по выбору основных параметров рабочих органов бульдозеров, скреперов и других землеройно-транспортных машин. В работах [1, 2], дан системный анализ этих рекомендаций и показано, что энергоемкость разработки грунта этими машинами пока еще значительна и составляет – 0,1…0,4 кВт·ч/м³.

В работах [1, 2], детально проанализировано основы теории сил резания таких видных ученых как: Баловнев В.И., Баладинский В.И., Берестов Е.И., Ветров Ю.А., Зеленин А.Н., Назаров В.А., Ничке В.В., Федоров Д.И., Хмара Л.А., Холодов А.М. и др.

В этих же работах [3–8] впервые предлагаются математические модели процессов разработки грунта при изменении траектории движения рабочего органа в вертикальной плоскости. Для широкозахватных рабочих органов необходим ещё учет характеристик взаимодействия грунта по ширине отвала, но теоретически обоснования такого учета не сделано.

Целью работы является обоснование возможности снижения энергоемкости разработки грунта широкозахватным рабочим органам за счет управления процессами их взаимодействия с массивом.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

– провести системный и детальный анализ установленных ранее закономерностей процессов взаимодействия широкозахватных рабочих органов с массивом грунта;

– разработать расчетную схему взаимодействия широкозахватного органа с массивом грунта, с учетом вероятностного характера траектории его движения;

– обосновать математическую модель предложенным способом взаимодействия широкозахватного рабочего органа с массивом грунта;

– разработать методику экспериментальных исследований предлагаемого способа взаимодействия широкозахватного рабочего органа с массивом грунта;

– провести экспериментальные исследования и выполнить анализ и систематизацию результатов.

а) б)

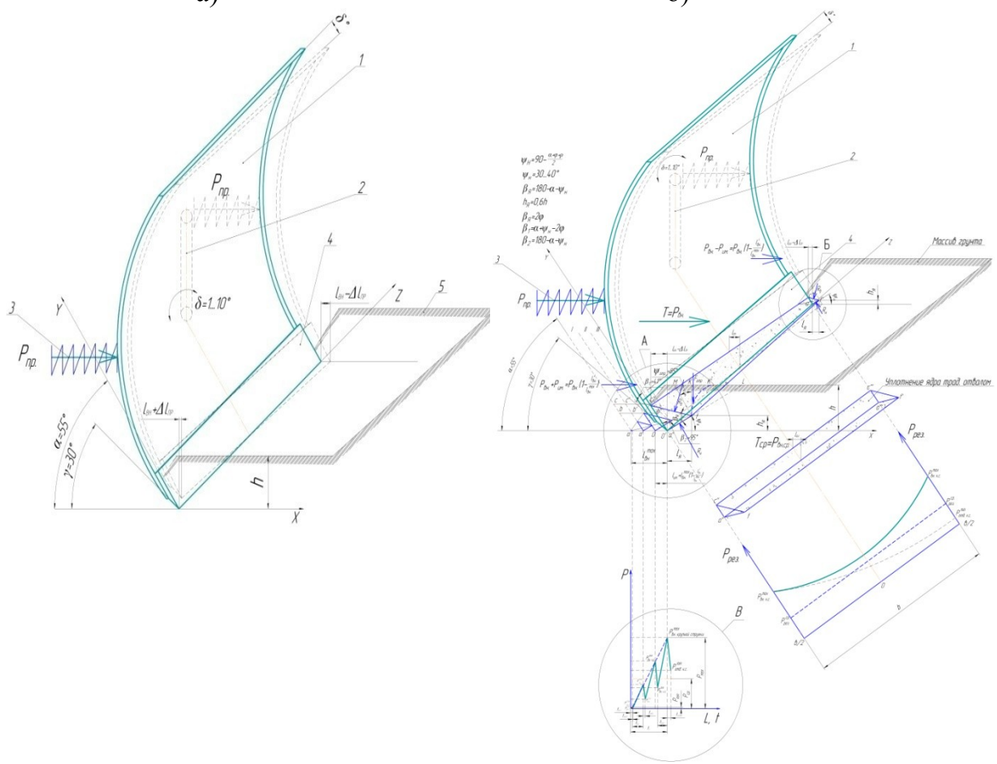


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия широкозахватного рабочего органа с массивом грунта: 1 – отвал; 2 – поворотное устройство; 3 – упругий элемент; 4 – нож; 5 – массив грунта

а) – общая схема работы самонастраивающегося отвала.

б) – частные виды усилий резания грунта самонастраивающимся отвалом.

А, Б, В – процессы взаимодействия режущей кромки с массивом грунта соответственно

А – по правому краю

Б – по левому краю

В – одиночный акт процесса резания грунта

Математическую модель для суммарного усилия резания грунта можно представить следующим образом:

– по оси OX-OY

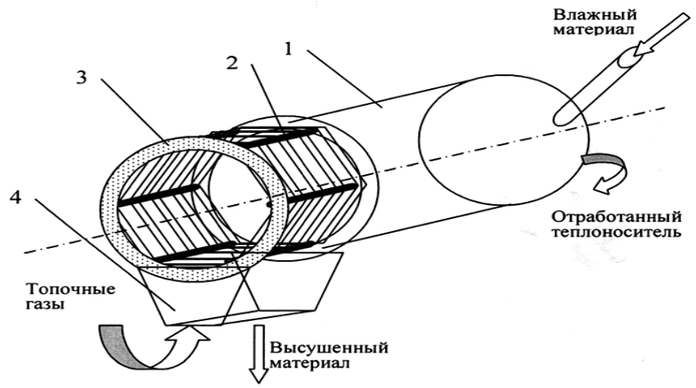


Рис. 1. Модернизированная барабанная сушилка: 1 – основной барабан; 2 – каркасная вставка; 3 – дистанционные кольца; 4 – распределительный короб

Влажный материал подается противотоком к сушильному агенту через питающую трубу, неподвижно смонтированную в задней стенке неподвижного короба, и медленно продвигается к разгрузочной секции. По мере вращения барабана влажный материал переворачивается и подсушивается. Окончательная досушка материала осуществляется в режиме взвешенного слоя. Для этого внутрь барабана помешается каркасная вставка, выполненная в виде шестигранника обтянутого упругими элементами, например, отработавшими свой срок стальными канатами. Канаты образуют между собой пазы, через которые осуществляется подача горячего теплоносителя и просыпание высушенного материала. Вставка вращается вместе с барабаном, а разгрузочное окно вместе с охватывающим ее кожухом остаются неподвижны, таким образом подача теплоносителя осуществляется через решетку ориентированную вниз, где толщина слоя материала максимальна. Канаты во время работы вибрируют и легко стряхивают налипший влажный материал, разрушают агрегаты и агломераты и выполняют роль грохота или сита.

Подаваемый снизу, перпендикулярно слою материала, поток сушильного агента обеспечивает максимальную эффективность процесса сушки и максимальное исчерпание потенциала сушильного агента.

Дополнительно (в вариантах конструкции) канатные элементы могут быть установлены в барабане радиально или под углом к его продольной оси. Возможна также консольная установка канатов или выполнение их в виде пакетов наподобие цепных завес в цементных печах.

Разработанная барабанная сушилка может найти применение прежде всего для сушки крупнокусковых высоковлажных материалов, используемых в цементной, известковой и керамической отраслях.

УДК 621.047

Л. А. Сиваченко, д- р техн. наук, проф.; А. Н. Хустенко; Е. С. Медведев
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

СУШИЛКА БАРАБАННАЯ С КАНАТНЫМ ИНТЕНСИФИКАТОРОМ

Предложен вариант модернизации барабанной сушилки путем установки в ее рабочем пространстве каркаса, обтянутого упругими элементами, например, канатами.

Сушка высокодисперсных материалов повышенной влажности к числу которых следует, прежде всего, отнести мел, мергель, глину, уголь и ряд других материалов в условиях крупнотоннажных производств связана с большим расходом тепловой энергии и требует совершенствования.

Среди основных факторов повышения эффективности процесса сушки дисперсных материалов, безусловно, на первом месте находятся механизмы, обеспечивающие максимальное увеличение поверхности испарения влаги при одновременном “холостом” прохождении газового сушильного агента через рабочую зону технологического аппарата.

Учитывая, что интенсификация внутреннего массопереноса влаги крайне не эффективна и затруднена, то приходится эту проблему решать путем разрушения кусков высокодисперсных материалов и улучшения смешивания, то есть распределения частиц твердой фазы по всему объему рабочего пространства.

С целью практической реализации этих, хорошо знакомых специалистам, положений, авторами предлагается вариант интенсификации процесса сушки высоковлажных материалов в противоточной барабанной сушилке. Технологическое исполнение модернизированной барабанной сушилки представлено на рис. 1.

Объектом модернизации является традиционная барабанная сушилка, в которой интенсификатором процесса являются канаты, закрепленные по периферии барабана в форме многоугольника и имеющего возможность совершать колебания преимущественно в радиальном направлении, что обеспечивает достаточно интенсивное движение частиц материала внутри барабана и одновременное их диспергирование.

$$P(OX-OY)=\sum_{i=1}^{n}s_iF_я^i\cos\beta_i+\sum_{i=1}^{n}t_iF_я^i\sin\beta_i \qquad (1)$$

где s_i и t_i – соответственно нормальные и касательные напряжения на i–той поверхности ядра; $F_я^i$ – площадь i–той поверхности ядра; β_I – угол наклона i–той поверхности к оси x; n – количество поверхностей ядра уплотнения;

– по оси OZ

$$P(OZ)=P_1\left[n+2\sum_{k=1}^{n-1}(n-k)\cdot e^{-\beta\cdot k}\right], \qquad (2)$$

где P_1 – сила сопротивления грунта резанию на 1-ом участке ножа; n – общее число участков; β – эмпирический коэффициент, зависящий свойства грунта и от длины участков; $k=i-j$ – время корреляции.

В общем случае по трем осям сопротивление массива грунта резанию, можно представить как:

$$P(XYZ)=\left(\sum_{i=1}^{n}s_iF_я^i\cos\beta_i+\sum_{i=1}^{n}t_iF_я^i\sin\beta_i\right)\times\left[n+2\sum_{k=1}^{n-1}(n-k)\cdot e^{-\beta\cdot k}\right]. \qquad (3)$$

Для проведения экспериментальных исследований был разработан стенд физического моделирования и специальные модели (1:20) широкозахватных рабочих органов.

При проведении экспериментальных исследований для фиксации качественной картины процесса разрушения грунта велось фотографирование (рис. 2).

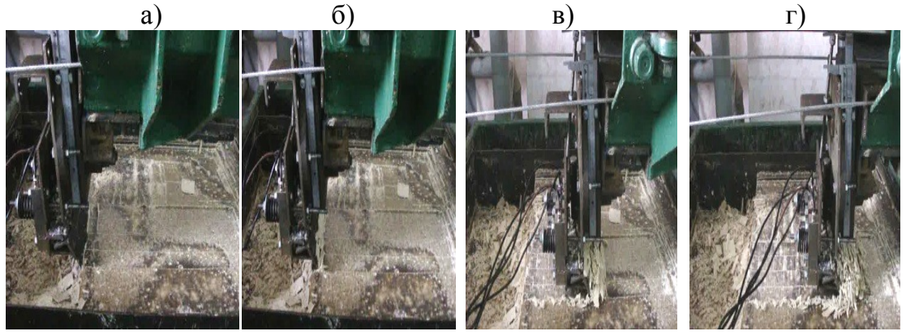


Рис. 2. Фотограмма процесса резания экспериментальной моделью рабочего органа (самонастраивающимся профилем)

Обработка массива данных, полученных в результате проведения эксперимента в соответствии с план-матрицей центрального, композиционного, ротатабельного планирования второго порядка, с проверкой значимости коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента, проводилась с использованием регистрируемой программы PowerGraph Professional и с ее

дальнейшей проверкой программой для ПК Statgraphic 15 Plus for Windows [9–11].

На рис. 3, 4 показаны результаты экспериментальных исследований

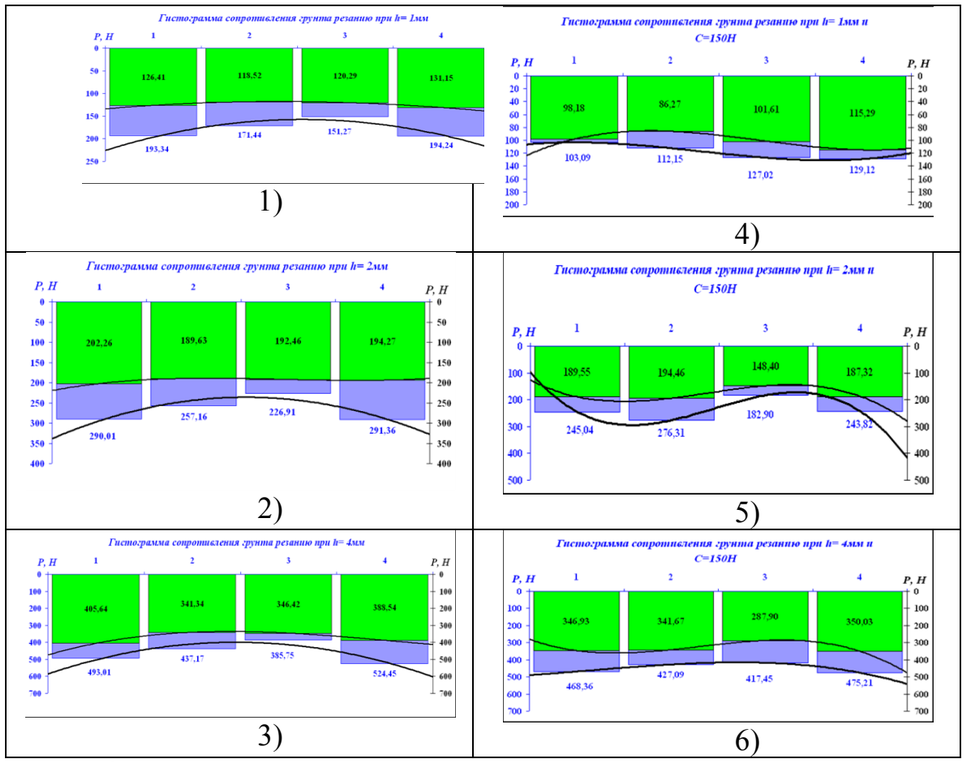


Рис. 3. Гистограммы сопротивления грунта резанию традиционным и самонастраивающимся профилем: 1, 4 – при глубине h=1мм; 2, 5 – при глубине h=2 мм; 3, 6 – при глубине h=4 мм

