

Учредитель: Издательство "НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"

Главный редактор
КАНТОВИЧ Л.И.

Зам. гл. редактора
ИВАНОВ С.Л.
ЛАГУНОВА Ю.А.

Редакционный совет:

КОЗОВОЙ Г.И.
(сопредседатель)
ТРУБЕЦКОЙ К.Н.
(сопредседатель)
АНТОНОВ Б.И.
ГАЛКИН В.А.
КОЗЯРУК А.Е.
КОСАРЕВ Н.П.
МЕРЗЛЯКОВ В.Г.
НЕСТЕРОВ В.И.
ЧЕРВЯКОВ С.А.

Редакционная коллегия:

АНДРЕЕВА Л.И.
ГАЛКИН В.И.
ГЛЕБОВ А.В.
ЕГОРОВ А.Н.
ЕДЫГЕНОВ Е.К.
ЖАБИН А.Б.
ЗЫРЯНОВ И.В.
КАРТАВЫЙ Н.Г.
КУЛАГИН В.П.
МЫШЛЯЕВ Б.К.
ПЕВЗNER Л.Д.
ПЛЮТОВ Ю.А.
ПОДЭРНИ Р.Ю.
САВЧЕНКО А.Я.
САМОЛАЗОВ А.В.
СЕМЕНОВ В.В.
СТАДНИК Н.И.
СТРАБЫКИН Н.Н.
ТРИФАНОВ Г.Д.
ХАЗАНОВИЧ Г.Ш.
ХОРЕШОК А.А.
ЮНГМЕЙСТЕР Д.А.

Редакция:

БЕЛЯНКИНА О.В.
ДАНИЛИНА И.С.

Телефоны редакции:

(499) 269-53-97, 269-55-10

Факс (499) 269-55-10

E-mail: gma@novtex.ru
<http://novtex.ru/gormash>

СОДЕРЖАНИЕ

ГОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Плютов Ю. А., Тетерин К. А. Оценка эффективности эксплуатации погрузочно-транспортных комплексов на угольных разрезах Красноярского края 2

Галкин В. И., Сазанкова Е. С. Влияние параметров пространственной трассы ленточного конвейера на устойчивость движения ленты 6

Пелевин Л. Е., Абрашкевич Ю. Д., Балака М. Н., Аржаев Г. А. Моделирование процесса взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью 10

СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Петров Н. Н., Панова Н. В. Анализ влияния конструктивных элементов корпуса рабочего колеса на прочность высоконагруженных вентиляторов серии ВО 17

ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА. АВТОМАТИЗАЦИЯ

Вагин В. С. Гидромеханическая следящая система управления безредукторного гидропривода проходческого подъема 21

ОБОГАЩЕНИЕ

Петухов А. Н., Плешкунова Н. В. Трехпродуктовый тяжелосредный сепаратор 27

НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Степанов А. Г. Теоретические основы динамики шахтного подъема 31

Шемякин С. А., Иванченко С. Н., Чебан А. Ю., Белов В. Е. Аналитическое обоснование влияния угла резания и соотношения между толщиной и шириной стружки на сопротивление резанию талых пород 41

Александров В. И., Горелкин И. М. Гидравлический расчет трубопровода системы шахтного водоотлива с учетом потерь напора на транспортирование твердых частиц 44

Журнал включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук, и входит в систему Российского индекса научного цитирования.

УДК 622.6

Ю. А. Плютов, канд. техн. наук, доц., СФУ,

К. А. Тетерин, горн. инж., гл. спец., ЦТД ОАО "СУЭК — Красноярск", г. Красноярск

E-mail: plu_2002@mail.ru, TeterinKA@suek.ru

Оценка эффективности эксплуатации погрузочно-транспортных комплексов на угольных разрезах Красноярского края

Приведены результаты компьютерного моделирования работы погрузочно-транспортных комплексов Бородинского, Назаровского и Березовского угольных разрезов. Даны рекомендации по их дальнейшей эксплуатации с учетом соответствующих критериев эффективности.

Ключевые слова: погрузочно-транспортный комплекс, оптимальный, рациональный, критерий эффективности.

Yu. A. Plyutov, K. A. Teterin

The Estimate of Loading-Transport Complexes Operating Efficacy at Krasnoyarsk Region Coal Strip Mines

There are results of computer simulation of loading-transport complexes operation at Borodinsky, Nazarovsky and Berezovsky coal strip mines. The article presents recommendations of further operation of this complexes by criterions of efficacy.

Keywords: loading-transport complex, optimal, rational, criterion of efficacy.

В настоящее время на угольных разрезах Красноярского края эксплуатируется мощное, дорогостоящее погрузочное и транспортное оборудование. Срок службы погрузочно-транспортного комплекса (ПТК) составляет ориентировочно 8—12 лет, после чего необходимо выбрать новое оборудование, которое должно быть как производительным, так и экономически эффективно. Эта задача может быть решена с помощью разработанной методики, основанной на компьютерном моделировании [1, 2].

Суть методики заключается в следующем. К моделированию принимаются несколько вариантов ПТК (включая использующийся на предприятии) и определяются критерии их эксплуатации. Такими в данной экономико-математической модели являются: себестоимость погрузки и транспортирования груза; удельные расходы топлива теплового и автосамосвалами на единицу транспортной работы; эксплуатационная производительность оборудования; удельные капитальные затраты по комплексу. Приоритетность критериев эффективности определяется технической политикой пред-

приятия. Далее выбирают либо оптимальный, либо рациональный вариант ПТК. Оптимальный вариант выбирается по **одному** критерию эффективности (это вариант, обеспечивающий, в сравнении с другими вариантами, лучший критерий эффективности, например, самую низкую себестоимость или самую высокую производительность и т. д.). Рациональный вариант выбирается по **совокупности** критериев эффективности (по каждому критерию вариантам присваивается определенное место, затем подсчитывается сумма мест, и вариант, имеющий наименьшую сумму мест, является рациональным). Какой вариант выбирать — оптимальный (улучшать один критерий эффективности) или рациональный (улучшать несколько критериев эффективности) — решает предприятие.

Бородинский, Назаровский и Березовский угольные разрезы эксплуатируют выемочно-погрузочные и транспортные машины непрерывного и циклического действия. В своем исследовании мы ставили задачу выяснить, соответствует ли при-

Оборудование ПТК Бородинского угольного разреза

Варианты	I	II	III	IV	V	VI
Вскрышной участок	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 2ВС-105	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 2ВС-105	ЭКГ-8И ТЭМ7 ВС-80	ЭКГ-8И ТЭМ7 ВС-80	ЭКГ-8И ТЭМ7 ВС-80	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 2ВС-105
Добычной участок	ЭРП-2500 ТЭМ7 ПС-68	ЭРШР-1600 ТЭМ7 ПС-63	ЭРШР-1600 ТЭМ7 ПС-63	ЭРП-2500 ТЭМ7 ПС-68	ЭРП-2500 ТЭМ7 ПС-94	ЭРШР-1600 ТЭМ7 ПС-94

меняемое на предприятиях горное оборудование их технической политике. Объектами моделирования являются экскаваторно-железнодорожные и экскаваторно-автомобильные комплексы, работающие на вскрышных и добычных участках этих разрезов (не рассматривалось транспортирование угля на Березовском разрезе, которое осуществляется конвейерным транспортом). Действующее основное оборудование ПТК каждого разреза представлено в варианте I; остальные рассматриваемые варианты сформированы с учетом пожеланий специалистов предприятий. Рассмотрим последовательно результаты моделирования для каждого из трех выбранных объектов.

Бородинский угольный разрез

Бородинское месторождение расположено на юго-востоке Красноярского края в 186 км к востоку от г. Красноярска, южнее р. Кан, на ее правом берегу. Разработка Бородинского бурогоугольного месторождения разрезом "Бородинский" ведется с 1949 г. В 1951 г. мощность разреза составила 1,0 млн т угля в год. В последующий сорокалетний период эксплуатации добыча угля на разрезе постоянно увеличивалась и достигла в 1991 г. максимального уровня — 30,08 млн т. Однако в дальнейшем, в связи с падением спроса на уголь, добыча на разрезе стала снижаться и в 1997 г. составила всего 16,5 млн т. В настоящее время наметился рост добычи угля.

На основном поле действующего разреза применяется комбинированная система разработки. Вскрышные уступы над пластом Бородинский-I отрабатываются по транспортной системе разработки с использованием железнодорожного транспорта. В качестве основного вскрышного оборудования в эксплуатации используются экскаваторы ЭКГ-12,5. Весь объем вскрышных пород полностью размещается на внутренних отвалах. Выемка угля пластов Бородинский-I и Бородинский-II производится роторными экскаваторами ЭРП-2500, ЭРШР-1600 с погрузкой в средства железнодорожного транспорта и вывозом через две фланго-

вые выездные траншеи на станции Угольная-I и Угольная-II. Среди угледобывающих предприятий Канско-Ачинского топливно-энергетического комплекса разрез "Бородинский" является крупнейшим как по запасам угля, так и по его добыче.

Принятое к моделированию оборудование ПТК Бородинского угольного разреза (экскаваторы, тепловозы и полувагоны) представлено в табл. 1.

Бородинский угольный разрез в настоящее время поставил себе задачу энергосбережения, т. е. приоритетным критерием эффективности эксплуатации ПТК для него является удельный расход топлива на единицу транспортной работы. Как показали результаты моделирования (рис. 1), существующее на предприятии выемочно-погрузочное и транспортное оборудование в сравнении с другими вариантами не обеспечивает выполнение этой задачи, и комплекс (вскрыша: ЭКГ-12,5 + ТЭМ7 + 2ВС-105; добыча: ЭРП-2500 + ТЭМ7 + ПС-68), эксплуатирующийся на разрезе, по критерию "удельный расход топлива" является худшим среди всех рассмотренных вариантов. Однако если речь идет о выборе рационального варианта (улучшение нескольких критериев эффективности), то именно этот ПТК будет самым эффективным среди рассмотренных в сегодняшней ситуации (табл. 2, рис. 2). Если предприятие все-таки хочет реализовывать только задачу экономии топлива, необходимо ориентироваться на III или V варианты.

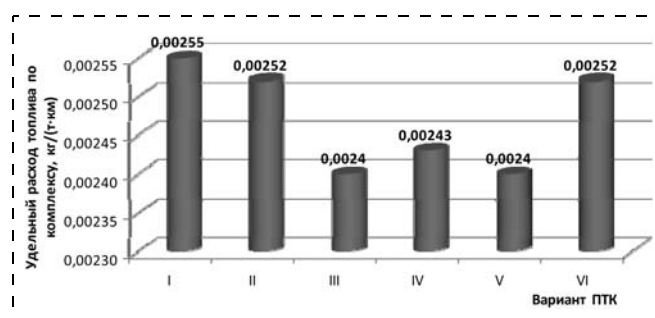


Рис. 1. Диаграмма по выбору оптимального варианта ПТК Бородинского угольного разреза

Таблица 2

Выбор рационального варианта ПТК Бородинского угольного разреза¹

Критерии эффективности	Варианты					
	I	II	III	IV	V	VI
Удельный расход топлива, кг/(т·км)	6	4...5	1...2	3	1...2	4...5
Себестоимость погрузочно-транспортных работ, руб./т	1	4	6	5	3	2
Производительность локомотивосостава в смену, т/см	1	4	6	5	3	2
Удельные приведенные затраты на погрузочно-транспортные работы, руб./т	1	4	6	5	3	2
Удельные капитальные затраты, руб./т	1	4	6	5	3	2
Сумма мест	10	20,5	25,5	23	13,5	12,5

¹ В табл. 2, 4, 6 приведенные значения означают место варианта по данному критерию эффективности.

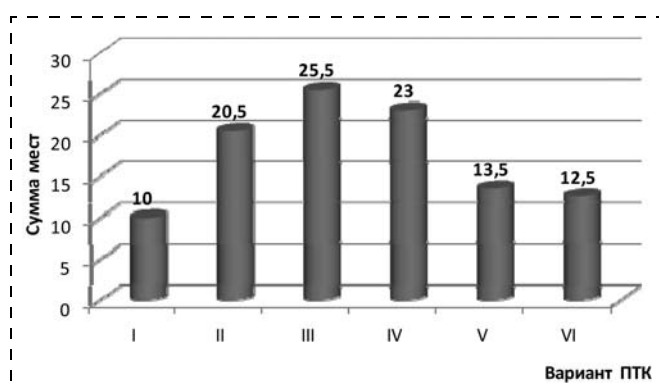


Рис. 2. Диаграмма по выбору рационального варианта ПТК Бородинского угольного разреза

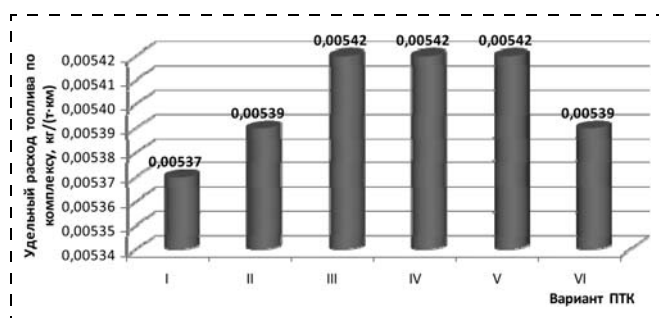


Рис. 3. Диаграмма по выбору оптимального варианта ПТК Назаровского угольного разреза

Назаровский угольный разрез

В административном отношении разрез "Назаровский" расположен в Назаровском районе Красноярского края Российской Федерации и непосредственно примыкает с запада к городской черте г. Назарово. Назаровское бурогольное месторождение расположено в северо-восточной части Чулымско-Сережского угленосного района Канско-Ачинского бассейна. Поле западной части Назаровского месторождения, на котором действуют "Ачинский" и "Чулымский" участки разреза "Назаровский", вытянуто в широтном направлении и имеет следующие размеры: длина около 10 км, ширина — 4,8 км.