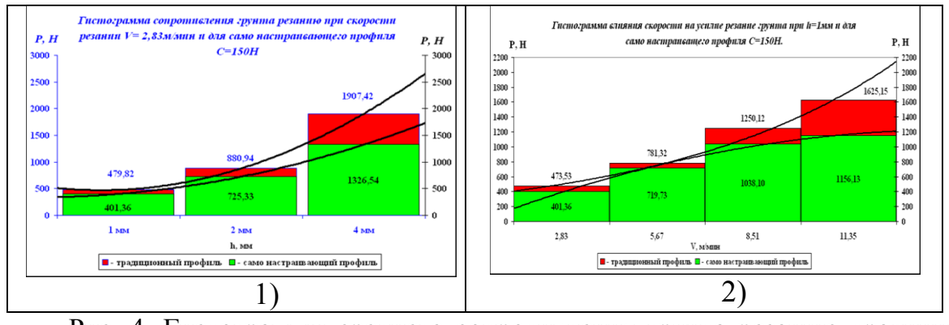


Рис. 4. Гистограммы среднего сопротивления грунта резанию традиционным и самонастраивающимся профилем при C=150 Н: 1 – при постоянной скорости V=2,83 м/мин и изменяемой глубине h=1…4 мм; 2 – при постоянной глубине h=1 мм и изменяемой скорости V=2,83…11,35 м/мин

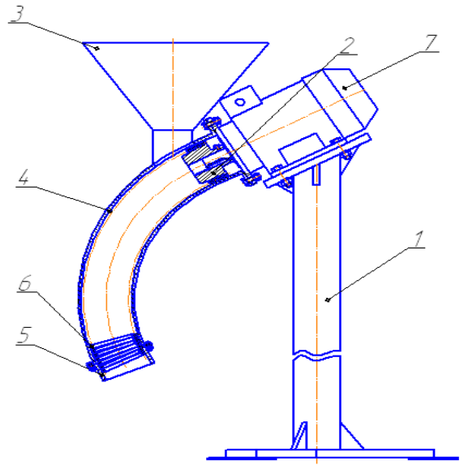


Рис. 6. Активатор пружинный: 1 – стойка; 2 – насадка; 3 – загрузочный бункер; 4 – корпус; 5 – опора; 6 – пружина; 7 – электродвигатель

К настоящему времени среди эксплуатационников не сложилось твердого мнения о необходимости широкого использования технологий и оборудования для активации строительных смесей. Между тем, это чрезвычайно актуальное направление и его успешная практическая реализация обеспечивает очень высокий технологический и экономический результат. Это выражается в улучшении показателей качества (прочность, морозостойкость, долговечность), ресурсосбережении – экономия вяжущих и использование более дешевых материалов, интенсификация производственного цикла – сокращение времени набора прочности, увеличение оборачиваемости форм и т.д.

Представленное оборудование охватывает только часть технологических аппаратов адаптивного действия, которое включает в себя установки циклического и непрерывного действия производительностью от 0,1 до 50 м^3 в час для производства различных видов строительных смесей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технологические аппараты адаптивного действия /Л. А. Сиваченко [и др.]. – Минск : Изд. Центр БГУ, 2008. – 375 с.

2. **Богданов, В. С.** Процессы в производстве строительных материалов и изделий / В. С. Богданов, А. С. Ильин, И. А. Семикопенко. – Белгород : Везелица, 2007. – 512 с.

3. **Сиваченко, Л. А.** Создание винтовых пружинных аппаратов для помола и смешивания, исследование их рабочих процессов и разработка методов расчета основных параметров: автореф. дис…. д-ра техн. наук. – М. : МАХМ, 1995. – 47 с.

4. **Сиваченко, Л. А**. Результаты работ по интенсификации технологии производства изделий из ячеистого бетона / Л. А Сиваченко, А. Н. Хустенко // Вестн. БГТУ им. В.Г. Шухова. – Белгород, 2003. – С. 379–382.

5. **Сиваченко, Л. А** Использование дробилки ударного действия в производстве окрашенного силикатного кирпича / Л. А. Сиваченко. Е. И. Кутынко. Т. Л. Сиваченко // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов: межвуз. сб. статей. – Белгород, БГТУ им. Шухова, 2009. – С. 211–216.

На рис. 4 представлен измельчитель влажных материалов, который можно применить для помола влажного мела в производстве цемента.

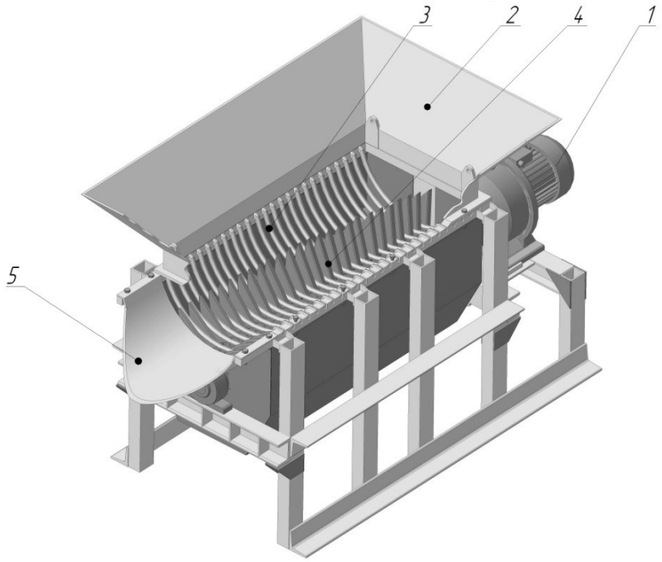


Рис. 4. Измельчитель влажных материалов: 1 – электропривод; 2 – загрузочный бункер; 3 – колосниковая решетка; 4 – ротор; 5 – разгрузочный лоток каменных включений

Для измельчения бытовых отходов (рис. 5) предназначена дробилка роторно-ножевая с лопастным диском.

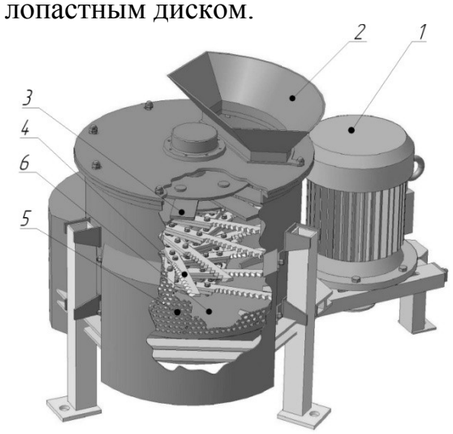


Рис. 5. Дробилка для измельчения бытовых отходов: 1 – электропривод; 2 – загрузочная горловина; 3 – била; 4 – нож; 5 – решетка; 6 – лопостной диск

Активатор пружинный (рис. 6) предназначен для домола компонентов укрывистых смесей.

Выводы

1. Результаты исследований позволяют однозначно утверждать, что процесс взаимодействия широкозахватным рабочим органом с массивом грунта носит вероятностный характер.

2. Самонастраивающийся широкозахватный рабочий орган перемещается в среде грунта с минимальным усилием и соответственно с минимальными энергозатратами.

3. Использование рабочих органов, реализующих саморегулирующиеся процессы отделения стружки грунта, обеспечивает снижение тягового усилия на 25–30 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пенчук, В. А.** Современное состояния теорий резаний грунта. / В. А. Пенчук // Интерстроймех–2003 : материалы междунар. науч.-техн. конф. – 2003. – С. 134–137.

2. **Пенчук, В. А.** Комбинированные рабочие органы землеройных машин: дис. … д-ра техн. наук: 05.05.04 / Пенчук Валентин Алексеевич. – Киев, 2004.– 340 с.

3. **Хмара, Л. А.** Дальнейшее совершенствование конструкций комбинированных рабочих органов на базе метода функционального расчленения / Л. А. Хмара, В. А. Пенчук // Вестн. ПГАСиА. – Днепропетровск : 2006. – № 12. – С. 45–53.

4. **Баловнев, В. И.** Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве / В. И. Баловнев, Л. А. Хмара. – М. : Транспорт, 1993. – 383 с.

5. **Баловнев, В. И.** Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Машиностроение, 1974. – 232 с.

6. **Крупко, В. А.** Динамические характер сил резания / В. А. Крупко // Статика и динамика машин. – Киев : 1978. – С. 18.

7. **Крупко, В. А.** Размеры области пластической деформации модели грунта при резании плоким ножом / В. А. Крупко, В. Н. Смирнов // Горные, строительные и дорожные машины : респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1985. – вып. 38. – С. 47–50.

8. **Пелевин, Л. Е**. Статическая связь между силами сопротивления резанию на различных участках ножа бульдозера / Л. Е. Пелевин // Горные, строительные и дорожные машины : респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1990 – вып. 43. – С. 23–27.

9. **Чудновский, В. Ю.** Критерии подобия грунтов при моделировании рабочего процесса роторных экскаваторов / В. Ю. Чудновский // Горные, строительные и дорожные машины. – 1978. – вып. 26. – С. 33–38.

10. **Смирнов, В. Н.** Особенности процесса разрушения грунтов при косом резании / В. Н. Смирнов // Горные, строительные и дорожные машины – 1978. – вып. 26.– С. 52–56.

11. **Винарский, М. С.**. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М. С. Винарский, М. В. Лурье. – Киев : Техника, 1975. – 168 с.

УДК 621.876.11/.337.5:001.891.573

М. Ю. Попов, канд. техн. наук, доц.; Р. В. Федяев
ГОУ ВПО «ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Томск, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕЙСТВИЯ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ ЛИФТОВЫХ ЛОВИТЕЛЕЙ ПЛАВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

В данной статье предложена методика моделирования тормозной силы лифтовых ловителей плавного торможения. Предложенная методика позволяет на стадии проектирования ловителей, исследовать и формировать их тормозное усилие, тем самым снижая динамические нагрузки, возникающие в процессе торможения кабины лифта или подъёмника.

Ловители лифтов должны останавливать и удерживать на направляющих движущуюся вниз кабину (противовес) при их включении от действия ограничителя скорости [1].

По принципу работы ловители представляют собой разновидность линейного колодочного тормоза, давление на колодку в котором создаётся эффектом самозаклинивания.

Ловители плавного торможения в своей конструкции имеют устройство, ограничивающее силу нормального давления на тормозные колодки с гладкой рабочей поверхностью. Тормозная сила таких ловителей на всем пути замедления сохраняет обычно постоянное значение, определяемое конструкцией или регулировкой [3].

Ограничение силы нормального давления до установленного уровня достигается применением предварительно сжатой пружины или упруго-деформируемого элемента конструкции.

Применяемые ловители плавного торможения имеют различные конструкции, однако, ни одна из них не является совершенной [2]. Ловители клещевого типа, вследствие конструктивных недостатков, не обеспечивают стабильных путей торможения кабины. При нескольких последовательных посадках на ловители, разброс по разнице путей торможения может достигать 1-2 м, что может приводить к перегрузкам. Также клещевые ловители неудовлетворительно реагируют на нестабильность толщины головки направляющей, ее волнистость, отклонение от плоскостности, погрешности монтажа.

Тормозное усилие ловителей плавного торможения всегда переменно по времени [2].

Современные методы расчёта лифтовых ловителей сводятся к получению значения необходимой тормозной силы при известных значениях

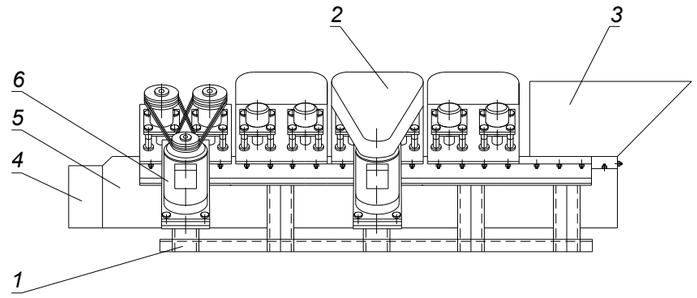


Рис. 1. Смеситель-активатор непрерывного действия: 1 – рама; 2 – блок вращения пружин; 3 – входной лоток; 4 – выходной лоток; 5 – дно; 6 – электродвигатель

Активатор ячеисто-бетонной смеси (рис. 2) предназначен для смешивания, диспергирования и домола компонентов, входящих в состав ячеисто-бетонной смеси, на микроуровне, что позволит получить ячеисто-бетонные изделия плотностью 450...600 кг/м^3 с коэффициентом конструктивного качества бетона на 30...40 % выше допустимых значений по ГОСТ. На рис. 3 показан сам пружинный активатор с нижней безопорной установкой.

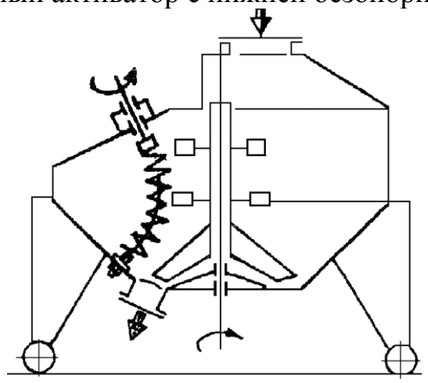


Рис. 2. Активатор ячеисто-бетонной смеси

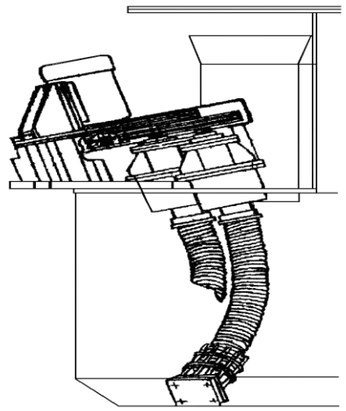


Рис. 3. Активатор

УДК 621.926

Л. А. Сиваченко, д-р техн. наук, проф.; А. Н. Хустенко; Н. В. Курочкин; Е. С. Медведев
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

АКТИВАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ СМЕСЕЙ

Изложены основные проблемы в организации процессов смесеобразования, показаны основные факторы, препятствующие использованию потенциальных возможностей, участвующих в композициях и конгломератах веществ. На основе положений физико-химической механики предложены кинетические варианты проведения процессов, а также описаны перспективные конструкции аппаратов адаптивного действия для механоактивации строительных смесей.

Уровень исследований в области смесеобразования, особенно после развала СССР, нельзя считать соответствующим той важности, которую эти процессы имеют в современном материаловедении вообще, а в строительном в частности. Смешивание, как важнейший технологический передел, уже не отвечает условиям создания высокоэффективных материалов и требует новых подходов. Одними из них является метод совмещения смешивания и механоактивации [1, 2].

С определением идеального смешивания, когда в результате процесса должна получиться такая смесь компонентов, что в любой ее точке (пробе) к каждой частице одного из компонентов примыкают частички другого компонента в заданном количественном соотношении [3], нельзя согласиться. Это необходимое, но недостаточное условие. Дальнейшим этапом интенсификации смесеобразования является комплекс воздействий на перерабатываемую среду путем увеличения поверхности взаимодействия компонентов, управления свойствами их поверхности, в том числе изменения дефектности, формы частиц, энергонасыщенности структуры и ряда других, в том числе ввода химических добавок (ПАВ) и управления внешними условиями – температурой, давлением и др. [1-3].

С учетом перечисленных факторов и условий авторами разработано технологическое оборудование для приготовления высококачественных строительных смесей [1, 4, 5]. Оно охватывает широкий спектр перерабатываемых материалов и производительностей для различных условий применения. Их объединяющим звеном является адаптивный механизм выполнения рабочего оборудования, основанный на использовании многошарнирных элементов (бил) и кинематически деформируемых рабочих органов (пружин).

Рассмотрим некоторые варианты выполнения таких аппаратов.

Смеситель-активатор непрерывного действия (рис. 1) предназначен для смешивания, диспергирования смесей по мокрому способу.

улавливаемой массы и скорости движения. Уравнение энергии движения кабины (противовеса) при посадке на ловители [3]

$$\frac{m_Л \cdot V_Н^2}{2} + m_Л \cdot g \cdot S_Т = K \cdot R \cdot S_Т, \qquad (1)$$

где $m_Л$ – улавливаемая масса кабины (противовеса), кг; $V_Н$ – начальная скорость включения ловителей, м/с; R – тормозная сила ловителей, Н; V – скорость движения кабины (противовеса), м/с; $S_Т$ – путь торможения кабины (противовеса), м; g – ускорение свободного падения, м/с^2; К – коэффициент учитывающий зависимость тормозной силы от пути торможения (К=0,5 – при линейном законе нарастания тормозной силы, К=1 – при постоянной величине тормозной силы).

Из уравнения энергии определяется формула расчета тормозной силы

$$R = \frac{m_Л}{K} \cdot \left(g + \frac{V_Н^2}{2 \cdot S_Т} \right),$$

и пути торможения кабины (противовеса)

$$S_Т = \frac{m_Л \cdot V_Н^2}{2(K \cdot R - m \cdot g)}. \qquad (2)$$

Ускорение замедления при этом будет определяться тормозной силой ловителей

$$a = \frac{R - m \cdot g}{m}. \qquad (3)$$

Однако процесс торможения занимает некоторое время. В течение этого времени тормозная сила изменяется от нуля до своего максимального значения.

Выкопировки из осциллограмм кинематических параметров торможения кабин пассажирских лифтов [2] показывают, что тренды ускорений при посадке на ловители плавного торможения не являются линейными. Это значит, что и силы тормозящие кабину также изменяются не линейно и не являются константой с какого-то момента после начала торможения и до его окончания. Существующие же методы расчёта дают только максимальное значение требуемой тормозной силы R и длины пути торможения кабины $S_Т$.

При сертификации лифтов необходимо проводить испытания устройств безопасности. При испытании ловителей среди прочей информации необходимо иметь график нагрузки на упругие элементы ловителей и формулы, или графики показывающие изменение усилия торможения, как функцию установленного параметра для ловителей плавного торможения, рассчитанных на улавливание различных масс [1, 4]. Усилие торможения, развиваемое ловителями при использовании направляющих одного типа, определяется как средняя величина средних усилий торможения, определённых в процессе проведения испытаний. Усилие торможения, развивае-

мое ловителями со ступенчатым или плавным регулированием, определяется соответственно для минимальной и максимальной улавливаемых масс [1]. То есть так же принимаются равными постоянной величине.

Современные высокоскоростные лифты движутся со скоростями 7–12 м/с. Масса улавливаемая ловителями, составляет 5000 – 10000 кг. Кинетическая энергия движущейся кабины должна быть погашена в течение 1–4 с. При этом тормозной путь кабины не должен превышать 15–20 м. При создании ловителей, которые удовлетворяли бы указанным условиям, изменение тормозной силы с момента начала торможения и до его окончания - должно учитываться.

Необходимо иметь функцию силы нормального давления ловителей R=f(t) на направляющую. Имея такую зависимость можно получить функции суммарной энергии движущейся кабины E=f(R), скорости V=f(E), ускорения A=f(V) и пути торможения кабины S=f(V,A).

Если существующую формулу (1) преобразовать к следующему виду

$$E_{i+1} = \left(\frac{m_Л \cdot V_i^2}{2} + m_Л \cdot g \cdot S_i \right) - V_i \cdot R_i \cdot \varphi \cdot dt,$$

где E_i – суммарная энергия движущейся кабины на i – временном интервале, Дж; V_i – скорость кабины на i – временном интервале, м/с; S_i – путь пройденный кабиной на i – временном интервале, м; R_i – сила нормального давления на тормозную колодку, Н; φ – коэффициент трения между колодкой и направляющей, то при достаточно малом значении dt и заданной функции R=f(t) можно получить зависимости E=f(t), V=f(t), A=f(t), S=f(t).

$$V_{i+1} = \sqrt{2 \cdot \frac{E_{i+1}}{m_Л}};$$

$$A_{i+1} = \frac{V_{i+1} - V_i}{dt};$$

$$S_{i+1} = S_i + \left(V_{i+1} \cdot dt + \frac{A_{i+1} \cdot dt^2}{2} \right).$$

Однако путь торможения S_i последовательно вычисляется из уравнения (3) и будет вычислен на первом шаге итерации. Поэтому приращение пути торможения S_i необходимо выразить через известные на нулевом шаге итерации E_i и V_i, тогда

$$S_i = \left(V_i \cdot dt + \frac{A_i \cdot dt}{2} \right);$$

$$S_i = \left(\sqrt{2 \cdot \frac{E_i}{m_Л}} \cdot dt + \frac{\left(\sqrt{2 \cdot \frac{E_i}{m_Л}} - \sqrt{2 \cdot \frac{E_{i-1}}{m_Л}} \right) \cdot dt^2}{2 \cdot dt} \right).$$

Окончательно уравнение энергии тормозящей кабины запишется как

Работа технологической линии осуществляется следующим образом. Из емкостей 1, 2, 3 соответствующие компоненты в заданном количестве поступают в пружинный смеситель-активатор 4, где происходит их смешивание и помол. Полученный таким образом цементный клей подается в рабочую зону, где с помощью устройства для нанесения в виде щетки ровным слоем наносится на листовую поверхность асбестоцементного листа 10.

Минеральную посыпку получают дроблением исходного крупнокускового материала в дробилке 6 ударного действия. Разделение измельченного продукта на нужные фракции происходит в пружинном грохоте 7, а нанесение крупки на покрытую цементным клеем поверхность листов шифера 11 с помощью пневматического устройства 9. Перемещение листов шифера в процессе производства производится транспортной системой 5 конвейерного типа.

Разработанная технологическая схема является основанием для создания промышленной линии по выполнению защитно-декоративного покрытия нового типа. Краткое описание аппаратов для получения минеральной посыпки и клеевого состава представлены ниже.

Дробилка ударного действия. Аппарат представляет собой ротор, установленный в цилиндрическом корпусе, с шарнирно смонтированными на нем ударными элементами – билами. Разрушение кусков материала происходит последовательными ударами бил, обрабатываемый материал просыпается вниз и разрушается до определенной крупности.

Грохот пружинный. Представляет собой вибропривод, установленный на упругих опорах и просеивающую поверхность в виде цилиндрической пружины, совершающей колебательные движения под действием вибратора. Исходный материал подается в полость пружины, витки которой имеют регулируемый зазор, определяющий границу разделения. Крупная фракция выходит через нижний торец, а нужный продукт проходит между витками пружины.

Пружинный смеситель – активатор. Смеситель – активатор предназначен для приготовления цементного клея путем смешивания и совместного домола кварцевого песка и портландцемента. Рабочее оборудование активатора представляет собой изогнутые пружинные рабочие органы, установленные в наклонном желобчатом корпусе эквидистантно друг другу, связанные с приводом вращения и опирающиеся свободными концами на днище корпуса. Витки рабочих органов осуществляют смешивание, домол и перемещение обрабатываемого материала через рабочую зону аппарата.

Основное технологическое оборудование, необходимое для создания промышленной линии, можно подобрать на основе уже выпускаемого или путем незначительной модернизации существующих агрегатов.

УДК 621.926

Л. А Сиваченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Бочков; Е. С. Медведев
ГУ ВПО ‹‹БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ››
ПРУП ‹‹КРИЧЕВЦЕМЕНТНОШИФЕР››
Могилев, Кричев, Беларусь

РАЗРАБОТКА СПЕЦИАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА НОВЫХ АСБЕСТОЦЕМЕНТНЫХ ИЗДЕЛИЙ С МИНЕРАЛЬНЫМ ЗАЩИТНО-ДЕКОРАТИВНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Разработан комплект оборудования для приготовления составов с целью производства шифера с защитно-декоративным покрытием в виде минеральной насыпки. Разработанные новые виды асбестоцементных изделий, в том числе теплоизоляционные пакеты и листовой шифер с защитно-декоративным покрытием, запланированы к внедрению на ПРУП “Кричевцементношифер”.

Производство теплоизоляционных пакетов разработки сложного специального оборудования не требует и осуществляется на простых раскройных столах с использованием напольного транспорта. Изготовление теплоизоляционных листов или панелей можно производить на вспенивающих агрегатах с последующей струнной разрезкой.

Особое внимание следует обратить на подготовку к выпуску АЦИ с защитно-декоративным покрытием в виде минеральной посыпки. Ввиду отсутствия производства этих изделий, оборудование для приготовления материалов для образования защитно-декоративного слоя необходимо разрабатывать и изготавливать самостоятельно. Для обоснования будущего контура производственной линии выполнения ЗДП в виде минеральной посыпки воспользуемся технологической схемой, которая приведена на рис. 1.

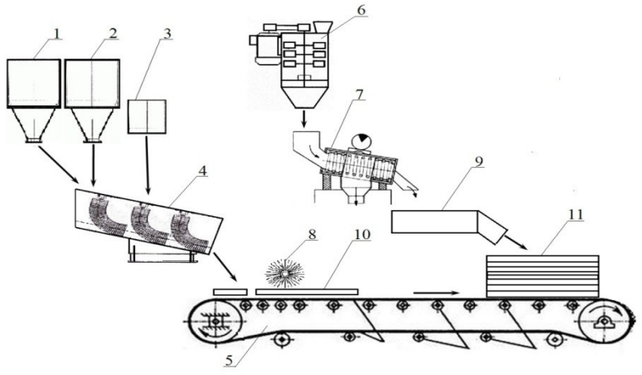


Рис. 1. Технологическая схема производства шифера с защитно-декоративным слоем

$$E_{i+1} = \left(\frac{m_Л \cdot V_i^2}{2} + m_Л \cdot g \cdot \left(\sqrt{2 \cdot \frac{E_i}{m_Л}} \cdot dt + \frac{\left(\sqrt{2 \cdot \frac{E_i}{m_Л}} - \sqrt{2 \cdot \frac{E_{i-1}}{m_Л}} \right) \cdot dt}{2} \right) \right) - n \cdot V_i \cdot R_i \cdot \varphi \cdot dt, \quad (4)$$

где n – количество трущихся поверхностей.

Процесс трения рабочих элементов ловителей по направляющей (металл по металлу) является нестабильным и зависит от множества факторов, главным из которых является температура в зоне контакта трущихся поверхностей. Так же значение коэффициента трения, принимаемого при расчёте тормозного усилия ловителей, определено приблизительно и переменно во время всего процесса. При моделировании процесса торможения кабины лифтовыми ловителями это явление также требует обязательного учёта.

Согласно исследованиям И.В. Крагельского при больших давлениях с увеличением скорости скольжения коэффициент трения падает. Нагревание поверхностных слоёв меняет свойства материалов: их жесткость уменьшается, а площадь касания увеличивается. Поэтому среднее значение фактического удельного давления уменьшается, коэффициент трения падает. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для различных нормальных давлений приведена на рисунке 1.

Рис. 1. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для различных нормальных давлений (для стали) [2]

Если представить полиномом зависимость коэффициента трения от скорости скольжения и силы нормального давления в виде φ=f(V,R), то уравнение (4) можно представить в виде

$$E_{i+1} = \left(\frac{m_Л \cdot V_i^2}{2} + m_Л \cdot g \cdot \left(\sqrt{2 \cdot \frac{E_i}{m_Л}} \cdot dt + \frac{\left(\sqrt{2 \cdot \frac{E_i}{m_Л}} - \sqrt{2 \cdot \frac{E_{i-1}}{m_Л}} \right) \cdot dt}{2} \right) \right) - n \cdot V_i \cdot R_i \cdot f(V,R) \cdot dt. \quad (5)$$

Представленные на рис. 2 графики ускорения замедления и пути торможения кабины в зависимости от времени, получены моделированием по формуле (5). Исходные данные: масса улавливаемого груза M=1000кг; сила нормального давления колодки на клин R=1200 кг, является постоянной со второго шага расчёта; скорость при которой сработали ловители V=2,5 м/с; количество трущихся поверхностей n=4. Расчёт коэффициента

трения принимался по зависимости на рисунке 1, для большого давления. Из графиков видно, что максимальное ускорение замедления A=9,1 м/с^2, а путь торможения кабины S=0,631 м.

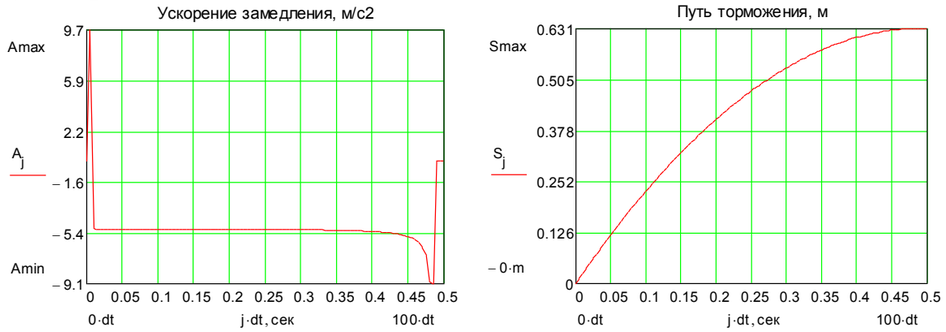


Рис. 2. Графики ускорения замедления и пути торможения кабины в зависимости от времени

При заданных условиях значение пути торможения полученное по формуле (2) составило S_T=0,638 м, а ускорение замедления a=4,9 м/с^2. Сравнивая эти результаты можно отметить, что они почти одинаковы по значению пути торможения. По значению ускорения они различны приблизительно в 1,8 раза. Из графика ускорения замедления на рисунке 2 видно, что среднее ускорение замедления A=5,1 м/с^2 действует на практически всём временном участке торможения, что близко результату полученному по формуле (3). Исключение составляет конечный участок торможения на котором наблюдается пик ускорения замедления. Временной интервал нарастания составил приблизительно 0,05 секунды.