Погрузка угля на Чулымском участке в железнодорожные вагоны грузоподъемностью 94 т из западного, центрального и восточного добычных блоков выполняется мехлопатами ЭКГ-10 и роторными экскаваторами ЭР-1250. Транспортировка вскрыши передовых уступов осуществляется тепловозами ТЭМ7 в думпкарах 2ВС-105 (ВС-145) с вывозом вскрыши на отвал.

Принятое к моделированию оборудование ПТК Назаровского угольного разреза (экскаваторы, тепловозы и полувагоны) представлены в табл. 3.

Назаровский угольный разрез в настоящее время поставил себе задачу энергосбережения, т. е. приоритетным критерием эффективности эксплуатации ПТК для него является удельный расход топлива на единицу транспортной работы. Анализ полученных в ходе моделирования результатов (рис. 3) показал, что существующее на предприятии выемочно-погрузочное и транспортное оборудование в сравнении с другими вариантами обеспечивает выполнение этой задачи и комплекс (вскрыша: ЭКГ-10 + ТЭМ7 + 2ВС-105; добыча: ЭКГ-10 + ТЭМ7 + ПС-94), эксплуатирующийся на разрезе, по критерию "удельный расход топлива" является лучшим среди всех рассмотренных вариантов. Это говорит о том, что техническая политика предприятия проводится в полном соответствии с поставленной задачей. Если же предприятие поставит задачу улучшения всех критериев эффек-

Таблица 3

Оборудование ПТК Назаровского угольного разреза

Вариант	I	II	III	IV	V	VI
Вскрышной участок	ЭКГ-10 ТЭМ7 2ВС-105	ЭКГ-10 ТЭМ7 2ВС-105	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 ВС-145	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 ВС-145	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 ВС-145	ЭКГ-10 ТЭМ7 2ВС-105
Добычной участок	ЭКГ-10 ТЭМ7 ПС-94	ЭРП-1250 ТЭМ7 ПС-125	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 ПС-125	ЭРП-1250 ТЭМ7 ПС-125	ЭКГ-10 ТЭМ7 ПС-125	ЭКГ-12,5 ТЭМ7 ПС-125

Таблица 4

Выбор рационального варианта ПТК Назаровского угольного разреза

Критерии эффективности	Варианты					
	I	II	III	IV	V	VI
Удельный расход топлива, кг/(т • км)	1	2...3	4...6	4...6	4...6	2...3
Себестоимость погрузочно-транспортных работ, руб.	5	4	3	2	1	5
Производительность локомотивосостава в смену, т/см	6	4	1	3	2	5
Удельные приведенные затраты на погрузочно-транспортные работы, руб./т	5	4	3	2	1	6
Удельные капитальные затраты, руб./т	4	5	3	2	1	6
Сумма мест	21	19,5	15	14	10	24,5

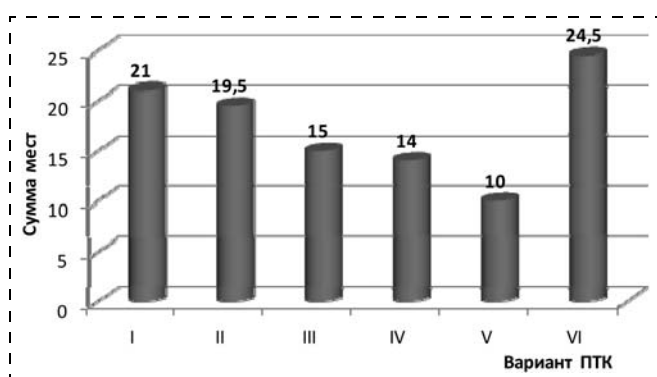


Рис. 4. Диаграмма по выбору рационального варианта ПТК Назаровского угольного разреза

тивности эксплуатации ПТК (т. е. выбора рационального варианта), то в сегодняшней ситуации следует ориентироваться на использование V варианта (табл. 4, рис. 4).

Березовский угольный разрез

Разрез "Березовский-1" проектировался как самое крупное угледобывающее предприятие Советского Союза. Проектная мощность разреза составляла 55 млн т угля в год со сроком службы 75 лет. За годы строительства и эксплуатации на разрезе применялось несколько технологических схем. На вскрышных работах использовался железнодорожный и автомобильный транспорт, работал транспортно-отвальный комплекс. На добычных работах применялись роторные экскаваторы. На Восточном блоке Западного участка разреза около 40 % вскрыши отрабатывается транспортно-отвальным комплексом, около 60 % — карьерными экскаваторами ЭКГ-10, ЭКГ-12 с погрузкой в автосамосвалы БелАЗ-7540, БелАЗ-7555. Добычные работы на блоке ведутся по поточной технологии.

Принятое к моделированию оборудование ПТК вскрышного участка Березовского угольного разреза (экскаваторы, автосамосвалы) представлено в табл. 5.

Березовский угольный разрез в настоящее время поставил себе задачу снижения экономических затрат, т. е. приоритетным критерием эффективности эксплуатации ПТК для него является себестоимость погрузочно-транспортных работ. Результаты моделирования (рис. 5) показывают, что существующее на предприятии выемочно-погрузочное и транспортное оборудование в сравнении с другими вариантами не обеспечивает выполнение этой задачи

Таблица 5

Оборудование ПТК вскрышного участка Березовского угольного разреза

Вариант	I	II	III	IV	V
Вскрышной участок	ЭКГ-10 БелАЗ-7540В	ЭКГ-12 БелАЗ-7555А	ЭКГ-10 БелАЗ-7555А	ЭКГ-12 БелАЗ-7540В	ЭКГ-12 БелАЗ-7555В

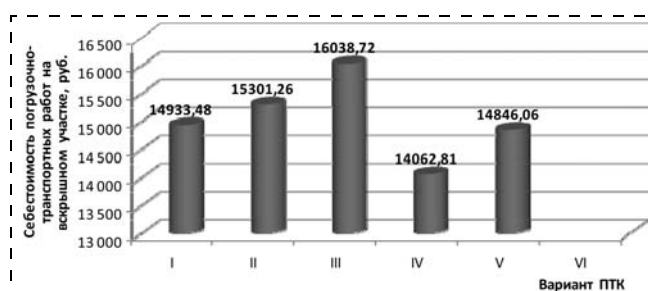


Рис. 5. Диаграмма по выбору оптимального варианта ПТК вскрышного участка Березовского угольного разреза

Таблица 6

Выбор рационального варианта ПТК вскрышного участка Березовского угольного разреза

Критерии эффективности	Варианты				
	I	II	III	IV	V
Себестоимость погрузочно-транспортных работ, руб.	3	4	5	1	2
Производительность локомотивосостава в смену, т/см	1	3	2	5	4
Удельные приведенные затраты на погрузочно-транспортные работы, руб./т	3	4	5	1	2
Удельный расход топлива, кг/(т • км)	1...5	1...5	1...5	1...5	1...5
Удельные капитальные затраты, руб./т	1	5	2	3	4
Сумма мест	11	19	17	13	15

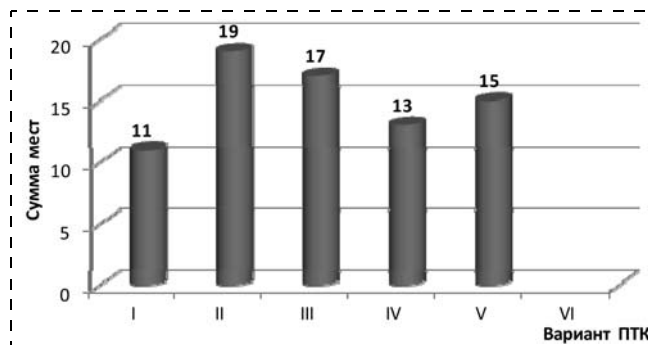


Рис. 6. Диаграмма по выбору рационального варианта ПТК вскрышного участка Березовского угольного разреза

и вскрышной комплекс (ЭКГ-10 + БелАЗ-7540В), эксплуатирующийся на разрезе, по критерию "себестоимость погрузочно-транспортных работ" не является эффективным. Для обеспечения низкой себестоимости погрузочно-транспортных работ следует ориентироваться на IV вариант.

Но если же предприятие поставит на ближайшие годы задачу улучшения всех критериев эффективности эксплуатации ПТК (т. е. выбора рационального варианта), то действительно, I вариант является лучшим из рассмотренных для достижения поставленной цели (табл. 6, рис. 6).

Таким образом, в целом работа погрузочно-транспортного оборудования всех трех разрезов является эффективной с точки зрения поставлен-

ных предприятиями задач. Разработанные рекомендации могут быть учтены при изменении и корректировке технической политики угольных разрезов.

Список литературы

1. Волков Е. С., Плотов Ю. А. Выбор оптимального и рационального типов экскаваторно-автомобильного комплекса для заданных условий карьера // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ. № 2012610578. 2012.

2. Волков Е. С., Плотов Ю. А. Выбор оптимального и рационального типов экскаваторно-железнодорожного комплекса для заданных условий открытой горной разработки // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ. № 2012610580. 2012.

УДК 622.647.2

В. И. Галкин, д-р техн. наук, проф., Е. С. Сазанкова, канд. техн. наук, МГГУ, г. Москва

E-mail: kafgmt@msmu.ru

Влияние параметров пространственной трассы ленточного конвейера на устойчивость движения ленты

Выбран и обоснован тип пространственной трассы ленточного конвейера, а также представлены основные параметры этой трассы, влияющие на устойчивость ее движения. Определены зависимости полной кривизны трассы от кручения и от радиуса поворота трассы в горизонтальной плоскости, а также от угла наклона конвейера к горизонту.

Ключевые слова: конвейер, лента, пространственная трасса, горизонтальная плоскость, траектория движения, радиус поворота, угол поворота, винтообразная трасса, угол закручивания ленты, угол центрирования, равновесие сил, устойчивость движения.

V. I. Galkin, E. S. Sazankova

Influence of Parameters of the Spatial Line of the Belt Conveyor on Stability of Movement of a Belt

The type of a spatial line of the belt conveyor is chosen and proved, and also the basic parameters of this line influencing stability of its movement are presented. The dependence of the total curvature of line on the torsion and radius of the line in the horizontal plane and from the angle of slope to the horizon are determined.

Keywords: conveyor, belt, spatial rout, horizontal plane, movement trajectory, turn radius, angle of rotation, helical rout, angle of a twisting of a belt, centering angle, balance of forces, stability of movement.

При проектировании ленточного конвейера с пространственной криволинейной трассой необходимо определить ее точную траекторию. Понятно, что эта трасса будет иметь нисходящие и восходящие участки с поворотами в обоих направлениях. Для того чтобы наглядно представлять движения ленты на таких участках, необходимо определить

параметры, характеризующие эту пространственную трассу.

Работы по изучению возможности изгиба става ленточных конвейеров только в плане проводились в институте "ВНИИПТМАШ" в конце 1970-х и начале 1980-х гг. С этой целью на базе завода "Качарово" был смонтирован стенд по определе-

нию параметров криволинейных в плане ленточных конвейеров, но полученные значения радиусов кривизны достигали значительных величин ($\approx 1500 \dots 1700$ м), что в большой степени определялось параметрами конвейерных лент, которые изготавливались в то время. Изменения конструктивных параметров и качества лент позволило по-новому взглянуть на эту проблему.

Основными параметрами, характеризующими пространственную кривую двойкой кривизны, является кривизна (величина, обратная радиусу кривизны), а также кручение ее траектории [1].

Для прокладки пространственных трасс автомобильного или железнодорожного транспорта фактор "кручения траектории" не имеет большого значения, так как подвижной состав этих видов транспорта составляют дискретные единицы. В отличие от них конвейерная лента является бесконечным замкнутым упругим телом, к которому прикладываются значительные продольные натяжения. Поэтому возможность кручения конвейерной ленты, характеризующаяся углом поворота ее поперечного сечения при движении по ставу с пространственной траекторией, оказывает большое влияние на боковой сход ленты и до настоящего времени не учитывалось.

Необходимо отметить, что такие параметры, как радиусы кривизны криволинейных участков, их углы подъема или падения, угол поворота роликоопор криволинейных участков в поперечном сечении желоба ленты, а также величина натяжения ленты являются определяющими при возникновении кручения ленты и должны быть ограничены своим допустимым значениям.

Следует различать понятия "пространственная трасса конвейера" и "пространственная кривая траектория движения конвейерной ленты". Пространственная трасса конвейера может быть и плоской кривой (иметь плоские криволинейные участки), не имеющей кручения. Например, если траектория движения конвейерной ленты (пространственная) представляет собой сечение цилиндра радиусом R под углом наклона ψ (рис. 1, а), то она является пространственной трассой.

В то же время наклонное сечение цилиндра, как известно, является эллипсом, т. е. плоской кривой линией, не имеющей кручения, в отличие от пространственных линий. Рассмотрим две возможные траектории движения конвейерной ленты — эллиптическую и винтовую линии.

При этом сразу можно отметить, что эллиптическую траекторию движения конвейерной ленты выбирать нецелесообразно, поскольку в начале ее движения имеется вогнутый участок в профиль

кривой в вертикальной плоскости с одновременным поворотом в горизонтальной плоскости, что весьма опасно. Это видно на развертке цилиндрической поверхности, по которой происходит поворот ленты в горизонтальной плоскости (см. рис. 1, б).