Выводы

1. Существующие методы расчёта лифтовых ловителей сводятся к получению максимального и минимального значения тормозной силы, создаваемой ловителями, и исходя из этого минимального и максимального пути торможения кабины (противовеса) лифта.

2. Процесс торможения кабины (противовеса) лифта ловителями занимает некоторое время. В течение этого времени тормозная сила изменяется от нуля до своего максимального значения, что при высоких скоростях движения кабины (противовеса) влияет на ускорение замедления, длину тормозного пути.

3. При моделировании действия тормозной силы лифтовых ловителей необходимо учитывать изменение тормозной силы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов. ПБ 10-558-03 – с. 124.

2. **Иоффе, Е. Я**. Сертификация лифтов / Е. Я. Иоффе, В. Р. Глумов. – М. : Стройиздат, 1994.

3. Лифты: учеб. для вузов / Под общ. ред. Д.П.Волкова – М. : изд-во АСВ, 1999. – 480 с.: ил.

4. **ГОСТ Р 53781-2010**. Лифты. Правила и методы исследований (испытаний) и измерений при сертификации лифтов. Правила отбора образцов. – М. : Стандартинформ, 2010.

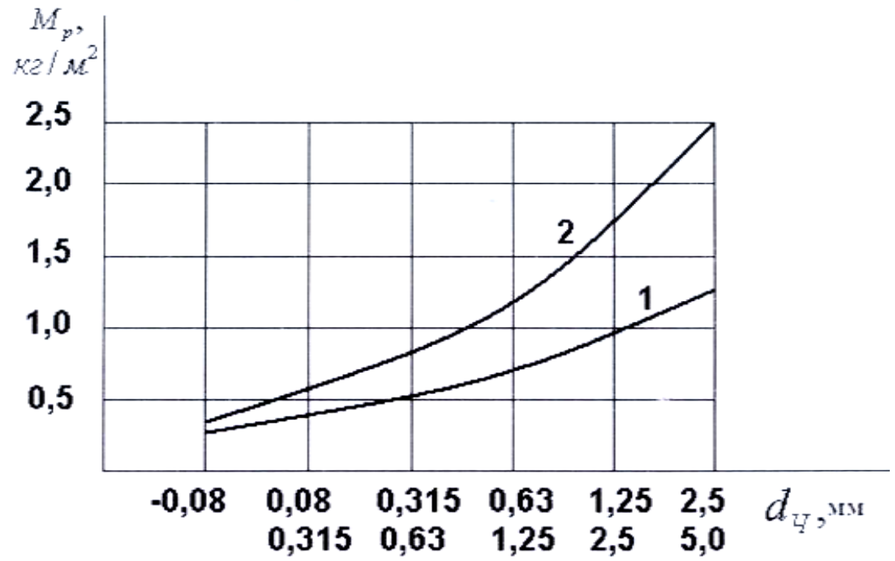


Рис. 5. Зависимость расхода материала M_p от крупности d_z частиц насыпки: 1 – расход цемента; 2 – расход насыпки

В дополнение к сказанному следует отметить, что при организации производства предлагаемых материалов в качестве базового агрегата для получения фракционной крупки можно использовать дробилку ударного действия с вертикальным ротором, вибрационный пружинный грохот, а для домола и активации цементного клея – пружинную мельницу.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. **Пат. №2376425 РФ.** Пакет теплоизоляционный / Л. А. Сиваченко, Н. Н. Дудыко, Г. В. Бочков; заявл. 08.02.2005; опубл. 21.12.2009, Бюл. №24.

2. Решение о выдачи патента на полезную модель РБ по заявке №20100878 от 24.02.2011 г. / Пакет теплоизоляционный / Н. Н. Дудыко, Г. В. Бочков, Л. А. Сиваченко.

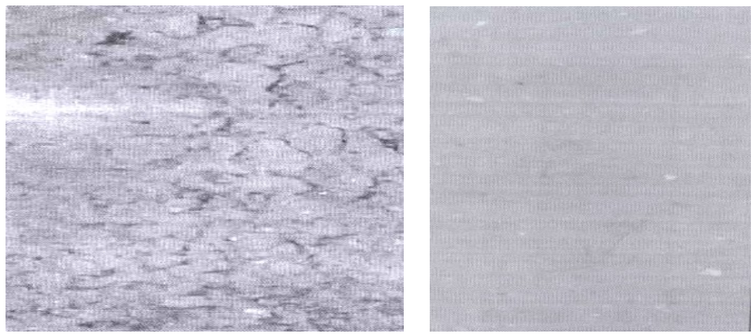
3. **Пат. №102026 РФ.** Асбестоцементное изделие / Н. Н. Дудыко, Г. В. Бочков, Л. А. Сиваченко ; заявл. 04.12.2009 ; опубл. 10.02.2011, Бюл. №4.

4 Решение о выдачи патента РБ на полезную модель по заявке №20100875 от 21.10.2010 / Асбестоцементные изделия / Н. Н. Дудыко, Г. В. Бочков, Л. А. Сиваченко.

Сказанное выше базируется на проведенных технологических экспериментах. Так, на рис. 3 представлены фрагменты покрытой боем кирпича поверхности плоского шифера – плиток размерами 30х30 см. Размеры частиц насыпки составляли соответственно 2,5 – 5,0 мм; 1,25 – 2,5 мм; 0,63 – 1,25 мм и 0,14 – 0,1 мм.

Полученное таким образом защитно-декоративное покрытие характеризуется хорошим цветом, высокой адгезионной способностью, низкой стоимостью и возможностью быстрого освоения производства.

На рис. 4 и 5 показаны зависимости толщины среднего слоя покрытия ε_{cp} и массового расхода материала M_p в зависимости от крупности частиц d_H насыпки соответственно. Предварительный анализ приведенных графических закономерностей позволяет прогнозировать расход исходных материалов, выбирать их крупность и ориентирует на нужный технологический режим работы.



d=2,5–1,35 мм d=1,25–0,63 мм

Рис. 3. Фрагменты покрытий шифера насыпкой боя кирпича различной крупности

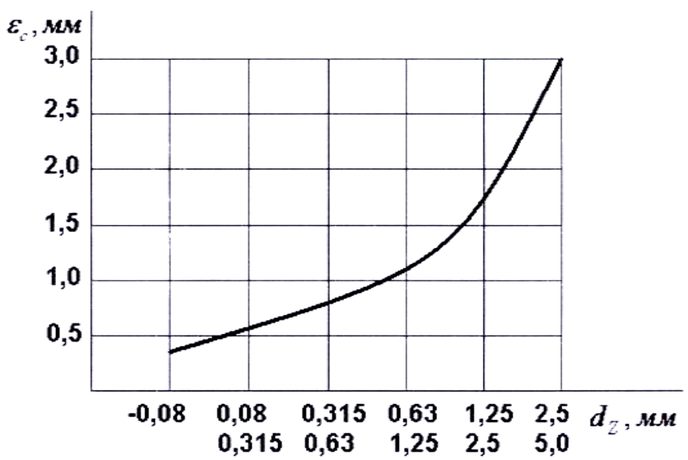


Рис. 4.Зависимость толщины ε_c покрытия от крупности d_z частиц насыпки

УДК 629

И. А. Пустовалов; А. В. Яркин
ГОУ ВПО «ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЕГАЗОВЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Тюмень, Россия

НАДЕЖНЫЙ ПУСК ДВИГАТЕЛЯ СТРОИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ЗИМОЙ

В статье представлено описание теплового аккумулятора на основе раствора ацетата натрия для поддержания температуры ДВС строительной машины в период межсменной стоянки зимой.

При анализе эксплуатации строительных и дорожных машин в условиях Крайнего севера и Сибири, можно сделать вывод, что их потенциал по безотказности, производительности и другим показателям реализуется не в полной мере. Это объясняется тем, что условия эксплуатации зимой в этих регионах отличаются от тех, на которые рассчитаны машины, причем в ряде случаев, значительно. Это низкие (до -40…50 ^{0}С) температуры окружающего воздуха в течение продолжительного времени в году, плохо развитая инфраструктура и, зачастую, удаленность строительных объектов (например, нефтегазовых месторождений) от населенных пунктов и баз механизации.

В таких условиях эксплуатируется большое количество строительной и дорожной техники. В северном исполнении выпускаются (до 5 %) от общего количества и эта техника в недостаточной степени комплектуется зимними сортами моторного масла, топлива (до 50 %), охлаждающей жидкостью в процессе эксплуатационного периода.

В период межсменной стоянки строительной машины зимой, низкая температура окружающего воздуха влечет за собой ряд отрицательных последствий – возрастает вязкость моторного масла и трансмиссионного масла, ухудшается смесеобразование в цилиндрах, увеличивается износ сопряженных деталей, пропадает эластичность резиновых уплотнений, снижается плотность аккумулятора и т.п.

Поэтому задача предпусковой тепловой подготовки ДВС и привода машины занимает особое место среди основных проблем эффективной эксплуатации строительных машин.

Сегодня существует большое количество способов подготовки строительной машины к работе: от практики работы ДВС в течение межсменной стоянки, до использования предпусковых обогревателей.

Однако все используемые способы требуют дополнительного расхода топлива, либо наличия стационарного источника энергии. С другой стороны известно, что при работе двигателя лишь часть тепла (25…35 %), образованного в результате сгорания топлива в цилиндрах, преобразуется в полезную работу. Остальная, большая его часть, бесполезно выбрасывается

вместе с выхлопными газами и относится системой охлаждения от нагретых частей двигателя.

Тепловой расчет и практика эксплуатации дизельного двигателя ЯМЗ–238 показывает, что через масляный поддон и стенки ДВС теряется до 30 % тепловой энергии, выделяемой ДВС в течение работы.

Поэтому целесообразно собирать теряемое тепло, накапливать, сохранять и использовать его для поддержания пусковой температуры двигателя в период межсменной стоянки зимой.

Для этих целей сегодня предлагаются различные конструкции систем предпусковой подготовки двигателя, включающее в себя тепловые аккумуляторы, способные собирать тепло, выделяемое двигателем при работе машины и сохранять его в период межсменной стоянки, а затем использовать для предпускового прогрева двигателя.

По виду тепловых аккумуляторов, эти конструкции можно разделить на две категории: на основе теплоаккумулятора теплоемкостного типа, где роль теплоносителя и теплоаккумулирующего вещества играет один и тот же компонент (например – антифриз), а также тепловые аккумуляторы на основе теплоаккумулирующих материалов с фазовым переходом для утилизации тепла, являются наиболее перспективным техническим решением.

Используемые в тепловых аккумуляторах теплоаккумулирующие материалы имеют преимущества, заключающиеся в высоком КПД, позволяющем хранить тепло ДВС достаточно долго и простоте зарядки теплового аккумулятора. Использование теплового аккумулятора позволяет увеличить надежность строительных машин за счет снижения износа ДВС машины, снизить затраты на предпусковую подготовку ДВС.

Исследуются и используются в различных отраслях такие теплоаккумулирующие материалы как: ацетат натрия, гидрат гидрооксида, гидрооксид натрия, барий, парафины, полиэтилен и т.д.

Сделанный анализ теплоаккумулирующих материалов позволяет сделать вывод, что наиболее подходящим условиям эксплуатации является ацетат натрия.

Свойство ацетата натрия, на основании которого строится предлагаемый метод, является реакция выделения тепловой энергии в процессе изменения агрегатного состояния, т.е. при переходе из жидкого состояния в твердое выделяется количество теплоты, которое можно использовать для поддержания температуры ДВС.

В результате теоретических, и в дальнейшем, экспериментальных исследований удалось подобрать новый химический состав, который полностью соответствовал требованиям теплоаккумулирующего материала для использования в тепловом аккумуляторе.

Используемый теплоаккумулирующей материал способен выделять тепловую энергию по достижению температуры -5 °С. Благодаря выделенной тепловой энергии температуры моторного масла в ДВС поддерживается в пределах -10 °С в течение 8 часовой стоянки машины при температуре окружающего воздуха -35 °С.

Рабочий процесс теплового аккумулятора делится на два этапа.

Первый состоит в зарядке теплового аккумулятора от тепла, которое выделяется в окружающею среду в процессе работы ДВС машины. В ре-

сыпка крупки. В качестве подложки (матрицы) могут служить асбестоцементные листы, плиты гипсокартона, кирпичные и бетонные стены и другие элементы конструкций. Клеевым составом – клей на основе цемента, наносимого тонким слоем на укрываемую поверхность. Для декоративной насыпки хорошо подходят различные окрашенные минералы искусственного или природного происхождения, например, бой кирпича или продукты отходов различных переделов керамических производств, мраморная плитка и другие.

Толщина слоя наносимого клеевого состава должна быть соизмерима с толщиной слоя (максимальных частиц) декоративной насыпки. Покрытие клеем внешней поверхности частиц насыпки недопустимо, так как это приведет к нарушению цветового восприятия изделия – оно будет замазано.

Нанесение клеевого состава можно производить кистевым способом, окунанием, обливом или распылением. В зависимости от типа производства может быть использован любой из них, но самым простым является нанесение с помощью кистей или валиков. К особенностям клеевого состава на основе цемента следует отнести необходимость выдерживания определенной вязкости (подвижности) этого состава. Важно, чтобы нанесенный состав не стекал с поверхности изделия, находящегося в вертикальном состоянии.

Декоративную насыпку следует наносить на клеевой состав методом вдавливания или напыления путем центробежного разгона или потоком воздуха. Желательно это производить при нахождении изделия в вертикальном положении, что позволит лишней насыпке ссыпаться с поверхности. После сбора этот материал может использоваться повторно.

Выбор размеров частиц декоративной насыпки обусловлен цветовым восприятием изделий, расходом насыпки и ее стоимостью, а также эксплуатационными характеристиками изделий. При этом возможно выполнение многоцветных панно.

Диапазон размеров частиц насыпки, определенный предварительно, составляет 0,05–7,0 мм и обусловлен характером контактных взаимодействий в зоне “клей – насыпка”. Дальнейшее увеличение размеров частиц насыпки нецелесообразно по технологическим, экономическим и эксплуатационным соображениям. Очень мелкие частицы не позволяют получить нужную толщину сцементированной насыпки. Форма частиц насыпки должна быть оскольчатой, но с минимальным количеством лещадных зёрен.

Особо следует сказать о цементном клее. От его качества и активности (сроков схватывания, кинетики набора и конечной прочности) в конечном итоге зависит и эффективность покрытия в целом. Целесообразно домалывать (активировать) клей, а при массовом производстве приготавливать коллоидно–цементный клей с добавлением тонкомолотого кремнезема.

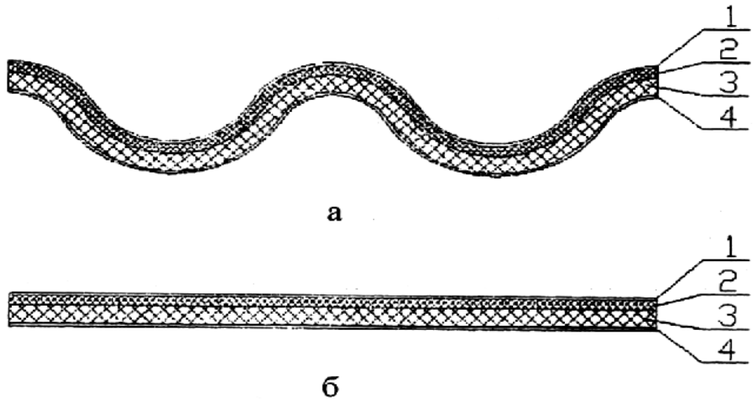


Рис. 1. Конструкция теплоизоляционных пакетов: а) волнистый пакет; б) пористый пакет

Для реальных условий эксплуатации можно рекомендовать толщину теплоизоляционного слоя 50 – 60 мм и толщину алюминиевого листа 0,05 – 0,15 мм. Соединять между собой все элементы конструкции можно либо посредством клеевого состава, либо механическим способом.

Примеры выполнения теплоизоляционного пакета представлены на рисунке 2. Созданный конструктивный материал позволяет по своим теплоизоляционным характеристикам заменить кирпичную стену толщиной 50–60 см. Это перспективный конструкционный материал для возведения кровли и стен животноводческих комплексов, тепловой санации жилых и производственных зданий, дачного строительства, устройства мансард, временных помещений, гаражей и др. строительных объектов.

Рис. 2. Варианты выполнения теплоизоляционных пакетов

Новым изделием для строительства может быть листовой строительный декоративно-отделочный материал многоцелевого назначения. Его суть заключается в том, что на основную подложку, являющуюся несущей матрицей, на тонкий слой клеевого состава наносится декоративная на-

зультате поглощения тепла от ДВС тепловым аккумулятором происходит изменение агрегатного состояния теплоаккумулирующего материала – переход из твердого агрегатного состояния в жидкое. Перевод теплоаккумулирующего материала в жидкое состояние осуществляется при постоянном воздействии температуры 85 °С в течение 4 часов.

Второй – представляет собой поддержание температуры моторного масла ДВС в течение межсменной стоянки. По достижению температуры минус 5 °С теплоаккумулирующим материалом происходит реакция самокристаллизации с последующим выделением тепла. Температура теплоаккумулирующего материала в результате этой реакции достигает 50 °С, что позволяет поддержать температуру моторного масла в пределах минус 10°С в течение межсменной стоянки машины (8 часов).

Классическая теория теплопередачи являлась основой теоретического обоснования предлагаемого метода поддержания пусковой температуры ДВС в межсменный период [2].

Подтверждение выдвинутой гипотезы производилось с помощью предварительного эксперимент в лабораторных условиях с использованием камеры холода, а затем и натурного эксперимента с установкой секционного теплоаккумулятора на двигателе ЯМЗ-238 строительной машины – экскаватора ЭО-4121.

Анализ полученных результатов проведенных экспериментов позволил сделать вывод об эффективности предлагаемого способа поддержания пусковой температуры ДВС строительной машины с целью повышения надежности строительной машины.

В результате анализа существующих конструкций тепловых аккумуляторов, учитывая условия эксплуатации, предложена конструкция теплового аккумулятора в виде отдельных блок-секций, закрепляемых на поверхности блока цилиндров и поддоне двигателя строительной машины, с целью утилизации тепловой энергии, выделяемой ДВС в процессе работы, для последующего поддержания необходимой пусковой температуры двигателя (не ниже -10 ^{0}С. Секции заполнены теплоаккумулирующим материалом и покрыты снаружи теплоизоляционным и защитным чехлом.

Такой тепловой аккумулятор имеет ряд преимуществ:

– отсутствие дополнительных источников энергии для функционирования теплового аккумулятора;

– универсальность теплового аккумулятора, возможность установки, как на автомобильный транспорт, так и на двигатели строительных машин;

– простота установки теплового аккумулятора на машину;

– не требует внедрения в конструкцию машины;

– соответствие срока использования теплового аккумулятора сроку эксплуатации самой машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карнаухов, Н. Н.** Эксплуатация машин в строительстве: учеб. пособие / Н. Н. Карнаухов [и др.]. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2006. – 440 с.

2. **Вашуркин, И. О.** Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой [Текст] / И. О. Вашуркин. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001. – 145 с.

УДК 621.867

Е. В. Рачков, канд. техн. наук, доц.
ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
Москва, Россия

МИНИМИЗАЦИЯ УДЕЛЬНЫХ ЭНЕРГОЗАТРАТ ВИНТОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Рассмотрен вопрос снижения удельных энергозатрат на транспортирование насыпных грузов тихоходными винтовыми конвейерами. Получено уравнение для определения оптимального отношения шага винта к его диаметру.

Винтовые конвейеры общего назначения предназначены для транспортирования по горизонтальным и пологонаклонным трассам насыпных грузов без их вращения относительно оси вала конвейера. Для этих машин применяют также термин "тихоходные винтовые конвейеры" (ТВК). Процесс перемещения груза ТВК сопряжен с высокими удельными затратами мощности, что предопределяет актуальность проработки вопроса минимизации этих затрат на транспортирование.

В целях установления влияния параметров груза и ТВК на удельные затраты мощности **u** на транспортирование, используя информацию [1, 2], получим

$$u = \frac{N}{QL} = \frac{k_1(\mu\cos\beta+\sin\beta)\,\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)}{367\,\mathrm{tg}\,\alpha}, \qquad (1)$$

где N – мощность на валу ТВК, [1]; Q – производительность ТВК; L – длина транспортирования ТВК; $\boldsymbol{k_1}$ – коэффициент сопротивления от дробления и перемешивания транспортируемого груза [2]; μ – коэффициент трения груза о внутреннюю поверхность кожуха ТВК; $\boldsymbol{\beta}$ – угол наклона ТВК к горизонту; $\boldsymbol{\varphi}$ – угол трения груза о рабочую поверхность транспортирующего винта ТВК; $\boldsymbol{\alpha}$ – угол подъема винтовой линии винта на радиусе $\boldsymbol{r}$, где находится центр тяжести поперечного сечения транспортируемого потока груза.

Известно, что

$$\alpha = \mathrm{arctg}\frac{l_в}{2\pi r}, \qquad (2)$$

где $\boldsymbol{l_в}$ – шаг транспортирующего винта ТВК.

УДК 691

Л. А. Сиваченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Бочков; Е. С. Медведев
ГУ ВПО ‹‹БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ››
ПРУП ‹‹КРИЧЕВЦЕМЕНТНОШИФЕР››
Могилев, Кричев, Беларусь

РАСШИРЕНИЕ АССОРТИМЕНТА АСБЕСТОЦЕМЕНТНОЙ ПРОДУКЦИИ

Для расширения ассортимента выпускаемой продукции разработаны новые виды изделий – пакеты теплоизоляционные и листовой шифер с защитно-декоративным покрытием в виде минеральной посыпки. Представлены варианты технологии их изготовления и даны рекомендации по практическому использованию.

Исходя из реальной коньюктуры на рынке листовых строительных материалов, учитывается, что стоимость, например, шифера с полимерным покрытием в целом достаточно высокая, возникает необходимость освоения новой продукции на основе использования как новых видов изделий, так и расширения ассортимента уже освоенных ранее.

В качестве конкретных примеров предлагаем следующие варианты новых изделий, которые могут найти широкое применение: асбестоцементные изделия с минеральным защитно-декоративным покрытием, пакеты теплоизоляционные, плитка облицовочная, ограждающие конструкции, фасадные конструкции, водоотливные системы, элементы декора для внутреннего и наружного применения, коньковые элементы и ряд других.

Более подробно остановимся на асбестоцементных изделиях защитно-декоративным покрытием в виде минеральной посыпки и теплоизоляционных пакетов. Эти изделия для отрасли производства асбестоцементных материалов являются не только новыми, но и перспективными.

Представляет особый практический интерес создание на базе плоского или волнистого шифера теплоизоляционных многослойных пакетов. В этом случае решаются две основные проблемы. Во-первых, создается высококачественный теплоизоляционный материал, во-вторых, реализуются условия повышения изгибной жесткости этих изделий, что повышает их эксплуатационную надежность и строительную приемлемость.

Теплоизоляционный пакет, например, в виде волнистой или плоской конструкции см. рис. 1, состоит из несущего каркаса, наружной и внутренней (тыльной) облицовок и теплоизоляционного слоя. В самом общем виде такой пакет состоит из защитно-декоративного полимерного покрытия 1, асбестоцементного каркаса 2, теплоизоляционного слоя 3, из вспененного пенополистирола или пенополиуритана и пароизоляции – листа алюминия 4 [1, 2].

дителя и физико-механических свойств асфальтобетонной смеси:

$$h_0 = H \cdot \frac{(Q + m_Д r_Д \cdot \omega \cdot \sin \omega t)(2 - e^{-\frac{\tau}{\tau_o}})\eta + E_Д}{E_Д \eta B \sqrt{D h_0 - h_0^2}} + H \cdot \frac{\sigma_T}{E_Д}(1 - e^{-\frac{\tau}{\tau_o}}) \quad . \qquad (6)$$

Необходимую продолжительность уплотнения можно определить исходя из зависимости:

$$t = c/\mathrm{n}\,, \qquad (7)$$

где c – необходимое число приложений нагрузки для достижения деформации соответствующей необходимой плотности смеси; n – частота колебаний вибратора в единицу времени.

Необходимое число приложений вибрационной нагрузки за один проход по длине горизонтальной проекции дуги контакта вальца с материалом катка определим по формуле

$$\mathrm{c} = \mathrm{h}_0/\mathrm{A}\,, \qquad (8)$$

где h – осадка материала под вальцом равная абсолютной остаточной деформации ε; А – амплитуда колебаний вальца катка.

Определим амплитуду колебаний рабочего органа исходя из условия равенства инерционной силы колебаний дебаланса и вальца катка:

$$\mathrm{m}_Д \mathrm{r}_Д \omega^2 = m_B \mathrm{A} \omega^2\,;$$

$$\mathrm{A} = \mathrm{m}_Д \mathrm{r}_Д / \mathrm{m}_В\,, \qquad (9)$$

где $m_В$ – масса вальца катка и приходящейся на него части рамы; ω – частота колебаний вибратора.

Подставим выражения (8 и 9) в выражение (7) и получим:

$$t = \frac{h \cdot m_B \cdot \omega}{\pi \cdot m_Д \cdot r_Д} \quad . \qquad (10)$$

Рациональная скорость катка будет определяться зависимостью

$$V_K = L/t \quad . \qquad (11)$$

С учетом выражений (6) и (10) формула (11) запишется в виде:

$$V_K = \frac{\sqrt{D h_0 - h_0^2} \cdot \omega \cdot m_Д \cdot r_Д}{\pi \cdot m_B \left(H \cdot \frac{(Q + m_Д r_Д \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t)(2\eta + Et - e^{-\frac{t}{\tau_o}})\eta + E}{E\ \eta B \sqrt{D h_0 - h_0^2}} + H \cdot \frac{2\sigma_T}{E}(1 - e^{-\frac{t}{\tau_o}})\right)} \qquad (12)$$

Полученное выражение (12) представляет собой взаимосвязь скорости движения катка от установленных параметров вибровозбудителя и физико-механических свойств уплотняемого материала.

Варьируя различные параметры машины с помощью представленных зависимостей, можно выбрать необходимую для достижения заданной плотности оптимальную скорость движения катка на всех этапах уплотнения, либо, решая обратную задачу, выбрать оптимальные параметры вибровозбудителя для заданной скорости движения катка, при этом в обоих случаях, согласно полученным выражениям, учитывается и изменение в процессе уплотнения физико-механических свойств асфальтобетонной смеси.

Приняв, что поперечное сечение потока груза в ТВК имеет форму кругового сегмента (рис.1), найдем радиус $\boldsymbol{r}$, на котором расположен центр тяжести площади этого сечения

$$\mathrm{r} = 0{,}5\mathrm{D}_1 - 0{,}6\mathrm{AB};$$

$$\mathrm{AB} = 0{,}5\mathrm{CEtg}\left(\frac{\delta}{4}\right);$$

$$\mathrm{CE} = \mathrm{D}_1 \sin\left(\frac{\delta}{2}\right);$$

$$\mathrm{D}_1 = \mathrm{k}_2 \mathrm{D}_2,$$

где $\boldsymbol{D_1}$ – внутренний диаметр кожуха ТВК; δ – центральный угол сегмента, зависящий от коэффициента заполнения ψ грузом поперечного сечения ТВК; $\boldsymbol{k_2}$ – коэффициент пропорциональности, определяющий величину радиального зазора между винтом и кожухом; $\boldsymbol{D_2}$ – внешний диаметр транспортирующего винта.