На развертке цилиндра эллиптическая траектория представляет собой отрезок синусоиды: до угла поворота трассы $\theta = 90^\circ$ она имеет вогнутый участок, а далее, к концу развертки — выпуклый.

Наиболее простой и целесообразной, с точки зрения практического применения, является пространственная траектория движения конвейерной ленты в виде винтовой линии (рис. 2), у которой в вертикальной плоскости перегибов ленты нет. На рис. 2, а показана траектория движения конвейерной ленты в трехмерной системе координат, а на рис. 2, б — в развертке цилиндра, характеризующего поворот ленты в горизонтальной плоскости. При этом угол подъема ленты все время остается постоянным.

Такая винтовая трасса может быть названа также "серпантин". На участке винтовой кривой может возникать кручение конвейерной ленты T , которое в некоторых случаях может достигать в ней

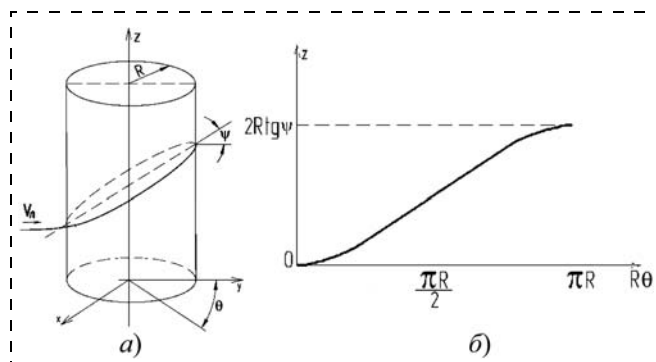


Рис. 1. Геометрические параметры пространственной трассы конвейера по плоской эллиптической кривой линии

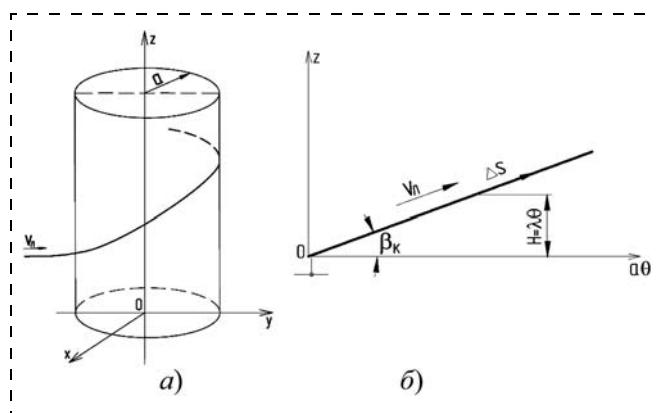


Рис. 2. Геометрические параметры движения конвейерной ленты в виде винтовой линии

значительной величины. Например, если угол подъема конвейера будет $\beta_k = 18^\circ$, а $\operatorname{tg} \beta_k = 0,325$, то

$$T = \frac{\operatorname{tg} \beta_k}{a(1 + \operatorname{tg}^2 \beta_k)} = \frac{0,294}{a}, \text{ рад/м}, \quad (1)$$

где a — радиус поворота ленты в плане, м.

При радиусе поворота ленты не менее 100 м в горизонтальной плоскости (рис. 3) эта величина составит

$$T \leq 0,00294 \text{ рад/м} \approx 10' / \text{м}.$$

На всем криволинейном участке при полном угле поворота трассы θ угол закручивания составит

$$\chi = sT = a\theta \frac{0,294}{a} = 0,294\theta, \text{ рад}, \quad (2)$$

где s — длина криволинейного участка трассы, м; θ — угол поворота трассы (см. рис. 1, а), рад.

Так, при повороте трассы конвейера на криволинейном участке на $90^\circ = \frac{\pi}{2}$ угол закручивания ленты составит:

$$\chi = 0,294 \frac{\pi}{2} = 0,462 \text{ рад} = 26,5^\circ.$$

Это значительно больше, чем угол γ , на который могут поворачиваться на криволинейных участках трассы конвейера желобчатые роlikоопоры верхней ветви, или плоские — нижней ветви для обеспечения устойчивого движения ленты от бокового схода [2]. При этом угол поворота роlikоопор в поперечном сечении желоба относительно продольной оси ленты γ на всем криволинейном участке остается постоянным, а лента, как упругое сплошное тело, находящееся под продольным натяжением (даже если пренебречь ее крутильной жесткостью), повернется полностью на указанный угол χ .

Таким образом, на трассе, имеющей вид винтовой кривой, необходимо учитывать возможность совпадения направления угла закручивания ленты χ с направлением угла предварительного поворота роlikоопор в плоскости, перпендикулярной

оси ленты γ . Это зависит от направления вращения винтовой кривой (правый или левый винт), знака угла наклона конвейера ($\beta_k > 0$, $\beta_k < 0$), а также от рассматриваемой ветви ленты (верхняя или нижняя).

На рис. 3, а показано закручивание ленты относительно ее продольной оси, которое происходит по закону "правого винта", что приводит к боковому сходу ленты влево, а на рис. 3, б — направление закручивания винтовой линии ленты по закону "левого винта". Боковой сход ленты происходит в сторону поворота ее трассы на обеих ветвях (см. рис. 3, в, г). Во всех случаях боковой сход ленты как на верхней, так и на нижней ветви может происходить по винтовой траектории, но только в направлении наружу кривой изгиба.

Предполагая, что конвейерная лента является тонкой оболочкой, можно сказать, что в ней возникают касательные напряжения τ , которые сдвигают ленту в сторону ее бокового схода при закручивании, и могут быть определены как

$$\tau = G\Delta_l \frac{d}{ds} \left(\frac{s}{B} \sin \mu \right), \quad (3)$$

где G — модуль сдвига ленты в ее поперечном сечении при прохождении криволинейных участков трассы, Па; Δ_l — толщина ленты, м; B — ширина ленты, м; μ — угол сдвига срединной поверхности ленты, рад.

Поскольку при $T > 0$ напряжения τ являются децентрирующими, то достаточно вычесть из угла поворота роlikоопоры γ угол χ , способствующий центрированию ленты. По полученному значению разности двух величин определяем возможность бокового схода ленты на криволинейном участке, о чем более подробно изложено при пояснении рис. 4.

На рис. 4, а и б показано изменение суммарного угла $(\gamma - \chi)$, который определяет направление центрирующих сил, в зависимости от знака угла наклона конвейера и типа ветви ленты (см. рис. 4, а — восходящая траектория конвейера). На рисунке видно, что на холостой ветви в нижней части криволинейного участка при $\beta_k > 0$

происходит "пересцентрирование" ленты и возникает возможность бокового ее схода наружу по отношению к оси кривой изгиба трассы конвейера.

В этом же сечении на верхней ветви центрирующий угол $(\gamma - \chi)$ будет равен углу, установленному для центрирования нижней ветви. Но в этом случае будет действовать дополнительно скатывающая сила от веса транспортируемого груза,

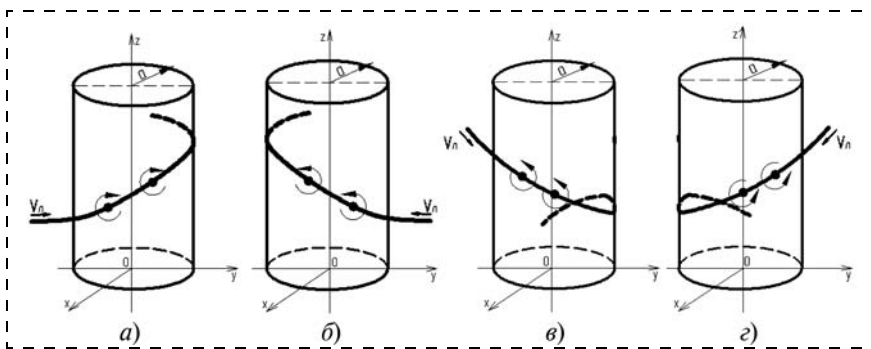


Рис. 3. Направления закручивания ленты при винтовой траектории различного направления

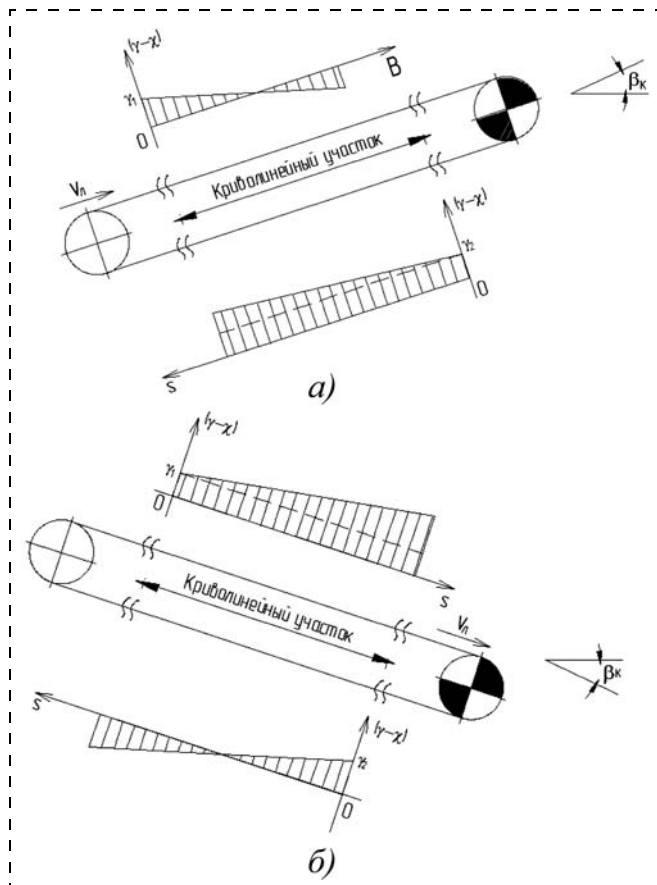


Рис. 4. Изменение центрирующего угла $(\gamma - \chi)$ вдоль рабочей и холостой ветвей конвейера

в связи с чем возникает опасность схода ленты наружу от кривой изгиба.

В верхней части криволинейного участка наиболее опасным является сечение грузовой ветви, где центрирующий угол $(\gamma - \chi)$ становится отрицательным с учетом того, что на этой ветви дополнительно действует скатывающая сила от веса транспортируемого груза, поэтому опасность схода ленты наружу от изгиба соответственно велика.

При $\beta_k < 0$ (см. рис. 4, б) происходит изменение диаграммы суммарного центрирующего угла $(\gamma - \chi)$ по направлению движения ленты конвейера. При этом также происходит замена диаграммы для верхней ветви ленты на диаграмму для нижней ветви, и наоборот, но влияние веса транспортируемого груза на центрирующие силы не изменяется.

В связи с этим следует проводить проверку равновесия сил, действующих на ленту в четырех потенциально опасных точках (в начале и конце криволинейных участков на грузовой и порожней ветвях) для конкретных условий.

Условия определяются геометрическими параметрами трассы и конвейера (натяжения в конвейерной ленте, ее погонная масса и тип, радиус

кривизны трассы, масса груза, геометрические параметры роlikоопор и т. д.).

Выполнять эти проверки необходимо при расчете переходных процессов, происходящих в контуре ленты конвейера (периоды пуска и торможения). Поскольку натяжение ленты изменяется в различных сечениях в достаточно больших пределах, в результате чего происходит перестройка не только диаграммы натяжения ленты, но и центрирующих ее сил, то условие равновесия ленты необходимо будет снова перепроверять.

Выводы

1. При проектировании ленточного конвейера с пространственной трассой, с нисходящими и восходящими участками, а также с поворотами в обоих направлениях необходимо представлять поведение движения ленты и определить параметры, характеризующие эту трассу.

2. Угол закручивания пространственной криволинейной трассы конвейера χ может быть значительно больше угла наклона роlikоопор γ в поперечном сечении желоба относительно продольной оси ленты, которые центрируют ленту на криволинейном участке трассы, что вызывает неустойчивое движение ленты.

3. Наличие кручения на пространственной криволинейной трассе конвейера вызывает дополнительные децентрирующие силы, действующие на ленту, поэтому проверку устойчивости ее движения необходимо выполнять на двух концах криволинейного участка, грузовой и порожней ветвей конвейера.

4. При анализе переходных процессов в контуре ленточного конвейера на криволинейной пространственной трассе кроме ее кривизны необходимо учитывать дополнительную геометрическую характеристику — кручение кривой трассы. Для случая винтообразной трассы конвейера определены зависимости полной кривизны трассы от кручения и от радиуса поворота трассы в горизонтальной плоскости, а также от угла наклона конвейера к горизонту. Другие виды пространственной криволинейной трассы (например, эллиптической) использовать нецелесообразно ввиду снижения на них устойчивости движения ленты.

Список литературы

1. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.
2. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. М.: Машиностроение, 1978. 392 с.

Л. Е. Пелевин, канд. техн. наук, проф., зав. каф.,
Ю. Д. Абрашкевич, д-р техн. наук, проф., **М. Н. Балака**, асс.,
Киевский национальный университет строительства и архитектуры,
Г. А. Аржаев, преп., Николаевский строительный колледж, Украина
E-mail: pelevin_leonid@ukr.net; balaka_maxim@ukr.net

Моделирование процесса взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью

Представлены результаты компьютерного моделирования реологической системы "колесо с крупногабаритной пневматической шиной—деформируемая опорная поверхность" и проведена проверка предложенной модели на ее адекватность путем сравнения полученных теоретических результатов с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: моделирование, эластичное колесо, крупногабаритная пневматическая шина, деформируемая опорная поверхность, тягово-сцепные свойства, реологическая модель, деформация.