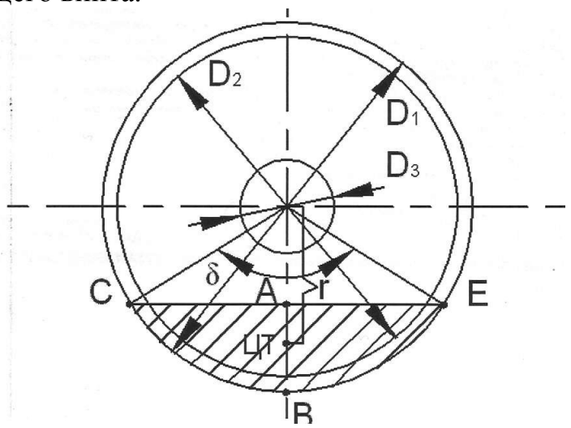


Рис. 1. Поперечное сечение конвейера и груза

Тогда с учетом выражения (3), формула (2) для определения угла подъема винтовой линии примет вид

$$\alpha = arctg \frac{k}{\pi k_2 (1 - 0{,}6 \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) tg\left(\frac{\delta}{4}\right)}\,;$$

$$k = \frac{l_В}{D_2}\,,$$

где $\boldsymbol{k}$ – коэффициент геометрических параметров транспортирующего винта.

Исходя из равенства площадей поперечного сечения потока груза

$$A_Г = k_4\psi\frac{\pi(D_1^2-D_3^2)}{4} = 0{,}785k_4\psi(1-k_3^2)D_1^2;$$

$$D_3 = k_3D_1,$$

и, соответствующего ему, кругового сегмента

$$A_C = \frac{D_1^2}{8}\left(\frac{\pi\delta}{180} - sin\delta\right),$$

где $\boldsymbol{k_4}$ – поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза с ростом угла наклона $\boldsymbol{\beta}$, принимаем [1] равным $\boldsymbol{k_4}$ = 1-0,02β; D_3 – диаметр вала транспортирующего винта; $\boldsymbol{k_3}$ – коэффициент пропорциональности.

Центральный угол сегмента δ можно найти из уравнения

$$A_Г - A_c = 0,$$

или

$$0{,}0174\delta - sin\delta - 6{,}28\psi(1-k_3^2)(1-0{,}02\beta) = 0. \quad (3)$$

Решив уравнение (5) относительно угла δ, из уравнения (1) с учетом формул (2, 3, 4) найдем удельные затраты мощности на транспортирование ТВК как функцию

$$u = f(k, k_1, k_2, k_3, \psi, \mu, \varphi, \beta). \quad (4)$$

В рассматриваемых конкретных условиях транспортирования груза, принимая во внимание, что материал кожуха и транспортирующего винта ТВК – сталь, практическим инструментом минимизации функции $\boldsymbol{u}$ можно рассматривать только аргумент $\boldsymbol{k}$, поэтому его выбор требует особого внимания. Вместе с тем, по известным рекомендациям [3, 4] коэффициент $\boldsymbol{k}$ принимают либо "равным $\boldsymbol{k = 1}$ для горизонтальных и $\boldsymbol{k = 0,8}$ для наклонных винтовых конвейеров", либо "$\boldsymbol{k = 1}$ для легкоперемещаемых и $\boldsymbol{k = 0,8}$ для труднoперемещаемых грузов". Такой, принятый при проектировании ТВК, нечеткий и приближенный подход к выбору коэффициента $\boldsymbol{k}$, не учитывающий также влияние других переменных $\boldsymbol{k_1, k_2, k_3, \psi, \mu, \varphi, \beta}$, исключает возможность получить геометрические параметры винта ТВК, соответствующие минимальным удельным затратам мощности на транспортирование.

Задачу минимизации удельных затрат мощности на транспортирование ТВК предлагается решать с помощью разработанной компьютерной программы, позволяющей по уравнению (4) получить в графической форме функцию $\boldsymbol{u = f(k)}$ (рис. 2), по которой принимается коэффициент $\boldsymbol{k}$, обеспечивающий минимальные удельные затраты мощности на транспортирование ТВК в заданных условиях.

Рассмотрим схему взаимодействия жесткого вальца катка с уплотняемой средой, представленной на рис. 2.

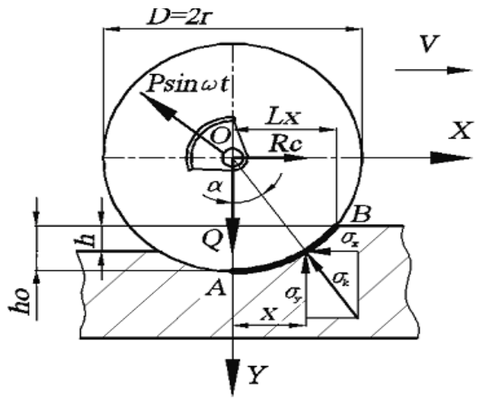


Рис. 2. Схема определения давлений под вальцом катка

Под действием вертикальной нагрузки Q и вертикальной составляющей вынуждающей силы вибратора валец деформирует уплотняемый материал и, передвигаясь со скоростью V, образует колею глубиной h_0. По дуге контакта L возникает реактивное давление распределенное по площади контакта вальца с уплотняемым слоем асфальтобетонной смеси. Реакция уплотняемого материала является радиальным напряжением $\sigma_к$ которое раскладывается на вертикальную σ_B и горизонтальную $\sigma_Г$ составляющие.

Как видно из схемы (рис. 2) нормальную составляющую контактного напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_к = \frac{Q + P\sin\omega t}{B\sqrt{Dh_0 - h_0^2}}, \quad (4)$$

где Q – вес приходящийся на валец; $Psin\omega t$ –вертикальная составляющая инерционной сила вибратора; B – ширина пятна контакта равная ширине вальца; $\sqrt{Dh_0 - h_0^2}$ – горизонтальная проекция линии контакта.

С учетом того, что инерционная сила вибратора связана с параметрами вибровозбудителя зависимостью $P=m_Д r_Д \omega^2$, выражение (4) запишется в виде:

$$\sigma_к = \frac{Q + (m_Д r_Д \cdot \omega^2)\sin\omega t}{B\sqrt{Dh_0 - h_0^2}}, \quad (5)$$

где $m_Д$ – неуравновешенная масса дебаланса; $r_Д$ – расстояние от оси вращения до центра тяжести дебаланса; ω – частота вращения дебаланса.

Полученная зависимость выражает связь между контактными давлениями $\sigma_к$ под вальцом катка и его основными параметрами.

Подставив выражение (5) в реологическое уравнение (4), и умножив его на толщину слоя асфальтобетонной смеси до прохода катка, получим выражение для определения осадки под вальцом катка за один проход в зависимости от геометрических размеров вальца, параметров вибровозбу-

Блок «А», предлагаемой реологической модели, представляет собой тело Максвелла, состоящее из последовательно соединенных элементов Гука, характеризуемого модулем упругости E_1 и элемента Ньютона, характеризуемого коэффициентом динамической вязкости η_1. Этот блок описывает с качественной стороны важное свойство асфальтобетонной смеси, заключающееся в ослаблении со временем напряженного состояния слоя при неизменной деформации.

Последовательно с блоком «А» включен блок «Б». Блок «Б» представляет собой модель упруго-вязкого тела Кельвина (среду Фойгта), состоящего из жесткой пружины E_2 и вязкого сопротивления η_2, соединенных параллельно. Новым в рассматриваемом блоке «Б» является то, что он дополнен жестко-пластическим телом Сен–Венана, характеризуемым пределом текучести σ_T. Данный элемент учитывает необратимые пластические деформации асфальтобетонной смеси и изображается в виде площадки сухого трения. При напряжениях ниже предела текучести блок работает как вязко-упругий элемент, а пластические деформации по данной модели развиваются при напряжениях удовлетворяющих условию текучести $\sigma_K \geq \sigma_T$. Таким образом при нагружении слоя асфальтобетонной смеси, блок «Б» ведет себя как простой амортизатор, но при разгрузке, достигнутая пластическая деформация фиксируется и остается постоянной.

Вследствие малой толщины уплотняемого слоя асфальтобетонной смеси можно считать, что физико-механические свойства уплотняемого материала неизменны по толщине слоя, тогда $E_1 = E_2 = E$ *и* $\eta_1 = \eta_2 = \eta$..

Так как общая деформация при последовательном соединении элементов реологической модели будет равна сумме деформаций во всех элементах, то реологическое уравнение, описывающее напряженное состояние слоя асфальтобетонной смеси по представленной выше модели, запишется в виде:

$$\varepsilon_{\Pi} = \frac{\sigma_K}{E} + \frac{\sigma_K}{\eta} \cdot t + \frac{(\sigma_K - \sigma_T)}{E}(1 - e^{-\frac{t_1}{\tau_o}}), \qquad (1)$$

где ε_{Π} – полная относительная деформация слоя; E – модуль упругой деформации; η – коэффициент динамической вязкости; t_1 – период времени с момента приложения нагрузки; τ_0 – период запаздывания упругой деформации

После снятия нагрузки при $\sigma_K = 0$ упругая часть деформации будет восстанавливается согласно уравнению:

$$\varepsilon_Y = \frac{-\sigma_T}{E}(1 - e^{-\frac{t_2}{\tau_o}}) \quad , \qquad (2)$$

где ε_Y – полная относительная деформация слоя; t_2 – период времени с момента снятия нагрузки.

С учетом восстановления обратимой деформации формула (1) для определения остаточной деформации запишется в виде:

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_K}{E} + \frac{\sigma_K}{\eta} \cdot t + \frac{(\sigma_K - \sigma_T)}{E}(1 - e^{-\frac{t_1}{\tau_o}}) - \frac{\sigma_T}{E}(1 - e^{-\frac{t_2}{\tau_o}}) \qquad (3)$$

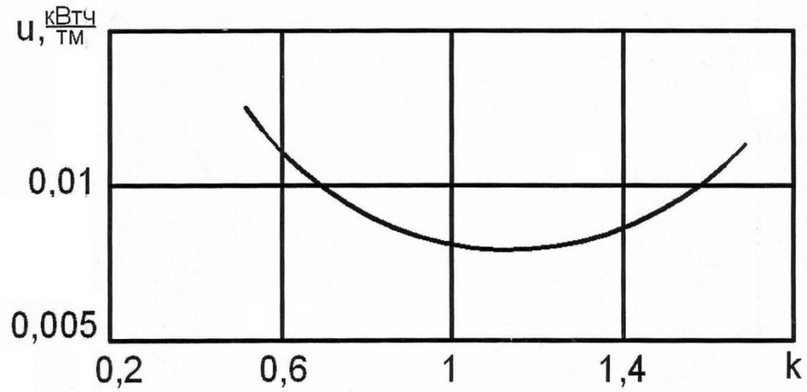


Рис. 2. График функции $\boldsymbol{u = f(k)}$

На рис.2 приведен пример результатов расчета по методике автора для ТВК, транспортирующего под углом β = 15° к горизонту груз–соль с коэффициентом трения по стали μ =0,6 и коэффициентом заполнения ψ = 0,2. Из графика следует, что минимальный удельный расход мощности u в рассматриваемых условиях будет иметь место при коэффициенте $\boldsymbol{k}$ = 1,12, т.е. шаг винта должен быть равен $\boldsymbol{l_B}$=l,12D_2, при этом внешний диаметр транспортирующего винта D_2 определяют по известным зависимостям [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Долгоненко, А. А.** Машины непрерывного транспорта / А. А. Долгоненко. – Л. : Речной транспорт, 1959. – 402 с.

2. **Козьмин, П. С.** Портовые и судовые машины непрерывного транспорта / П. С. Козьмин. – М. : Морской транспорт, 1947. – 390 с.

3. Конвейеры : справ. / Под ред. Ю.А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.

4. **Спиваковский, А. О.** Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дъячков. – М. : Машиностроение, 1983. – 467 с.

УДК.666.9.022.3

А. А. Романович, канд. техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. В. Г. Шухова»
Белгород, Россия

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ В РАБОТЕ ПРЕСС-ВАЛКОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В статье представлена конструкция и методика расчета прессвалкового измельчителя с валками конического профиля.

В различных областях промышленности (цементной, горнорудной, керамической, лакокрасочной и др.) ежедневно подвергается измельчению около 10–15 млн тонн материалов. Известно, что тонкое измельчение материалов, осуществляемое главным образом в шаровых мельницах, является весьма энергоемким процессом. Так, например, в среднем на помол одной тонны цемента реализуемого в шаровых мельницах расходуется около 40 кВт/ч электроэнергии. Металлоемкость этих помольных агрегатов достигает 5-10 кг/кг с. Коэффициент полезного действия агрегата не превышает 5-10 % [1].

Предпринятые в последние годы попытки уйти от шаровых мельниц, путем создания высокоэффективных помольных агрегатов (дезинтеграторные, струйные и др.) в виду своих специфических недостатков не получили широкого распространения.

По-прежнему, благодаря своей высокой единичной мощности и надежности в работе, барабанная мельница остается основным помольным агрегатом. В стране только на цементных заводах эксплуатируется около 500 сырьевых и цементных мельниц большой единичной мощности.

Повышение эффективности работы этих агрегатов в последние полвека, шло в основном, двумя путями:

1) увеличение единичной мощности агрегата за счет увеличения его типоразмера;

2) интенсификация процесса измельчения в самой машине за счет использования:

– физико-химических способов интенсификации процесса помола;

– оптимальной величины параметров шароматериальной загрузки и аспирации;

– рациональной схемы установки внутримельничных устройств;

– импульсной технологии питания помольного агрегата измельчаемой шихтой и др.

УДК 626.08.89

В. И. Сёмчен; С. Б. Партнов, канд. техн. наук, доц.
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО УПЛОТНЕНИЯ НА ОСНОВАНИИ РЕОЛОГИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

В статье рассмотрены вопросы использования реологического моделирования физических сред для установления связи между параметрами вибрационных катков и физико-механическими свойствами материалов в процессе уплотнения.

Известно, что наибольшее влияние на характеристики рабочего оборудования дорожно-строительных машин к которым относят и вибрационные катки оказывает среда с которой взаимодействует рабочий орган.

Рассмотрим как происходит уплотнение асфальтобетонной смеси. Нагружение уплотняемого материала вызывает два вида деформаций – упругую и остаточную. Первоначально остаточная деформация является преобладающей, но по мере увеличения силовых воздействий, остаточная деформация уменьшается и приближается к 0, а упругая к максимуму. На этом этапе целесообразно изменить величину силовой нагрузки в сторону увеличения, что снова приведет к остаточным деформациям. Это правило, по возможности, должно выдерживаться в течение всего процесса уплотнения. Трудность его соблюдения состоит в том, что предел прочности и другие свойства материала в процессе уплотнения непрерывно изменяются под воздействием факторов окружающей среды и рабочего органа вибрационного катка и, следовательно, требуется соответствующее повышение действующей нагрузки.

Для установления связи между характеристиками вибрационного катка, напряжениями и деформациями в асфальтовом покрытии была составлена следующая реологическая модель (рисунок 1) описывающая процессы, протекающие при уплотнении асфальтобетонной смеси.

В принятой реологической модели можно выделить два блока, которые характеризуют комплекс свойств асфальтобетонного слоя.

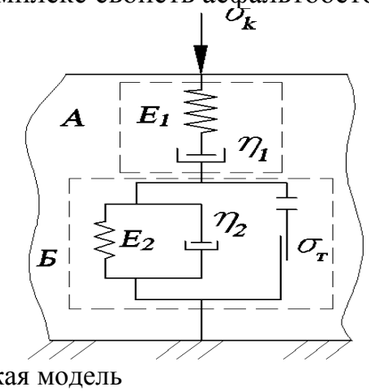


Рис. 1. Реологическая модель

Создается математическая модель продолжительности цикла работы БРА.

Рабочий цикл бульдозера (рыхлителя) состоит из следующих рабочих операций: опускания рабочего оборудования, формирования призмы волочения (внедрения зубьев в грунт), перемещения (рыхления) грунта, подъема рабочего оборудования, позиционирования машины, холостого хода бульдозера.

Время каждой операции выражается через технико-эксплуатационные параметры бульдозера - масса машины m, мощность двигателя N, вместимость отвала q, прочностные характеристики материала, дальность рабочих и холостых перемещений машины.

$$t_ц = f(m, N, q, K_{уд}, l_{xx}, l_i, V_i, другие...)$$

Дифференцируя показатель времени цикла по массе и обобщенный удельный показатель энергоемкости и материалоемкости по энергонасыщености, соответственно, определяются оптимальные параметры массы и мощности, при которых показатель времени цикла агрегата принимает минимальное значение.

По расчетным значениям массы и мощности выбирают машину с величинами m и N/m, ближайшими к расчетным. При выборе машины из нескольких–с параметрами, ближайшими к оптимальным, предпочтение следует отдать фирме, которая обеспечивает качественное сервисное сопровождение и поставку запчастей на весь период эксплуатации.

Технико-экономическая эффективность работы машин в заданных условиях требует отдельного рассмотрения.

Разработанная методика выбора БРА с оптимальными для заданных условий эксплуатации параметрами определяет оптимальные значения массы, энергонасыщенности, мощности и других. Машина с оптимальными параметрами дает возможность выполнения работ с минимальными показателями по материалоемкости, энергоемкости и эксплуатационными затратами по себестоимости машиночаса и единицы продукции. На основании полученных параметров мощности можно определить необходимое количество топлива и экологический ущерб от выбросов вредных веществ при работе.

Все это позволило, в некоторой степени, снизить энергозатраты и повысить КПД агрегата. Однако, не меняя физику самого процесса измельчения, вряд ли следует ожидать координального улучшения технико-экономических показателей процесса измельчения. В этой связи весьма перспективным является реализация секционированного измельчения шихт с вынесением стадии грубого помола за пределы мельницы в специальный помольный агрегат, обеспечивающий рациональный, более эффективный режим разрушения материалов по сравнению с создаваемым шарами.

Известно, что использование пресс-валковых измельчителей (ПВИ) в качестве предизмельчителя обеспечивает снижение удельного расхода электроэнергии помольных агрегатов на 25–35 % и повышение производительности на 15–40 % [2]. Это достигается за счет меньших затрат энергии, расходуемой на предварительное измельчение клинкера в ПВИ равной 3…5 кВт ч/т, чем в шаровой мельнице д=7…10 кВт ч/т при аналогичной тонкости помола. Реализуемый в ПВИ принцип измельчения заключается в очень высокой степени сжатия слоя материала между валками, что приводит к его разрушению. Использование ПВИ в качестве предизмельчителя широко используется за рубежом [3].

У нас в стране, из-за отсутствия теоретического обоснования процесса, в значительной мере тормозится создание и внедрение в производство энергосберегающих помольных комплексов с использованием пресс-валковых измельчителей.

При разрушении хрупких тел, независимо от их морфологии и прочностных характеристик, они претерпевают упругую, хрупкую и пластическую деформации. Рассмотрим условия разрушения материалов между валками ПВИ, имеющих различный профиль. Самым простым случаем деформирования анизотропных тел в ПВИ является случай силового воздействия между двумя цилиндрическими валками (рис.1а)

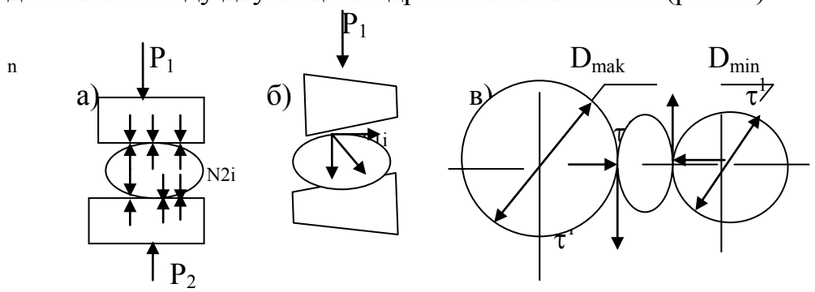


Рис. 1. Схема деформирования материала

В точках контакта рабочих поверхностей с материалом возникают раздавливающие усилия со стороны первого и второго валков

$$P_1\Sigma = \sum_{i=1}^{n} P_1 i \;\; ; \; P_{\Sigma_2} = \sum_{i=1}^{n} P_2 i \;,$$

которые до его разрушения уравновешены реакциями

$$N_1\Sigma = \sum_{i=1}^{n} N_1 i \;\; ; \; N_2\Sigma = \sum_{i=1}^{n} N_2 i \;.$$

При равновесном состоянии деформируемого тела получим

$$\begin{cases} P_1 = \sum_{i=1}^{n} P_{1i} = \sum_{i=1}^{n} N_{1i} \\ P_2 = \sum_{i=1}^{n} P_{2i} = \sum_{i=1}^{n} N_{2i} \end{cases} .$$

При приложении разрушающего усилия под углом α , за счет применения конической формы валков (рис.1 б), деформируемое тело подвергается раздавливающее-сдвиговому деформированию со стороны валков, которое равно

$$P_{1\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} P_{1i} \;\; ; \tau_{№\Sigma} = \sum_{i=1}^{m} \tau_1 i \;\; ; P_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} P_2 i \;\; ; \; \tau_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \tau_{2i} \;\; ;$$

причем $\tau_{i\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \tau_{1i} = \sum_{i=1}^{n} P_{1i} \cdot \cos\alpha \;\; ; \; \tau_{2\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \tau_2 i = \sum_{i=1}^{n} P_{2i} \cdot \cos\alpha$.

Как видно из полученных уравнений, увеличение угла наклона рабочей поверхности приводит к возрастанию сдвиговых деформаций. С учетом ограниченного перемещения тела создаются наиболее благоприятные условия для разрушения куска материала вдоль плоскости слоистости, имеющей наименьший предел прочности.

Учитывая, что конические валки имеют также и различные окружные скорости движения их поверхностей в противоположных точках по ширине валков V = π D n, что создает дополнительное сдвиговое воздействие в вертикальной плоскости в каждой плоскости сечения валков (рис.1 в). Это позволяет подвергать измельчаемый анизотропный кусок материала объемно-сдвиговому деформированию, и тем самым, разрушать анизотропное тело при меньших усилиях измельчения. Рассматривая условия равновесия деформируемого тела в осях x, y, z , получим уравнения описывающие величины реакций со стороны валков

$$\begin{cases} N_1 = P_{\Sigma_1} \cdot \cos\alpha + \tau_{\Sigma_1} \sin\alpha + \tau' \cdot \cos\dfrac{R_{\min}}{R_{\max}} \\ N_2 = P_{\Sigma_2} \cos\alpha \cdot \tau_{\Sigma_2} \sin\alpha + \tau' \cos\dfrac{R_{\min}}{R_{\max}} \end{cases} .$$

До использования программы необходимо установить основное назначение - в каких условиях и для каких целей агрегат будет использоваться в течение периода его эксплуатации. Это необходимо для выбора рабочего оборудования, бульдозерного и рыхлительного, которое отличается для строительных, горнопромышленных и других работ.

Затем определяются необходимые для данных условий работы оптимальные параметры агрегата.

Определение параметров машины и их выбор в зависимости от условий работы требует наличия системы показателей, обеспечивающих объективную оценку техники, характеризующих степень технической эффективности машины в соответствующих условиях эксплуатации с учетом цели, поставленной перед производителями работ.

Производительность $П = \dfrac{q \cdot k_1}{t_ц}$.

Удельная энергоемкость $N_{уд} = \dfrac{N \cdot t_ц}{q \cdot k_1}$.

Удельная материалоемкость $m_{уд} = \dfrac{m \cdot t_ц}{q \cdot k_1}$.

Обобщенный удельный показатель энергоемкости и материалоемкости

$$П_{Nm} = \frac{N \cdot m \cdot t_ц^2}{q^2 \cdot k_1^2} .$$

Эксплуатационные затраты по величине себестоимости машиночаса

$$C_э = C_{мч} \cdot t_ц .$$

Повышение производительности бульдозера-рыхлителя, снижение эксплуатационных затрат, а так же снижение удельных материалоемкости и энергоемкости зависят от рационального использования времени.

Продолжительность времени цикла $t_ц$ является объективным показателем, определяющим, в ряде случаев, эффективность использования машины. Определив параметры агрегата, при которых время его цикла будет наименьшим, можно выбрать наиболее эффективную машину с максимальной производительностью и минимальными затратами для заданных условий эксплуатации.

Рабочий цикл БРА состоит из двух циклов: времени рабочего цикла рыхлителя и времени цикла бульдозера.

Машина является цикличной. Работа БРА характеризуется последовательным выполнением технологических операций. Операции могут выполняться в любой последовательности, которая требуется технологией строительства.

Важно, что для получения конечного продукта операции должны быть выполнены в полном объеме как рыхлительным, так и бульдозерным оборудованием.

где C_1 – затраты на покупку и содержание машины; C_2 – затраты на плановое ТО и ремонт машины; C_3 – заработная плата оператора; П – табличное значение максимальной производительности агрегата; $К_1 \ldots К_n$ – коэффициенты, корректирующие производительность.

Максимальная производительность агрегатов $П_{мах}$ корректируется рядом коэффициентов, характеризующих условия эксплуатации. Коэффициенты, уменьшающие и увеличивающие табличную производительность, учитывают следующие факторы:

– уровень подготовки оператора;
– уклон местности;
– тип рабочего материала;
– эффективность работы (количество минут работы в часе);
– видимость рабочей зоны (ночь, дождь, снег, туман);
– траншейное копание;
– работа двух агрегатов бок о бок.

Также учитывается влияние высоты над уровнем моря на мощность и тяговое усилие БРА.

Дополнительно предлагаются способы определения реальной производительности экспериментальным путем. Замеряется время цикла, объем или вес грунта призмы волочению.

Для заданных условий эксплуатации подбирается агрегат с наименьшим показателем себестоимости единицы продукции.

Таким образом, происходит оптимизация бульдозерно-рыхлительного агрегата (БРА) по себестоимости единицы продукции. С ростом массы и мощности агрегата увеличиваются как производительность, так и затраты.

Выбор техники для определенных условий эксплуатации по представленной методике производится каждым производителем в пределах каталога своего продукта.

Максимальная табличная производительность определена экспериментальным путем для условий, которые не оговариваются в методике.

Не предусматривается определение производительности в зависимости от технических параметров машины m, N, q, V, и др. и условий эксплуатации на этапе планирования работ. Производительность агрегата с наименьшим показателем себестоимости единицы продукции не обязательно будет максимальной в заданных условиях эксплуатации.

Методика определения оптимальных технических параметров в зависимости от условий эксплуатации позволяет выявить агрегат, обеспечивающий минимальные сроки выполнения и максимальную производительность работ.

Для оптимизации выбора БРА создается компьютерная программа. Входные данные программы – объем работ, карта местности и грунтовые условия. Программа определяет агрегат с параметрами массы и мощности оптимальными для заданных условий эксплуатации.

Однако в реальных условиях измельчения слоя материала, процесс деформирования анизотропного твердого тела происходит значительно сложнее, так как разрушение осуществляется не только под воздействием сил направленных в вышеуказанных направлениях, но и под воздействием от соприкосновения друг с другом кусков материала, имеющих более сложную поверхность и во многих случаях различную прочность.

Проведенные аналитические и многочисленные экспериментальные исследования легли в основу создания конструкции пресс-валкового измельчителя (рис. 2), внедрение которого в настоящее время осуществляется на ООО «Стройматериалы».

Рис. 2. Пресс-валковый измельчитель с коническими валками

Пресс-валковый измельчитель представляет собой два валка диаметром $Д_{ср}$ =0,7 м, имеющие конический профиль, позволяющий создавать объемно-сдвиговое деформирование на измельчающий материал. Валки приводятся в движение от индивидуального привода, получающего вращение от электродвигателей мощность15 кВт каждый. В конструкции агрегата для защиты от поломки при попадании недробимых материалов предусмотрено демпферное устройство. Производительность ПВИ в зависимости от измельчаемых материалов варьируется в пределах 5-10 т/ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Севостьянов, В. С.** Совершенствование помольных агрегатов и использование предизмельчителя / В. С. Севостьянов [и др.]. // Цемент. – 1990. – № 2. – С. 9–12.

2. **Романович, А. А.** Некоторые вопросы измельчения материалов в пресс-валковом измельчителе // Современные проблемы строительного машиностроения: материалы седьмых академ. чтений РААСН. – Белгород : БГТАСМ, 2001. – Ч. 2. – С. 260–262.

3. **Sevostianow, W.** Energiesparende Mahlaggregate mit niedriegen zerklenerungkleen. / W. Sevostianow, W. Bogdanow W. // XI Internationale Baustaffund Sibi Rattagynd. Ibausil. Weimai, 1991.

УДК 621.926

В. С. Севостьянов, д-р техн. наук, проф.; Т. А.Сиваченко; Л. А. Сиваченко, д-р техн. наук, проф.
ГОУ ВПО «БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. В. Г. Шухова»
ГУ ВПО «БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Белгород, Россия; Могилев, Беларусь

ШТИФТОВЫЙ СПОСОБ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ И ЕГО РАЗВИТИЕ

Описывается способ измельчения материала с помощью стержней у которых рабочей поверхностью является один из торцев. Приведены базовые схемы нового оборудования и дано обоснование их практического применения. Изложены задачи, которые необходимо решить при проектировании штифтовых мельниц.