L. E. Pelevin, Yu. D. Abrashkevich, M. N. Balaka, G. A. Arzhaev

Simulation of the Interaction of Elastic Wheel with the Deformable Bearing Surface

The results of computer simulation of the rheological system "wheel with large-sized pneumatic tyre—deformable bearing surface" are presented in the paper and the proposed model for its adequacy by comparing the theoretical results with experimental data is audited.

Keywords: simulation, elastic wheel, large-sized pneumatic tyre, deformable bearing surface, traction-clutch qualities, rheological model, deformation.

Открытый способ разработки полезных ископаемых — наиболее эффективный метод для интенсификации горного производства и повышения производительности труда на базе внедрения новейших достижений науки и техники.

Применение открытого способа предопределило использование и развитие внедорожных транспортно-технологических средств (карьерных автомобилей-самосвалов, землеройно-транспортных и погрузочных машин), а эффективность способа в значительной мере определяется их производительностью [1, 2]. Шины в этих машинах являются важными конструктивными элементами ходового оборудования, которые зачастую определяют не только эксплуатационные свойства (тягово-сцепные, скоростные и тормозные), но и технико-экономические показатели (энергетический потенциал производительности, удельную топливную экономичность и приведенные расходы) [2, 3].

Вместе с тем пневматические шины являются трудоемкой и дорогостоящей продукцией. К примеру, стоимость комплекта шин грузового автомобиля составляет примерно 25 % от его первоначаль-

ной стоимости и, кроме того, на шины приходится приблизительно 10...15 % эксплуатационных расходов [1]. Для крупногабаритных шин (КГШ) внедорожного типа, к примеру, для карьерных автомобилей-самосвалов семейства БелАЗ, а также современных землеройно-транспортных (ЗТМ) и погрузочных машин, например, 20.5-25 модели Ф-92, 21.00-28 модели ДФ-27А, 21.00-33 модели ВФ-166а, 27.00-33 модели В-71 и 37.5-39 модели Ф-7 указанные величины увеличиваются, как минимум, на 20...35 % [1, 3].

Опыт эксплуатации ряда из указанных выше шин, в частности, 27.00-33 и 37.5-39 соответственно на самоходных скреперах ДЗ-13Б, ДЗ-115 и ДЗ-107 производства Балаковского завода самоходных землеройных машин (Россия, Саратовская область, в настоящее время сняты с производства), которые работали в чрезвычайно тяжелых и разнообразных условиях производственной эксплуатации на объектах дорожного и мелиоративного строительства, показал их высокие тягово-сцепные, скоростные и тормозные свойства, но, к сожалению, малый в среднем на 14 % фактический срок

службы по сравнению с гарантийным, причем в 65...75 % случаев — по причине недопустимого износа поверхности выступов грунтозацепов, в результате их интенсивного проскальзывания относительно опорной поверхности на тяговом (ведущем) режиме работы машин [1, 2].

Вместе с тем тягово-сцепные свойства пневмоколесного движителя в значительной степени (до 75 % [3]) и обусловлены силами трения резины поверхности выступов грунтозацепов пневматической шины относительно опорной поверхности и, кроме того, силами сопротивления грунта сдвигу по их упорным поверхностям [2].

Высокие затраты на КГШ, достигающие 30 % и более от себестоимости перевозки горной массы [1], постоянно повышающиеся требования к надежности и долговечности машин в целом позволяют сделать вывод об актуальности проблемы создания и поддержания высокой эксплуатационной ходимости шин для внедорожного транспорта.

Анализ последних исследований и публикаций

Для описания взаимодействия эластичного колеса — ЭК (колеса с КГШ) с деформируемой опорной поверхностью — ДОП (почвой, грунтом) на ведущем режиме его качения авторами разработана математическая модель, состоящая из двух контактирующих тел, которые деформируются в радиальном направлении по отношению к оси колеса [4]. Деформируемость шины соответствует свойствам трехэлементной реологической модели, образованной параллельным соединением элементов Гука, Ньютона и Сен-Венана, отражающих соответственно упругие свойства шины и учитывающих наличие обоих видов внутреннего трения (вязкого и сухого) в материалах резинокордной оболочки. Деформируемость опорной поверхности представлена в виде двухэлементной модели с параллельно расположенными элементами Гука и Ньютона (рис. 1) [5].

На рис. 1 обозначены следующие величины: P_Z, P_X — соответственно вертикальная и горизонтальная нагрузки на ось колеса; M_K — крутящий момент, подводимый к оси колеса; ω_K, V_{KD} — соответственно угловая скорость вращения колеса и действительная скорость движения оси колеса (точки O_1); $r_0, H, h_K, h_{OG}, h_{UG}$ — соответственно геометрические параметры шины (свободный радиус и высота профиля), величины колеи и деформаций грунта (общей и упругой) в центральной продольной плоскости качения колеса; $\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi'_2$ — соответственно углы контакта ЭК с ДОП в произвольных точках ξ в точке n загрузки, в точ-

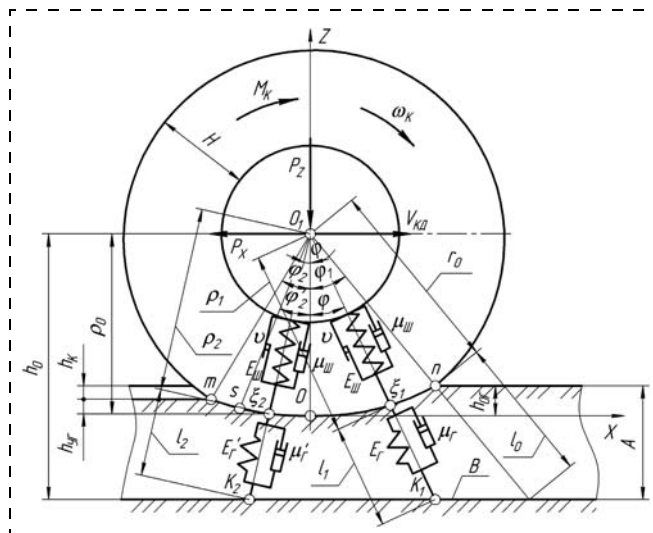


Рис. 1. Схема взаимодействия ведущего ЭК с ДОП на основе реологических моделей контактирующих тел

ке t разгрузки и в точке s выхода грунтозацепа протектора шины; h_0, l_0, l_1, l_2 — линейные размеры; ρ_0, ρ_1, ρ_2 — соответственно полярные радиусы центральной опорной точки O и произвольных точек ξ контакта ЭК с ДОП; $E_{\text{ш}}, \mu_{\text{ш}}$ — соответственно модуль деформации и коэффициент вязкости ЭК; $E_{\text{Г}}, \mu_{\text{Г}}, E'_{\text{ш}}, \mu'_{\text{Г}}$ — соответственно модули деформации и коэффициенты вязкости ДОП в зонах загрузки (nO) и разгрузки (Os); ν — коэффициент, показывающий, какую часть модуля деформации шины $E_{\text{ш}}$ составляют контактные напряжения, обусловленные постоянным внутренним трением в шине; A — величина деформируемого слоя грунта; B — недеформируемый слой грунта.

Разработанная модель позволяет учитывать процесс формирования составляющих силы тяги ЭК, обусловленных радиальным деформированием реологических моделей шины и грунта, внешним трением резины поверхности выступов грунтозацепов и силами сопротивления грунта сдвигу по их упорным поверхностям (рис. 2) с уточнениями авторов относительно явления скольжения элементов протектора КГШ по ДОП [6]. Кроме того, в работах [5, 7] приведены методики определения параметров реологических моделей деформируемости элементарных объемов шины и грунта.

Величины с подстрочным индексом "1" соответствуют зоне загрузки (nO), а с индексом "2" — зоне разгрузки (Os). На рис. 2 обозначены следующие величины: dN, dF, dW — соответственно элементарные радиальная реакция грунта, касательная сила трения шины по грунту и упорная реакция на грунтозацепах; $dR_N, dT_N, dR_F, dT_F, dR_W, dT_W$ — соответственно проекции dN, dF и dW на оси Z и X ; P_f — сила сопротивления качению ко-

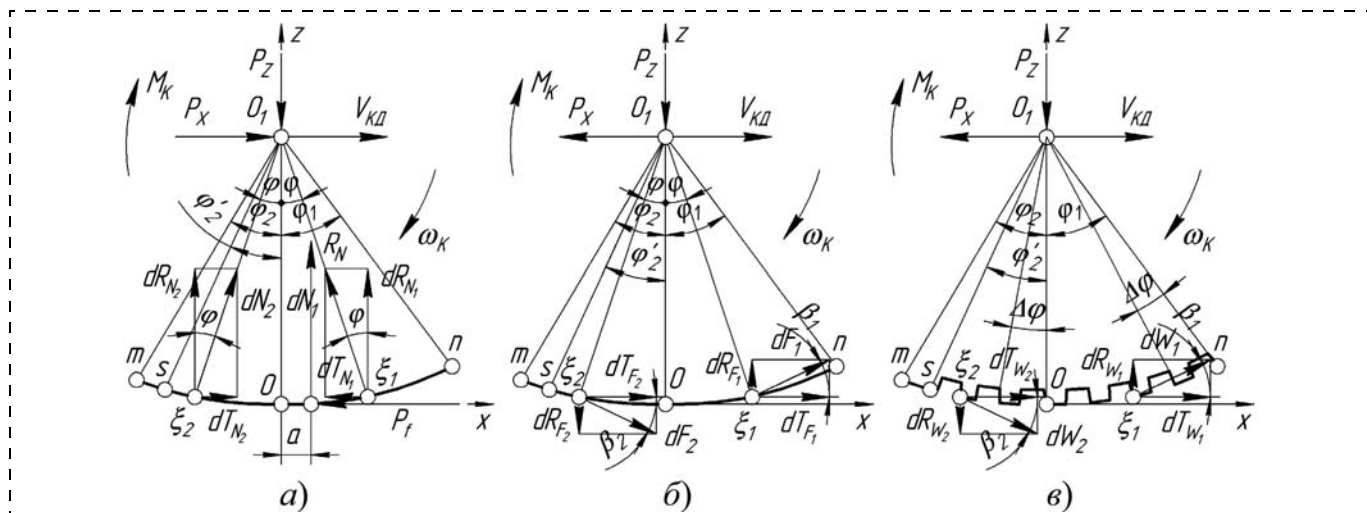


Рис. 2. Схемы для определения равновесия системы "ЭК—ДОП" при учете:

а — радиального деформирования реологических моделей шины и грунта; б — сил трения резины выступов протектора шины по грунту; в — влияния упорных реакций на грунтозацепах протектора шины

леса; a — продольный снос нормальной реакции R_N ; β — угол между элементарной реакцией и ее проекцией на ось X ; $\Delta\varphi$ — центральный угол грунтозацепа ($\Delta\varphi = 2\pi/z_{ГЗ}$, где $z_{ГЗ}$ — число грунтозацепов протектора).

"Сшивка" силовых факторов, представленных на рис. 2, позволяет составить уравнения равновесия в проекциях действующих сил и реакций на оси Z и X при работе ЭК на ведущем режиме его силового нагружения [4]:

$$\begin{aligned}
 P_Z &= R_{N_{1,2}} + R_{F_{1,2}} + R_{W_{1,2}} = \\
 &= B_{\Pi} \left(\int_0^{\varphi_1} \sigma_1 \rho_1 \cos \varphi d\varphi + \int_0^{\varphi'_2} \sigma_2 \rho_2 \cos \varphi d\varphi \right) + \\
 &+ k_H B_{\Pi} \left(\int_0^{\varphi_1} \mu_{C1} \sigma_1 \rho_1 \sin \beta_1 d\varphi - \int_0^{\varphi'_2} \mu_{C2} \sigma_2 \rho_2 \sin \beta_2 d\varphi \right) + \\
 &+ \sum_{i=1}^{z'_{ГЗ1}} W_{ГЗi} \sin \beta_{1i} - \sum_{i=1}^{z'_{ГЗ2}} W_{ГЗi} \sin \beta_{2i}; \\
 P_X &= T_{N_{1,2}} + T_{F_{1,2}} + T_{W_{1,2}} = \\
 &= B_{\Pi} \left(- \int_0^{\varphi_1} \sigma_1 \rho_1 \sin \varphi d\varphi + \int_0^{\varphi'_2} \sigma_2 \rho_2 \sin \varphi d\varphi \right) + \\
 &+ k_H B_{\Pi} \left(\int_0^{\varphi_1} \mu_{C1} \sigma_1 \rho_1 \cos \beta_1 d\varphi + \int_0^{\varphi'_2} \mu_{C2} \sigma_2 \rho_2 \cos \beta_2 d\varphi \right) + \\
 &+ \sum_{i=1}^{z'_{ГЗ1}} W_{ГЗi} \cos \beta_{1i} + \sum_{i=1}^{z'_{ГЗ2}} W_{ГЗi} \cos \beta_{2i},
 \end{aligned}$$

где σ — нормальные контактные напряжения в произвольной точке ξ контакта ЭК с ДОП; μ_C — коэффициент трения скольжения резины выступов протектора по опорной поверхности в точке ξ [2] с учетом кинематических соотношений [6]; $W_{ГЗi}$ — упорная реакция грунта, приходящаяся на i -й грунтозацеп; k_H — коэффициент насыщенности рисунка протектора; B_{Π} — ширина протектора; $z'_{ГЗ}$ — число грунтозацепов, находящихся в контакте.