Методология создания штифтовых мельниц в своей основе является чрезвычайно простой и основана на общеизвестных положениях [1–4]:

– максимальном увеличении числа единичных актов воздействия на обрабатываемый материал;

– оптимальном соответствии размеров мелющих тел и измельчаемого материала, т.е. в минимизации размеров мелющих элементов, особенно на стадии тонкого помола;

– вариативном сочетании различных механизмов разрушения;

– своевременном выводе из аппарата измельченного продукта;

– организации работы оборудования с минимальными диссипативными потерями, т.е. организация измельчения по методу индивидуального зерна;

– обеспечении необходимой надежности и минимального износа элементов рабочего оборудования.

Принцип действия штифтовой мельницы заключается в создании механизма разрушения частиц материала между торцем стержня (штифта) и твердым основанием. В реальных исполнениях это может быть выполнение рабочего оборудования в виде набора стержней (щеток), которые производят нормальное относительно опорной поверхности ударно-вибрационное или обкатывающее воздействие, см. рис. 1.

а) б)

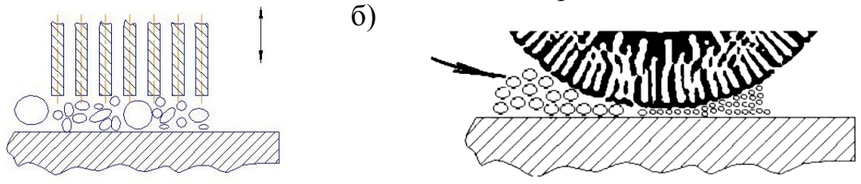


Рис. 1. Механизмы разрушения в штифтовых мельницах: а) разрушение ударно-вибрационным действием; б) разрушение обкатывающим действием

УДК 121.878.23

Н. Д. Селиверстов
ГОУ ВПО «МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» (МАДИ)
Москва, Россия

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ БУЛЬДОЗЕРНО-РЫХЛИТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В статье представлен анализ существующих методов и рекомендаций выбора бульдозерно-рыхлительного агрегата в зависимости от условий эксплуатации. Рассмотрено определение основных показателей технической эффективности бульдозера, влияние времени цикла на основные показатели. Представлена методика определения оптимальных параметров машин в зависимости от условий эксплуатации.

Различные по назначению бульдозеры-рыхлители применяются для строительных работ, объемных земляных работ в карьерах или разравнивания поверхности на небольших площадках, для работ в угольной и горной промышленности, а так же по захоронению промышленных отходов. Каждым крупным производителем предложены машины различной массы и мощности, а также множество рабочего оборудования, которое можно на эти машины установить.

Управление процессом работы бульдозера-рыхлителя осуществляется с помощью передовых компьютерных и навигационных систем, устанавливаемых как в компьютере диспетчерского центра производителя работ, в сервисном центре обслуживания, так и в бортовом компьютере машины.

Эффективность машин в конкретных условиях эксплуатации оценивается по комплексному показателю себестоимости единицы продукции – Сеп.

Рекомендации расчета показателя представлены в издании Caterpillar Performance Handbook, Illinois, USA, Feb 2007. Идентичные рекомендации представлены в каталогах таких компаний как: Komatsu, Volvo Construction Equipment, Dressta и других.

Себестоимость единицы продукции увеличивается при росте удельных затрат на содержание и обслуживание машины и уменьшается с ростом производительности агрегата.

$$C_{еп} = \frac{C}{П} = \frac{C_1 + C_2 + C_3}{П_{мах} \cdot \prod_1^n K_1 \ldots K_n},$$

Измельчение в барабанной мельнице производится стержнями валков 7, 8, которые прижимаются к внутренней поверхности барабана 2, вращающегося со сверхкритической скоростью. Осевое движение материала обеспечивают неподвижные скребки, установленные внутри барабана.

Подобные конструкции, в сравнении с западными образцами барабанных мельниц с гладкими валками имеют в 3–4 раза меньшую потребляемую мощность, что объясняется меньшей степенью нагружения попадающего под валки материала и большей концентрацией усилий в локальных зонах, т.е. на торцовых поверхностях стержней.

Практическим применением разработанной конструкции уже сейчас может быть производство силикатного кирпича, где данный агрегат можно использовать для помола сырьевой массы путем совместной обработки всего количества исходных материалов и получения смеси с требуемым гранулометрическим составом.

Применение штифтовой мельницы на подобном технологическом переделе обеспечивает снижение энергоемкости смесеприготовления включая помол, более чем в 2 раза. Функции основного смесителя при этом выполняет высокоскоростной агрегат с вертикальным ротором, а помола – барабанная штифтовая мельница.

Анализ патентной и научно-технической информации показывает, что в мировой практике стержневые (штифтовые) способы измельчения ранее не применялись. Учитывая, что заложенный в них механизм разрушения материалов обладает новыми эффектами, способными кардинально повлиять на улучшение эффективности и качества переработки, можно считать это направление перспективным в области комплексной переработки минерального сырья.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Севостьянов, В. С.** Энергосберегающие помольные агрегаты / В. С. Севостьянов. – Белгород, изд-во БГТУ, 2006. – 451с.
2. **Сиваченко, Л. А.** Технологические аппараты адаптивного действия /Л. А. Сиваченко [и др.]. – Минск, изд. центр БГУ, 2008. – 375с.
3. **Сиваченко, Л. А.** /Виброударные штифтовые мельницы / Л. А. Сиваченко, В. С. Севостьянов, Т. Л. Сиваченко // Управляемые вибрационные технологии и машины : матер. междунар. науч.-техн. конф. – Курск, 2010. – Ч. 2. – С. 52–56.
4. **Сиваченко, Т. Л.** Создание волоконно-стержневых аппаратов для получения наноразмерных композиций /Т. Л. Сиваченко // Научные исследования, наносистемы и ресурсосберегающие технологии в промышленности строительных материалов : матер. междунар. науч.-практ. конф. – Белгород, 2010.– Ч.3. – С. 220–228.
5. **Качанов, Л. М.** Основы теории пластичности /Л. М. Качанов. – М. : Наука, 1969. – 420 с.

В качестве рабочих элементов для штифтовых мельниц можно использовать куски нарубленной проволоки, элементы канатов, отдельные скрутки, игольчатые тела и т.д. Во многих случаях следует применить тонкие пластинки или ленты. Варианты рабочих элементов штифтовых мельниц приведены на рис. 2.

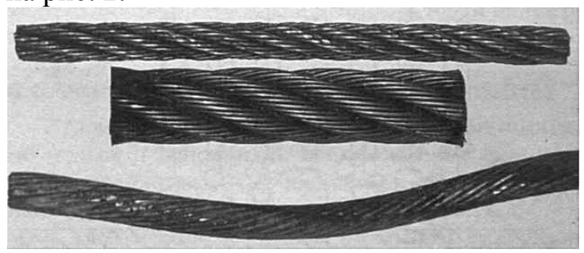


Рис. 2. Варианты рабочих элементов штифтовых мельниц

От правильного выбора рабочих органов будет зависеть эффективность создаваемых аппаратов. Основная проблема при этом состоит в обеспечении качественного крепления стержней на держателе и создания привода, обеспечивающего нужный кинематический и силовой режим работы. Некоторые варианты конструкций штифтовых мельниц представлены в табл. 1.

Схемы 1 – 3 основаны на механизмах ударно-вибрационного действия и позволяют создавать аппараты с минимальным количеством передаточных звеньев привода, но с ярко выраженным динамическим характером работы. Их изготовление особых затруднений не вызывает, но требует правильного выбора параметров и режимов работы.

Схемы 4 – 6 позволяют реализовывать обкатывающий механизм воздействия и пригодны для аппаратов с меньшей энергонапряженностью, более высокой производительностью и незначительной динамикой процесса. Аппарат по схеме 6 сочетает в себе функции ударно-вибрационного и обкатывающего механизмов воздействия на измельчаемый материал.

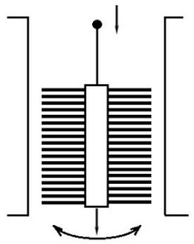
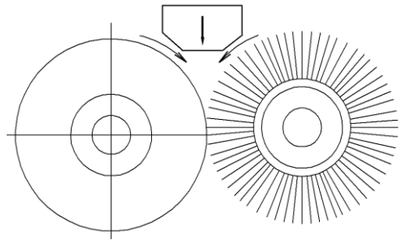
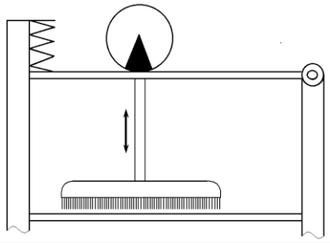
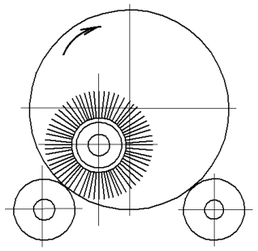
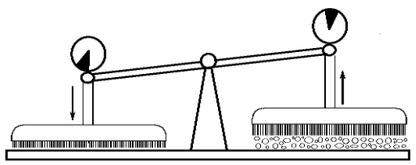
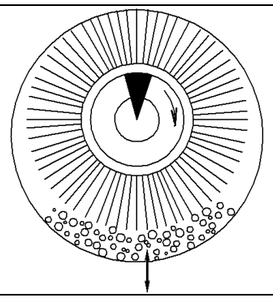
В настоящее время авторами проводится комплекс исследований по выявлению закономерностей единичных актов разрушения частиц материала стержневыми элементами. Это позволит проектировать технологические аппараты с заданными параметрами.

Заслуживает внимания поведение стержня при его продольном ударе о неподвижную преграду [5]. Такой удар, а это безусловный прототип исследуемых нами объектов, характеризуется скачкообразным изменением деформации при переходе напряжения в сечении стержня в зону предела текучести, сто выражается в образовании деформированной пяты, и показано на рис. 3, 4.

Сейчас остается открытым вопрос о выборе диаметра и длины стержневых элементов. Сложность при этом заключается в особых услови-

ях работы стержней, которые изготовляются из высокопрочных пружинных сталей и работают в режиме упругих колебаний и внецентренного приложения нагрузок и может приводить к потере устойчивости.

Табл. 1.Варианты базовых конструкций штифтовых мельниц

Ударно-вибрационного действия	**Обкатывающего действия**
1 	4 
2 	5 
3 	6 

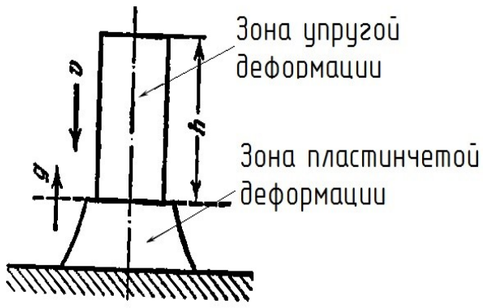


Рис. 3. Схема удара стержня о неподвижную преграду

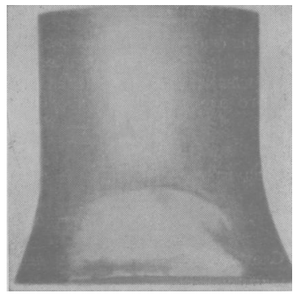


Рис. 4. Характер деформации стержня

В качестве примера поисковой работы по созданию промышленной мельницы приведем конструкцию валково-барабанной мельницы с цилиндрическими щеточными рабочими органами (см. рис. 5).

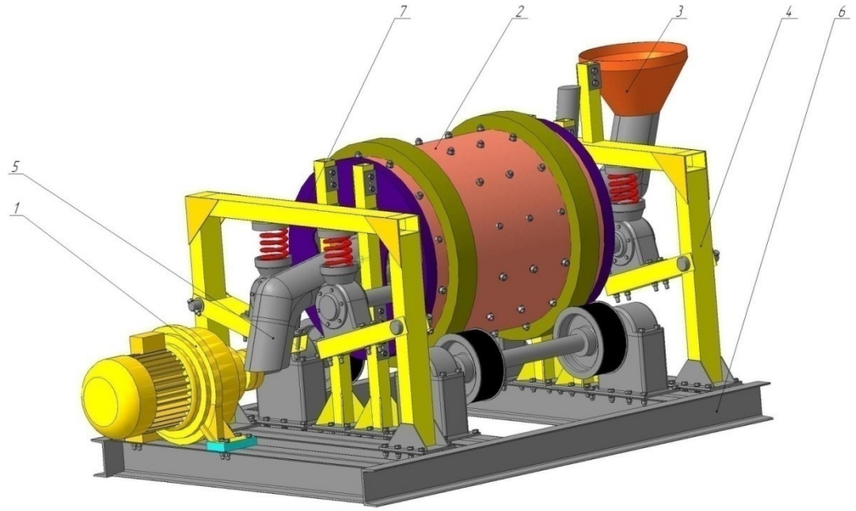


Рис. 5. Валково-барабанная мельница: 1 – привод; 2 – обичайка; 3 – приемный бункер; 4 – механизм прижима(предохранительный механизм); 5 – выгрузочная труба; 6 – рама

Мельница включает в себя мотор-редуктор 1, цилиндрический барабан 2, загрузочное устройство 3, несущую стойку 4, выгрузочное устройство 5 и раму 6, имеет цилиндрические валки 7, 8, установленные на опорных роликах, часть из которых являются приводными.

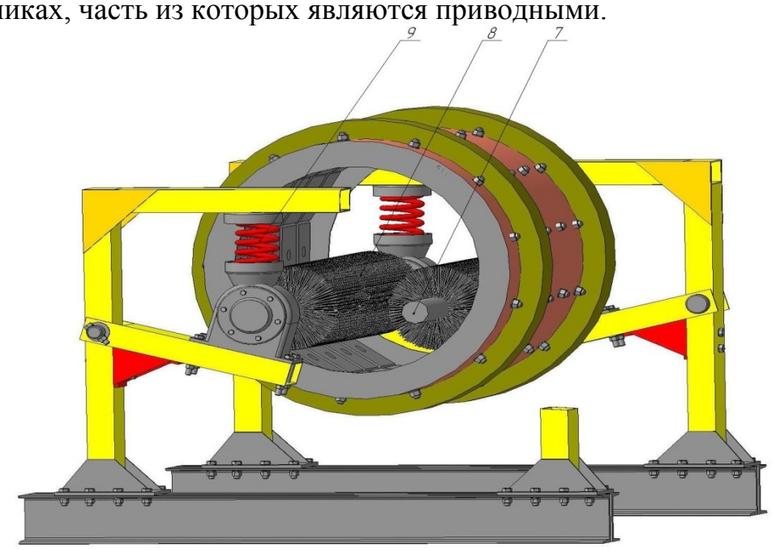


Рис. 6. Рабочее оборудование валково-барабанной мельницы