Значения величин ρ_1 , ρ_2 , β_1 и β_2 соответственно для зоны загрузки (nO) и зоны разгрузки (Os) определяются по формулам [6]:

$$\rho_1 = r_0 - \frac{(A + r_0 \cos \varphi_1)}{1 + m_1} \left(\frac{1}{\cos \varphi_1} - \frac{1}{\cos \varphi} \right);$$

$$\rho_2 = r_0 + \frac{(A + r_0 \cos \varphi_1)}{1 + m_2} \left(\frac{1}{\cos \varphi} - 1 \right);$$

$$\beta_1 = \varphi - \arctg \left(\frac{d_1 \tan \varphi}{c_1 \cos \varphi + d_1} \right);$$

$$\beta_2 = \varphi - \arctg \left(\frac{d_2 \tan \varphi}{c_2 \cos \varphi + d_2 (1 - \cos \varphi)} \right),$$

где m_1 , m_2 — соответственно отношение скорости деформирования грунта к скорости деформирования шины в зоне загрузки (nO) и зоне разгрузки (Os),

$$m_1 = dl_1/d\rho_1, m_2 = dl_2/d\rho_2; c_1 = r_0 - \frac{h_0}{(1 + m_1)} \frac{1}{\cos \varphi_1};$$

$$c_2 = r_0 - \frac{h_0 (1 - \cos \varphi_1)}{(1 + m_1) \cos \varphi_1}; d_1 = \frac{h_0}{1 + m_1}; d_2 = \frac{h_0}{1 + m_2};$$

$$h_0 = A + r_0 \cos \varphi_1 \text{ (см. рис. 1)}.$$

Коэффициент μ_C для произвольной точки ξ соответственно в зоне загрузки (nO) и зоне разгрузки (Os) определяется по формулам:

$$\mu_{C1} = \mu_{\Pi\sigma} - U_{\Pi}\sigma_1 + [\mu_{C0\sigma} - \mu_{\Pi\sigma} + (U_{\Pi} - U_C)\sigma_1](1 - 1/(\theta'_\xi)^n);$$

$$\mu_{C2} = \mu_{\Pi\sigma} - U_{\Pi}\sigma_2 + [\mu_{C0\sigma} - \mu_{\Pi\sigma} + (U_{\Pi} - U_C)\sigma_2](1 - 1/(\theta''_\xi)^n),$$

где $\mu_{\Pi\sigma}$, $\mu_{C0\sigma}$ — соответственно условные коэффициенты трения покоя резины при $\sigma \rightarrow 0$ и трения резины при $\theta_\xi \rightarrow \infty$ или $\theta_\xi \rightarrow 0$, $\sigma \rightarrow 0$; U_{Π} , U_C — соответственно угловые коэффициенты, учитывающие влияние нормального контактного напряжения σ на характеристики трения покоя и трения скольжения; θ'_ξ , θ''_ξ — коэффициенты проскальзывания точки ξ [6]; n — параметр, зависящий от вида и состояния опорной поверхности.

$$\theta'_\xi = \frac{(1 + m_1)\sqrt{d_1^2 + c_1(c_1 \cos \varphi + 2d_1)\cos^3 \varphi}}{r_0(1 + m_1)\cos \varphi_1 + (A + r_0 \cos \varphi_1)(1 - \cos \varphi_1)} \times \frac{\cos \varphi_1 \sin(90^\circ - \varphi)}{(1 - \delta)\sin(90^\circ + \varphi - \beta_1)};$$

$$\theta''_\xi = \frac{(1 + m_1)\sqrt{d_2^2 + c_2(c_2 \cos \varphi + 2d_2)\cos^3 \varphi}}{r_0(1 + m_1)\cos \varphi_1 + (A + r_0 \cos \varphi_1)(1 - \cos \varphi_1)} \times \frac{\cos \varphi_1 \sin(90^\circ - \varphi)}{(1 - \delta)\sin(90^\circ + \varphi - \beta_2)},$$

где δ — коэффициент буксования пневмоколесного движителя, $0 \leq \delta \leq 1$.

Сила сопротивления качению P_f и сила тяги T пневмоколесного движителя согласно математической модели [4] определяются по формулам:

$$P_f = T_{N_{1,2}} = B_{\Pi} \left(- \int_0^{\varphi_1} \sigma_1 \rho_1 \sin \varphi d\varphi + \int_0^{\varphi'_2} \sigma_2 \rho_2 \sin \varphi d\varphi \right); \quad (1)$$

$$T = T_{F_{1,2}} + T_{W_{1,2}} = k_H B_{\Pi} \left(\int_0^{\varphi_1} \mu_{C1} \sigma_1 \rho_1 \cos \beta_1 d\varphi + \int_0^{\varphi'_2} \mu_{C2} \sigma_2 \rho_2 \cos \beta_2 d\varphi \right) + \sum_{i=1}^{z_{ГЗ1}} W_{ГЗi} \cos \beta_{1i} + \sum_{i=1}^{z'_{ГЗ2}} W_{ГЗi} \cos \beta_{2i}. \quad (2)$$

В безразмерной форме выражения (1) и (2) соответственно имеют вид:

$$f_K = P_f/P_Z; \quad \psi = T/P_Z \text{ или } \psi_{\max} = \varphi = T_{\varphi}/P_Z,$$

где f_K — коэффициент сопротивления качению; ψ — относительная сила тяги; φ , T_{φ} — соответственно коэффициент сцепления и сила тяги по сцеплению.

Материал указанных выше работ позволяет более корректно определить явления, возникающие в области контакта ЭК с ДОП на ведущем режиме работы внедорожных транспортно-технологических средств.

Постановка задачи и изложение основного материала

Задачи исследований:

1) построение и реализация компьютерных экспериментов процесса силового взаимодействия реологической системы "колесо с крупногабаритной пневматической шиной—деформируемая опорная поверхность";

2) анализ влияния ряда геометрических параметров и рабочих характеристик пневматической шины, а также свойств грунтовой опорной поверхности на тягово-сцепные свойства пневмоколесного движителя.

Математическую модель силового взаимодействия ЭК с ДОП проверяем на ее адекватность с помощью реализуемых на компьютере вычислительно-логических алгоритмов в авторской программе "TCQLST" (Traction and Clutch Qualities Large-Sized Tyres), разработанной в MathCAD.

В качестве объекта исследований принята КГШ размером 27.00-33 модели В-71, используемая на ЗТМ (скреперах самоходных ДЗ-13Б, ДЗ-115А, ДЗ-155-1, прицепных ДЗ-79, ДЗ-161, а также грейдер-элеваторе ДЗ-503 на базе одноосного тягача БелАЗ-7422) [1].

Основные геометрические параметры шины: свободный радиус колеса $r_0 = 1,115$ м; высота профиля $H = 0,696$ м; ширина протектора $B_{\Pi} = 0,725$ м; рисунок протектора — "повышенной проходимости"; ширина грунтозацепа $b_{ГЗ} = 0,14$ м; длина неактивной части грунтозацепа $b_H = 0,085$ м; шаг грунтозацепа $t = 0,175$ м; число грунтозацепов $z_{ГЗ} = 40$.

Коэффициент насыщенности k_H рисунка протектора "повышенной проходимости" (табл. 1) для

Таблица 1
Величина k_H при разных значениях t

$z_{ГЗ}$ t , м k_H	40 0,175 0,708	38 0,184 0,673	36 0,195 0,637	33 0,212 0,584	30 0,233 0,531
------------------------------	----------------------	----------------------	----------------------	----------------------	----------------------

Таблица 2

Значения характеристик внешнего трения резины протектора шины

Вид и состояние грунтовой опорной поверхности	E_{Γ} , МПа	$\mu_{\Pi\sigma}$	$\mu_{C\theta\sigma}$	U_{Π} , Па ⁻¹	U_C , Па ⁻¹	n
Грунт связный плот- ный (свежесрезанный)	12	0,40	0,91	600 000	400 000	6
Грунт несвязный плот- ный (свежесрезанный)	7	0,35	0,80	800 000	600 000	3
Грунт связный рыхлый (насыпной)	3	0,40	0,84	600 000	400 000	4

Таблица 3

Значения параметров сопротивления грунта сдвигу

E_{Γ} , МПа	φ_0 , °	C_0 , $\cdot 10^6$ Па	k_{τ} , м
12	22	0,050	0,017
7	28	0,001	0,020
3	22	0,045	0,017

его упрощенной схемы [4] при разных значениях шага грунтозацепов t определяется по формуле

$$k_H = \frac{(B_{\Pi} - b_H)}{B_{\Pi}} \frac{b_{\Gamma 3}}{t}.$$

Описание характеристик внешнего трения резины протектора пневматической шины и параметров сопротивления грунта сдвигу для разных грунтовых опорных поверхностей, характерных для работы ЗТМ, изложено в [2], а их значения представлены соответственно в табл. 2 и 3.

Деформационные свойства вертикального сжатия грунта, составляющего опорную поверхность качения эластичного колеса, характеризуются модулем его деформации E_{Γ} .

Сопротивление грунта сдвигу τ определяется по формуле

$$\tau = \left[\sigma \operatorname{tg} \varphi_0 + C_0 \left(1 - \frac{S_{\Pi \xi}}{t} \right) \right] \left(1 - e^{-\frac{|S_{\Pi \xi}|}{k_{\tau}}} \right),$$

где φ_0 — угол внутреннего трения грунта; C_0 — внутреннее сцепление грунта; $S_{\Pi \xi}$ — деформация сдвига грунта (путь проскальзывания упорного элемента протектора шины относительно грунта); k_{τ} — параметр, характеризующий деформируемость грунта при сдвиге.

Для расчета тягово-сцепных свойств объекта исследований — колеса с КГШ размером 27.00-33 модели В-71, принята вертикальная нагрузка колеса $P_Z = 150 \cdot 10^3$ Н и угловая скорость вращения колеса $\omega_K = 1$ с⁻¹. Предложенная модель силового взаимодействия ведущего ЭК с ДОП проверена на адекватность путем построения и анализа безразмерных теоретических зависимостей коэффициента сопротивления качению f_K и относительной силы тяги ψ ($\psi = T/P_Z$, где T — сила тяги ЭК) от коэффициента буксования движителя δ (рис. 3) на основе матрицы моделирования, представляющей различные комбинации параметров исследуемой модели при варьировании одной из следующих величин: внутреннего давления воздуха в шине p_W , шага грунтозацепов t , модуля деформации грунта E_{Γ} (табл. 4).

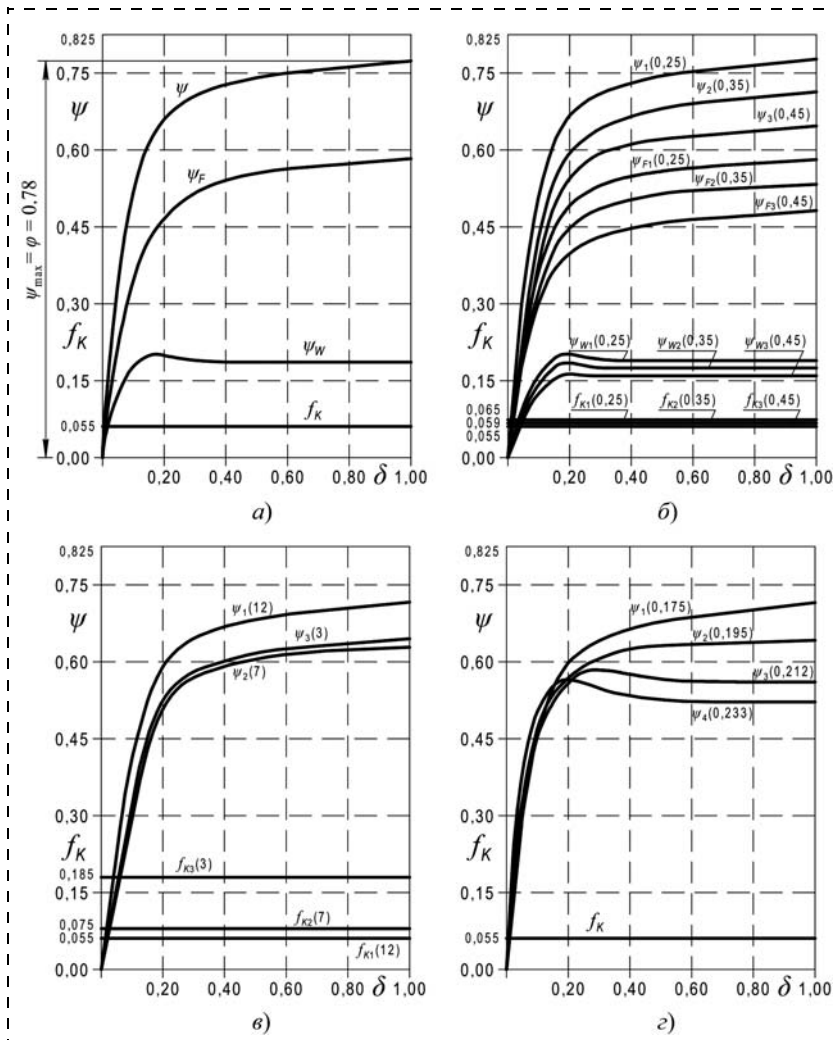


Рис. 3. Безразмерные теоретические зависимости $f_K = f_K(\delta)$, $\psi = \psi(\delta)$ и $\psi_F = \psi_F(\delta)$, $\psi_W = \psi_W(\delta)$ колеса с КГШ размером 27.00-33 модели В-71 при взаимодействии с грунтом: а — $E_{\Gamma} = 12$ МПа, $p_W = 0,25$ МПа; б — $E_{\Gamma} = 12$ МПа, $p_W = \text{varia}$ (обозначены на кривых в МПа); в — $p_W = 0,35$ МПа, $E_{\Gamma} = \text{varia}$ (обозначены на кривых в МПа); г — $t = \text{varia}$ (обозначены на кривых в м), $E_{\Gamma} = 12$ МПа, $p_W = 0,25$ МПа

Таблица 4

Матрица компьютерного моделирования

Грунт, формирующий опорную поверхность	Характер и значения параметров модели			Обозначение комбинации параметров модели
	const	varia		
Связный плотный (свежесрезанный)	$E_{\Gamma} = 12 \text{ МПа},$ $t = 0,175 \text{ м}$	$p_{\text{ш}}, \text{ МПа}$	0,25	1.1
			0,35	1.2
			0,45	1.3
Связный плотный (свежесрезанный)	$E_{\Gamma} = 12 \text{ МПа},$ $p_{\text{ш}*} = 0,35 \text{ МПа}$	$t, \text{ м}$	0,175	2.1
			0,195	2.2
			0,212	2.3
			0,233	2.4
То же самое Несвязный плотный (свежесрезанный) Связный рыхлый (насыпной)	$p_W = 0,35 \text{ МПа},$ $t = 0,175 \text{ м}$	$E_{\Gamma}, \text{ МПа}$	12	3.1
			7	3.2
			3	3.3
$*p_W$ — внутреннее давление воздуха в пневматической шине.				

* $p_{\text{ш}}$ — внутреннее давление воздуха в пневматической шине.

Анализ теоретических зависимостей $f_K = f_K(\delta)$, $\psi = \psi(\delta)$, $\psi_F = \psi_F(\delta)$ и $\psi_W = \psi_W(\delta)$, представленных на рис. 3, а, показал, что доля относительной силы тяги ψ_F , обусловленной силами трения поверхности выступов грунтозацепов по грунту, в общем балансе относительной силы тяги ψ при $\delta = 1$ (при $\psi = \psi_{\text{max}} = \phi$, где ϕ — коэффициент сцепления движителя) составляет $\approx 75\%$, а доля относительной силы тяги $\psi_W = \psi - \psi_F$, обусловленной силами сопротивления грунта сдвигу по упорным поверхностям грунтозацепов, — соответственно $\approx 25\%$.

Кроме того, зависимость $\psi_F = \psi_F(\delta)$ во всем диапазоне изменения δ несет нелинейный возрастающий характер, зависимость $\psi_W = \psi_W(\delta)$ имеет

максимум при $\delta \approx 0,2 - \psi_{W\text{max}} \approx 0,26\psi$, а потом ее величина несколько снижается вследствие начала интенсивного скольжения поверхности выступов грунтозацепов протектора шины относительно грунта.

Аналогичный характер изменения ψ_F и ψ_W от δ и приблизительно такой же вклад каждой из указанных составляющих относительной силы тяги ψ (ψ_F и ψ_W) в ее общий баланс при разных значениях внутреннего давления воздуха в шине имеют теоретические зависимости, показанные на рис. 3, б.

Теоретические зависимости $\psi = \psi(\delta)$ при варьировании модуля деформации грунта E_{Γ} представлены на рис. 3, в, а при изменении шага грунтозацепов t — на рис. 3, г. Следует отметить, что характер изменения указанных теоретических зависимостей полностью отвечает экспериментальным данным [2, 3, 9].

Зависимости $f_K = f_K(\delta)$, показанные на рис. 3, носят линейный характер, причем при изменении δ от 0 до 1 $f_K = \text{const}$, потому что коэффициент сопротивления качению f_K в математической модели [4] характеризует потери энергии, подведенной к движителю, только на необратимую деформацию грунта и шины. Вместе с тем по экспериментальным данным [10] для ведущего режима работы ЭК f_K нелинейно увеличивается с возрастанием крутящего момента M_K от 0 до $M_{K\phi}$ (при $\delta = 1$), однако незначительно, всего на (5...6) %. Это объясняется потерями энергии в материале шины при ее окружной (при действии M_K) и продольной (при действии P_X) деформациях. Имея в виду, что эти виды деформации резинокордной оболочки шины при разработке математической модели [4] авторами не были учтены, то достаточно корректно можно

Таблица 5

Сравнение теоретических и экспериментальных значений f_K и ϕ

Обозначение комбинации параметров модели (см. табл. 4)	Значения f_K , ϕ и отклонения Δ теоретических данных от экспериментальных					
	f_K			ϕ		
	теория	эксперимент [источник]	$\Delta, \%$	теория	эксперимент [источник]	$\Delta, \%$
1.1	0,055	0,060 [2]	-9,57	0,775	0,73 [2]	+5,80
1.2	0,059	0,063 [2]	-6,78	0,710	0,65 [2]	+8,45
1.3	0,065	0,067 [2]	-4,21	0,645	0,57 [2]	+11,63
2.1	0,059	0,630 [3]	-6,78	0,710	0,76 [3]	-7,04
2.2	0,059	Нет данных	—	0,640	Нет данных	—
2.3	0,059	Нет данных	—	0,560	0,60 [3]	-7,14
2.4	0,059	Нет данных	—	0,520	Нет данных	—
3.1	0,059	0,063 [10]	-6,78	0,710	0,65 [10]	+8,45
3.2	0,077	0,082 [10]	-6,49	0,627	0,56 [10]	+10,69
3.3	0,175	0,185 [10]	-5,71	0,645	0,55 [10]	+14,63

утверждать, что теоретический характер изменения $f_K = f_K(\delta)$ полностью соответствует принятой модели силового взаимодействия ЭК с ДОП.

Сравнение теоретических и экспериментальных данных по f_K и φ , полученных разными авторами в [2, 3, 10], приведены в табл. 5.

Анализ этих данных позволяет сделать следующие выводы. Предложенная модель силового взаимодействия ЭК с ДОП (см. рис. 1, 2) дает завышенное значение коэффициента сцепления φ для комбинаций 1.1—1.3 и 3.1—3.3 ее параметров (см. табл. 5), при этом максимальное отклонение колеблется от +5,80 до +14,63 %. Указанное обстоятельство объясняется тем, что при полном буксовании ($\delta = 1$) активную роль в процессе взаимодействия ЭК с ДОП играет, так называемый, "фрезерный эффект" [9], который приводит к снижению φ , что и зафиксировано экспериментально в [2, 10]. Особенно это характерно, как отмечено в [9], при силовом взаимодействии пневматической шины с большим внутренним давлением воздуха со значительно деформируемыми грунтами, т. е. ДОП с $E_T \rightarrow \min$ (к примеру, данные последней строки табл. 5).

Расхождение теоретических и экспериментальных значений f_K от $-4,21$ до $-9,57$ % обусловлено неучетом в предложенной модели взаимодействия ЭК с ДОП [4] потерь энергии на продольную деформацию шины и грунта.

Выводы и направления дальнейших исследований

Теоретические результаты, полученные при компьютерном моделировании процесса силового взаимодействия ЭК с ДОП на основе реологических моделей контактирующих тел, показали хорошую согласованность с данными, приведенными в опубликованных материалах соответствующих экспериментальных исследований. Поэтому можно достаточно корректно утверждать про адекватность предложенной математической модели работы ЭК на ведущем режиме его качения по указанным грунтовым опорным поверхностям, что позволяет оценить влияние ряда геометрических параметров и рабочих характеристик шины, а также свойств грунтовой опорной поверхности на тягово-сцепные свойства пневмоколесного движителя.

К направлениям дальнейших исследований следует отнести уточнение разработанной матема-

тической модели [4] путем учета в ней крутильной и тангенциальной деформаций ЭК и продольной деформации ДОП. Кроме того, теоретические значения коэффициента сцепления движителя, полученные, особенно для грунтов с низкой несущей способностью, требуют тщательного экспериментального подтверждения.

Список литературы

1. **Скорняков Е. С.** Крупногабаритні шини автомобілів та тракторів / Е. С. Скорняков. Дніпропетровськ: Пороги, 2000. 264 с.
2. **Ульянов Н. А.** Колесные движители строительных и дорожных машин / Н. А. Ульянов. М.: Машиностроение, 1982. 279 с.
3. **Щербинин М. И.** Исследование тяговых качеств колесного движителя на деформируемых грунтах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.04 "Дорожные и строительные машины" / М. И. Щербинин. Ростов-на-Дону, 1979. 24 с.
4. **Пелевин Л. Е.** Силовое взаимодействие эластичного колеса с деформирующейся опорной средой / Л. Е. Пелевин, М. Н. Балака, Г. А. Аржаев // Интерстроймех-2007: материалы Междунар. науч.-техн. конф., 11—14 сент. 2007 г. Самара: СГАСУ, 2007. С. 205—209.
5. **Водяник И. И.** Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой / И. И. Водяник // Автомобильная промышленность. 1980. № 10. С. 18—19.
6. **Пелевін Л. Є.** Кінематика кочення колеса з пневматичною шиною по опорній поверхні, що деформується / Л. Є. Пелевін, Г. О. Аржаєв, М. М. Балака // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Київ, 2007. Вип. 70. С. 10—15.
7. **Аржаєв Г.** Визначення параметрів деформованості опорних поверхонь руху позашляхових транспортно-технологічних засобів / Г. Аржаєв, Л. Пелевін, М. Балака // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: I Міжнар. наук.-практ. конф., 22—24 жовт. 2008 р. : Тези доп. Львів, 2008. С. 91—93.
8. **Болтян А. В.** Теория инженерных исследований: учеб. пособие / А. В. Болтян, И. А. Горобец. Севастополь: Вебер, 2001. 140 с.
9. **Вонг Дж.** Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг; пер. с англ. А. И. Аксенова. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
10. **Ульянов Н. А.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Н. А. Ульянов, Э. Г. Ро- нинсон, В. Г. Соловьев; под ред. Н. А. Ульянова. М.: Машиностроение, 1976. 359 с.

УДК 622.4

Н. Н. Петров, д-р техн. наук, гл. науч. сотр., Н. В. Панова, асп.,
ИГД СО РАН, г. Новосибирск

E-mail: NadiaV@ngs.ru

Анализ влияния конструктивных элементов корпуса рабочего колеса на прочность высоконагруженных вентиляторов серии ВО¹

Рассмотрено влияние конструктивных элементов корпуса рабочего колеса на напряженно-деформированное состояние и собственные частоты колебаний, построена безразмерная параметрическая модель корпуса рабочего колеса, позволяющая проектировать вентиляторы серии ВО на повышенные окружные скорости вращения для значительного увеличения эксплуатационных характеристик главных вентиляторных установок шахт и рудников.

Ключевые слова: корпус рабочего колеса, вентилятор главного проветривания, напряженно-деформированное состояние.

N. N. Petrov, N. V. Panova

The Analysis of Influence of Constructive Elements of the Case of the Driving Wheel on Strength of the High-Loaded Fans of the VO Series

In article influence of constructive elements of the case of the driving wheel on the intense-deformed condition and own frequencies of fluctuations is considered, the generalized dimensionless model of the case of the driving wheel allowing to design VO series fans on the increased district speeds of rotation for significant increase in operational characteristics of the main ventilatory installations of mines constructed.

Keywords: the case of the driving wheel, the fan of the main airing, intense-deformed condition.

Введение

Постоянный рост требований, предъявляемых к вентиляционному оборудованию по параметрам "давление—производительность", накладывает дополнительные требования на вентиляторные установки. На базе созданных аэродинамических схем АМ-17А и АМ-19А разработана серия вентиляторов ВО с лопатками рабочего колеса специальной геометрии, сдвоенными листовыми поворотными на ходу [1, 2] с повышенными эксплуатационными характеристиками по сравнению с серийно выпускавшимися ранее вентиляторами ВОД. Дальнейшее увеличение

эксплуатационных характеристик возможно путем повышения окружных скоростей вращения по концам лопаток рабочего колеса. В этом случае наблюдается рост действующих нагрузок не только на лопатки, но и на корпус рабочего колеса и ротор вентилятора в целом.

Постановка задач, методы решения и основные результаты

При проведении исследований рабочего колеса было учтено, что корпус находится под воздействием центробежных сил собственных масс и масс закрепленных на нем лопаток с элементами крепления. Элементы корпуса проектируются из стали 10ХСНД ГОСТ 19282—73 (предел текучести $\sigma_T = 400$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 540$ МПа).

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке гранта № 14.В37.21.0333 от 26 июля 2012 г.

В работах [3, 4] проведен анализ прочности корпусов рабочих колес для отдельных типоразмеров вентиляторов серии ВО (с диаметром 2100, 3000 и 3600 мм) и окружными скоростями вращения до 117 м/с. Исследования всего ряда машин с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм с учетом повышенных окружных скоростей вращения (более 117 м/с) не проводились.

Напряженное состояние элементов корпуса является сложным, в качестве оценочной величины напряжения использовался критерий текучести Мизеса:

$$\sigma_3 = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения.

Исследования проводились с использованием метода конечных элементов.

В работе [5] определено расположение силового пояса в диапазоне $(0,16...0,33)R$ (R — радиус рабочего колеса, включая лопатки) как рациональное для одного из типоразмеров вентилятора главного проветривания. Исходя из требований компоновки всего ряда машин, расположение силового пояса в таком диапазоне конструктивно невозможно, приемлемым является диапазон $(0,41...0,45)R$. Максимальные напряжения в корпусе рабочего колеса наблюдаются в обечайке, в связи с чем в работе [5] была выявлена необходимость установки в ней дополнительных гильз 4 (рис. 1). В этом случае напряжения в обечайке снижаются в среднем в 2 раза. В результате увеличения окружных скоростей вентиляторов серии ВО наблюдается значительное повышение действующих нагрузок, что привело к необходимости повторного анализа на-

пряженно-деформированного состояния (НДС) корпуса рабочего колеса. Проведенные исследования показали, что при повышенных окружных скоростях на концах лопаток не удастся достигнуть необходимого запаса прочности установкой гильз.

Для снижения напряжений в гильзах высоконагруженных вентиляторов были рассмотрены два варианта установки в конструкцию корпуса рабочего колеса дополнительных элементов. Первый вариант — установка двух сегментных стяжек 5, причем одна часть стяжки приваривается к силовому поясу, вторая — к гильзе в месте возникновения наибольших напряжений.

Второй вариант — установка одной сегментной плоской стяжки 6, один край стяжки приваривается к силовому поясу рабочего колеса, второй — к обечайке и гильзам в месте возникновения наибольших напряжений.

Максимальные напряжения при установке одной плоской сегментной стяжки меньше, чем при использовании двух сегментных стяжек, и снижаются в 2 раза по сравнению с конструкцией корпуса рабочего колеса без установки дополнительных стяжек, но при установленных гильзах.

Кроме того, был проведен анализ влияния на НДС корпуса рабочего колеса толщины листа обечайки, стяжки и гильзы и других элементов, определялось и влияние высоты гильзы на НДС.

В результате проведенных исследований получен ряд закономерностей, на их основе создана безразмерная параметрическая модель корпуса рабочего колеса для вентиляторов серии ВО с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм при окружных скоростях вращения по концам лопаток до 160 м/с (рис. 2, без учета геометрических пара-

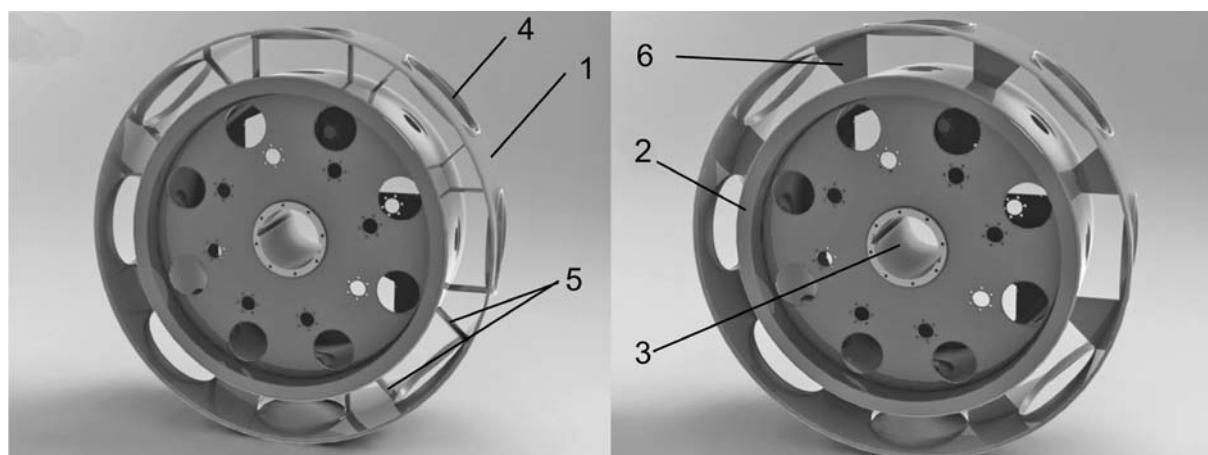


Рис. 1. Корпус рабочего колеса:

1 — обечайка; 2 — силовой пояс; 3 — ступица; 4 — гильза; 5 — сегментные стяжки; 6 — плоская сегментная стяжка

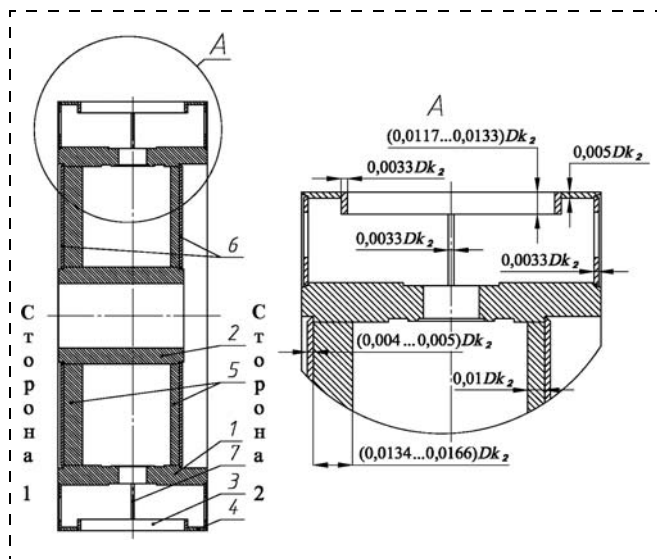


Рис. 2. Параметрическая модель корпуса рабочего колеса:
1 — силовой пояс; 2 — ступица; 3 — гильза; 4 — обечайка; 5 — ребра жесткости; 6 — опорные диски; 7 — несущие диски

метров ребер жесткости). При этом необходимо учесть, что силовой пояс должен находиться в диапазоне $(0,41...0,45)R$.

Коэффициент k_2 (см. узел А) определяется частотой вращения и диаметром рабочего колеса проектируемого вентилятора, выведен исходя из условий прочности и необходимой отстройки от резонанса в результате численных экспериментов ряда исследуемых машин и определяется по формуле:

$$k_2 = 0,00033 Dn,$$

где n — частота вращения ротора вентилятора, мин^{-1} ; D — диаметр рабочего колеса, м.

По результатам созданной безразмерной параметрической модели смоделированы корпуса рабочих колес вентиляторов с диаметром 3000, 3600, 4300 и 5000 мм и с частотой вращения соответственно 1000, 750, 600 и 500 мин^{-1} .

Были проведены исследования данных корпусов рабочих колес на собственные частоты колебаний. Установлено, что коэффициент отстройки от резонанса по первой собственной частоте находится в диапазоне от 1,4 до 1,6. При данном исследовании важно учесть влияние всех дополнительно устанавливаемых элементов конструкции, так как в этом случае значения собственных частот могут уменьшаться. Анализ частот корпуса рабочего колеса совместно с установленными на него лопаточными узлами показал, что в этом случае происходит снижение первой собственной частоты колебаний, но не более чем на 30 %. С учетом этого созданная модель корпуса рабочего колеса (без учета

геометрических параметров ребер жесткости) не проходит по необходимому запасу отстройки от резонанса. Для повышения собственных частот колебаний рабочего колеса необходимо увеличить жесткость конструкции или снизить массу корпуса рабочего колеса. Так как разработанная модель строилась с учетом минимума массы рассмотренных конструктивных элементов и при условии их равнопрочности, то снижение массы вызовет повышение напряжений в корпусе рабочего колеса и необходимый запас по допустимым максимальным напряжениям не будет достигнут. В связи с этим остается вариант решения поставленной задачи путем увеличения жесткости корпуса рабочего колеса ротора.

С учетом результатов исследований, проведенных в работе [4] рабочего колеса вентилятора ВО-36К с частотой вращения 600 мин^{-1} , был рассмотрен вариант увеличения первой собственной частоты колебаний путем моделирования ребер жесткости.

В процессе исследования было рассмотрено влияние на собственные частоты колебаний ребер жесткости с размером b , различным для двух сторон колеса; со стороны 2 (где расположен механизм поворота лопаток рабочего колеса) и со стороны 1 (см. рис. 2) (где расположена радиально-упорная подшипниковая опора) устанавливаются ребра жесткости с увеличенным размером b , насколько это конструктивно возможно (рис. 3). Данный вариант дает наилучшие результаты по первым собственным частотам колебаний и значительное их увеличение: чем больше размер b ребра жесткости, тем выше значение первой собственной частоты колебаний рабочего колеса. Отметим, что размер a варьируется в пределах 5...20 мм, а размер l фикс-

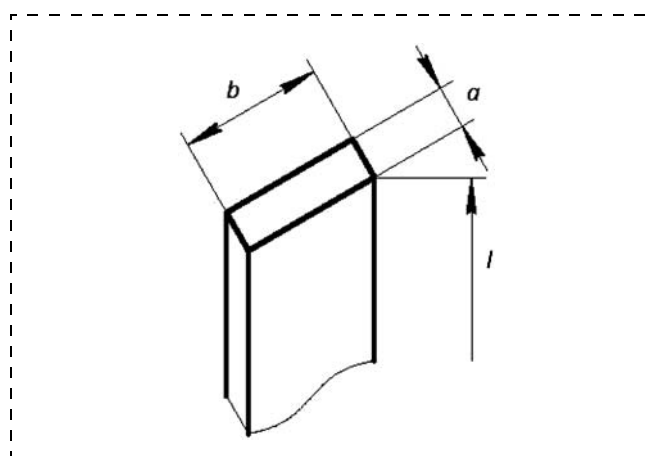


Рис. 3. Ребро жесткости

сирован, так как определяется расположением силового пояса.

Анализ частот рабочего колеса с симметричным исполнением относительно оси установки лопаток показал, что данные конструктивные изменения не увеличивают значение первой собственной частоты колебаний корпуса рабочего колеса.

В результате дополнительно проведенных исследований на собственные частоты колебаний внесены поправки в безразмерную параметрическую модель корпуса рабочего колеса (см. рис. 2) с учетом геометрических параметров ребер жесткости. Необходимо отметить, что размер a ребра жесткости не указан на модели и определяется соотношением $0,005Dk_2$.

По созданной параметрической модели корпуса рабочего колеса, с внесенными правками для увеличения собственных частот колебаний, смоделированы корпуса рабочих колес вентиляторов с диаметром 3000, 3600, 4300 и 5000 мм и с частотой вращения соответственно 1000, 750, 600 и 500 мин⁻¹, проведены исследования НДС и на собственные частоты колебаний. Результаты сведены в таблицу.

Итоговые значения первой собственной частоты колебаний и максимальные значения напряжений в корпусе рабочего колеса

D , мм	Максимальные напряжения, МПа	Коэффициент запаса по НДС	Первая собственная частота колебаний, Гц	Рабочая частота колебаний, Гц	Коэффициент отстройки от первой собственной частоты
3000	296	1,35	38,3	16,6	2,3
3600	289	1,38	27,6	12,5	2,2
4300	301	1,32	21,5	10,0	2,1
5000	306	1,30	14,4	8,3	2,1

По результатам проверки можно утверждать, что созданная параметрическая модель корпуса рабочего колеса полностью удовлетворяет необходимому запасу по прочности и достигается необходимая отстройка от резонансных явлений для

всего ряда высоконагруженных осевых вентиляторов с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм при повышенных окружных скоростях вращения по концам лопаток до 160 м/с.

Заключение

По результатам проведенных исследований создана параметрическая модель корпуса рабочего колеса, позволяющая проектировать вентиляторы серии ВО с диаметром рабочего колеса от 3000 до 5000 мм при повышенных окружных скоростях вращения по концам лопаток до 160 м/с. Повышение окружных скоростей и применение аэродинамических схем АМ-17А и АМ-19А значительно увеличивают эксплуатационные параметры вентиляторных установок по давлению и производительности.

Список литературы

1. Петров Н. Н. Теория и проектирование реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса / Н. Н. Петров, Н. А. Попов, В. А. Батяев и др. // ФТПРПИ. 1999. № 5. С. 79—91.
2. Красюк А. М. Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов / А. М. Красюк, Е. Ю. Русский // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 7. С. 52—56.
3. Петров Н. Н., Попов Н. А., Козюрин С. В. Исследование прочности корпусов высоконагруженных рабочих колес шахтных реверсивных осевых вентиляторов / Динамика и прочность горных машин. Тезисы докладов Междунар. конф. 21—24 мая. Новосибирск: ИГД СО РАН. 2001. С. 115—118.
4. Петров Н. Н., Русский Е. Ю. Анализ динамики и прочности основных узлов осевого вентилятора ВО-36К // Тр. XII Междунар. науч. симп. имени академика М. А. Усова студентов и молодых ученых "Проблемы геологии и освоения недр". Томск: Томский политехнический университет, 2008. С. 634—636.
5. Русский Е. Ю. Исследование напряженно-деформированного состояния роторов реверсивных на ходу осевых вентиляторов: Дисс. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2010. 130 с.

УДК 622.676-82

В. С. Вагин, канд. техн. наук, доц., МГТУ, г. Магнитогорск

E-mail: antoshey@mail.ru

Гидромеханическая следящая система управления безредукторного гидропривода проходческого подъема

Приведена оценка устойчивости гидромеханической следящей системы управления безредукторного гидравлического привода проходческой подъемной установки.

Ключевые слова: передвижная проходческая подъемная установка, безредукторный гидравлический привод, гидромеханическая следящая система управления.

V. S. Vagin

Hydro-Mechanical Servo Control System Guide-Gearless Lift Hydraulic Drive Tunneling

The assessment of the stability of hydro-servo control hydraulic tunneling gearless hoist.

Keywords: mobile excavating hoists, hydraulic direct drive, hydro-servo control system.

Оценка перспективных систем управления безредукторным приводом

Специфика технических требований при разработке нового типа передвижных проходческих подъемных установок, оснащенных безредукторным гидравлическим приводом, требует создания специальных электрогидромеханических систем управления.

Сейчас уже очевидно, что повышение, например, быстродействия и уменьшения размеров и массы систем управления, при заданных мощностях, возможно лишь при использовании средств электрогидромеханической автоматики.

Изучение физических явлений, статических характеристик этих элементов, их динамических свойств, а также свойств систем в целом дает возможность не только наглядно объяснить природу динамических процессов, но и наиболее правильно составить математическую модель рассматриваемых явлений.

В тех случаях, когда следящие системы должны обладать высоким быстродействием и малыми размерами, используются гидравлические исполнительные механизмы дроссельного управления.

Применяются две принципиальные схемы следящих систем управления гидравлическими приводами:

1) следящая гидравлическая система с электрическим управлением;

2) следящая гидравлическая система с механическим управлением.

В электрогидравлических микропроцессорных системах управления особое значение приобретают аппараты связи, дросселирующие гидрораспределители (ДГР) или пропорциональные гидрораспределители (ПГР) с гидравлическими исполнительными двигателями. Отечественные ДГР, как и зарубежные фирм "Parker" и "Yuken" со встроенными электронными устройствами управления обладают качественными статическими и динамическими характеристиками, однако отличаются сложностью конструкции, требуют сверхпрецизионного изготовления определяющих деталей и максимальной степени очистки рабочей жидкости [1].

Системы управления на основе ПГР фирмы "Bosch Rexroth" и отечественных предприятий выполняются на базе пропорциональных электромагнитов, существенно проще конструктивно и технологически, чем ДГР, имеют большую степень унификации с обычными электроуправляемыми гидрораспределителями и не требуют сверхтонкой фильтрации [2]. Однако ПГР, как правило, по быстродействию, коэффициенту усиления, чувствительности и параметрам регулировочной характеристики

(линейность, гистерезис, дрейф нуля и др.) уступают дросселирующим гидрораспределителям [3].

На стабильность характеристик гидроаппаратов с электрическим пропорциональным управлением оказывают отрицательное влияние гидродинамические силы, возникающие при обтекании запорно-регулирующих элементов, а также силы трения между подвижными элементами конструкции. Появление этих факторов может стать причиной плохой повторяемости в работе гидроаппарата, т. е. приводить к тому, что при неоднократной подаче одинаковых по уровню сигналов управления положение исполнительного устройства, а следовательно, и регулируемый параметр, может оказаться различным [2]. Это совершенно недопустимо при управлении безредукторным гидроприводом подъемных установок, поскольку для проходческого подъема применяются многопериодные диаграммы скорости (двадцатиоднопериодные для двухбадьегового и двадцатидевятипериодные для однобадьегового подъема).

Таким образом, построение следящих систем управления гидроприводом на базе электрогидравлических элементов встречает на практике большие трудности. Эти трудности связаны с измерением действующих нагрузок, усилением и преобразованием полученной информации и обратного введения в систему сигнала коррекции. Доверительный уровень надежности гидравлических следящих систем с электрическим управлением ниже, чем у гидромеханических, и они нуждаются в дальнейшей отработке применительно к проходческому подъему.

Иные возможности имеют схемы следящих гидравлических систем с механическим управлением. Эти схемы, имеющие более высокую надежность, традиционно широко применяются в высокоточных быстродействующих системах управления [4], например, в системах управления тяжелых колесных и гусеничных транспортных машин, морских судов и самолетов [5] в форме гидроусилителей исполнительных устройств.

Следящая гидравлическая система с механическим управлением состоит из дроссельного гидропривода, охваченного жесткой механической обратной связью. Сигнал рассогласования, как разность сигналов управления и обратной связи, изменяется с помощью рычажного механического дифференциала или непосредственно золотниковым механизмом. Входное звено системы управления соединяется системой механических тяг, рычагов и канатов с рукояткой управления образует проводку управления. Выходное звено системы управления, гидравлическое исполнительное устройство (гидроцилиндр), соединяется с органом управления

силовой системы безредукторного гидропривода (с регулирующим органом насоса). Проводка управления, золотниковый гидроусилитель, исполнительный гидроцилиндр, силовая проводка гидроцилиндра с органом управления образуют систему управления гидравлическим приводом проходческой подъемной установки.

Основное назначение системы управления заключается в обеспечении слежения за управляющим движением рукоятки управления оператора (машиниста подъемной установки) в заданном диапазоне скоростей и ускорений перемещения подъемного сосуда в стволе шахты. Это свойство системы управления может обеспечиваться разработкой рациональных параметров системы, которые могут быть выявлены в результате динамического расчета системы управления и силовой системы гидропривода с тем, чтобы развиваемые ими усилия и скорости были не менее требуемых усилий и скоростей движения рабочего органа подъемной установки. Или иначе, чтобы механическая характеристика дроссельного гидропривода системы управления полностью обеспечивала с помощью силовой системы гидропривода подъемной установки выполнение диаграммы скорости движения подъемных сосудов в стволе шахты. Однако выполнение этого условия является необходимым, но еще не достаточным условием применения исполнительного устройства системы для управления подъемной установкой.

При этом необходимо, чтобы система управления с безредукторным гидравлическим приводом отвечала следующим техническим требованиям:

- 1) иметь высокую надежность; 2) обеспечивать заданные характеристики управляемости подъемной установки, т. е. чтобы структура управления была динамически обоснована, а точность слежения была достаточно высокая; 3) обладать демпфирующими свойствами; 4) быть устойчивой, в ней недопустимы любые виды автоколебаний; 5) иметь контур управления "машинист—следящая система управления гидроприводом" не просто устойчивый, но и обладающий гарантированным запасом устойчивости.

Гидромеханические следящие системы управления являются исполнительными устройствами в цепи дистанционной передачи сигналов от рычагов управления, на пульте машиниста подъемной установки к управляющему устройству регулируемого насоса и силовой системы гидравлического привода подъемной установки. Указанные сигналы формируются как механические (в виде перемещений и затем обрабатываются гидромеханической следящей системой).

Гидромеханическая следящая система управления безредукторным гидроприводом проходческой подъемной установки

Конструктивное исполнение следящей гидравлической системы с механическим управлением может быть различным. Главными элементами этой системы управления являются распределительное устройство золотникового типа и исполнительный механизм в виде гидроцилиндра, охваченного жесткой механической обратной связью.

На рис. 1 показана одна из принципиальных схем гидромеханической системы управления с цилиндрическим распределительным золотником, которая может быть положена в основу разработки системы управления гидроприводом передвижной проходческой подъемной установки (ПППУ).

Важнейшими обязательными элементами следящей гидромеханической системы управления являются распределительное устройство 4 золотникового типа и исполнительный механизм в виде силового гидроцилиндра 5. С помощью рукоятки управления подъемной машины ПМ осуществляется подача к золотнику 4 сигнала управления $u_{вх}$ через проводку управления, образованную системой механических тяг, рычагов и канатов. Сигнал рассогласования x , измеряемый с помощью рычажного дифференциала 2, как разность сигналов управления $u_{вх}$ и обратной отрицательной механической связи $u_{ос}$, поступающей от штока поршня цилиндра 5, подается на золотник 4.

В результате смещения плунжера золотника 4 на величину x жидкость поступает в соответствующую полость цилиндра 5 и смещает поршень гидроцилиндра вместе с регулирующим органом насоса Н до тех пор, пока он с помощью рычага 2 не вернет золотник 4 в нейтральное положение. Смещение поршня гидроцилиндра 5 пропорционально отклонению управляющего сигнала $u_{вх}$, причем коэффициент пропорциональности определяется размерами плеч рычажного дифференциала 2 между точками шарнирного крепления золотника 4 — точкой 1 крепления тяги проводки управления и точкой 3 штока гидроцилиндра 5.

Конструктивные и схемные различия систем управления определяются компоновкой системы на пульте управления подъемной установки.

Простота конструкции, высокое быстродействие и надежность, малые масса и размеры и сравнительно низкая стоимость в серийном производ-

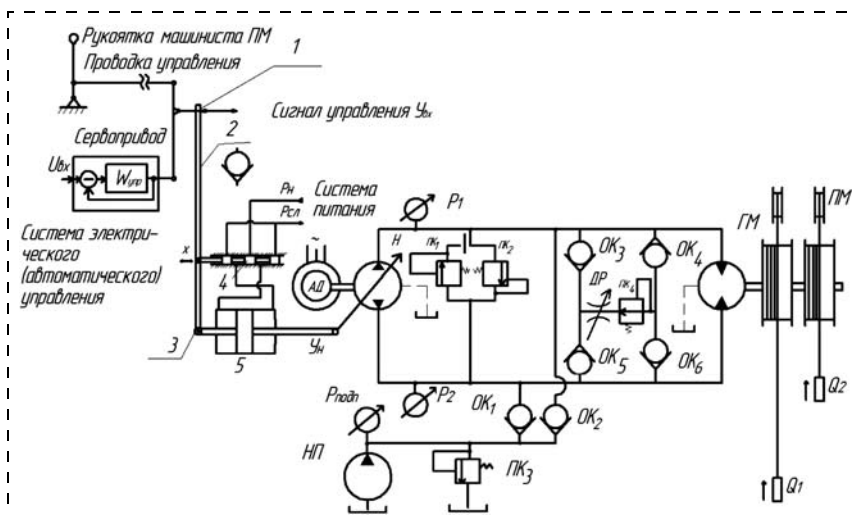


Рис. 1. Принципиальная схема системы управления гидравлическим приводом передвижной проходческой подъемной установки

стве определяют применение дроссельных следящих гидромеханических систем с механической обратной связью в качестве механизмов управления для гидравлических безредукторных приводов с объемным регулированием.

Динамическая модель и уравнения движения системы управления

На первых этапах разработки исполнительного устройства гидромеханической следящей системы управления высокомоментным гидравлическим приводом ПППУ целесообразно рассчитать и исследовать простую и наглядную линеаризованную динамическую модель.

Линейная модель дает представление о динамическом облике следящей системы управления: ее структурной схеме, передаточных функциях, постоянных времени, добротности, устойчивости, точности и быстродействию. Кроме того, она позволяет осуществить в первом приближении анализ и синтез корректирующих обратных связей в целях улучшения динамики.

Динамическая модель исполнительного устройства гидромеханической следящей системы управления гидроприводом подъемной установки представлена на рис. 2.

При выводе линеаризованных уравнений движения гидромеханической следящей системы управления приняты следующие допущения: динамический процесс происходит в окрестности точки, характеризующей стационарное состояние следящей системы управления; переходные процессы происходят в окрестностях среднего положения поршня в гидроцилиндре; сухое (контактное) трение в гидроцилиндре и нагрузке мало и им можно пренебречь; модуль объемной упругости рабочей жидкости, коэффициент ее вязкости, коэффициент

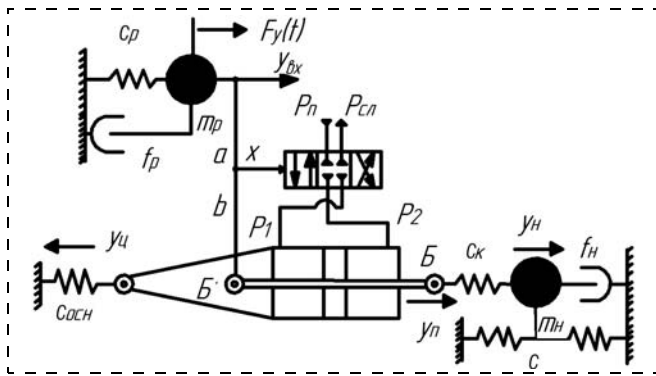


Рис. 2. Динамическая модель гидромеханической следящей системы управления

расхода управляемого дросселя золотника, а также давление подачи на входе золотникового гидрораспределителя и слива — величины постоянные; температура рабочей жидкости в течение рассматриваемого процесса не изменяется; гидравлические потери в рабочих гидролиниях, подводящих каналах золотникового распределителя и гидроцилиндра малы и ими можно пренебречь; волновые процессы в рабочих гидролиниях из-за их малой длины на динамические процессы не влияют.

Динамическое состояние следящей системы управления высокомоментного гидравлического привода ПППУ (см. рис. 1 и 2) можно представить [4] следующей системой уравнений:

уравнения сил, действующих на рукоятку управления машиниста

$$F_y(t) - m_p \ddot{y}_{bx} - f_p \dot{y}_{bx} - c_p y_{bx} - k_{bx} f_3 \dot{x} = 0; \quad (1)$$

при этом параметры m_p, f_p, c_p приведены к входному звену исполнительного устройства y_{bx} ;

уравнения рассогласования дроссельного устройства

$$x = k_{bx} y_{bx} - y_{ц} - k_{ос} y_{п}; \quad (2)$$

уравнения расхода дроссельного гидропривода гидромеханической системы управления

$$Q_0 = Q_{эф} + Q_{ск}, \quad (3)$$

где $Q_0 = k_{Qx} x = k_3 x$ — расход золотника;

уравнения эффективного расхода дроссельного устройства управления

$$Q_{эф} = k_v \dot{P}_{дв} + A_{п} (\dot{y}_{п} - \dot{y}_{ц}), \quad (4)$$

где $y_{ц} = \frac{R}{c_{осн}} = A_{п} P_{дв} / c_{осн}$;

уравнения расхода жидкости, обусловленного скольжением исполнительного устройства управления

$$Q_{ск} = k_{Qp} P_{дв}; \quad (5)$$

уравнения сил, действующих на массу нагрузки (регулирующий орган насоса силовой системы безредукторного привода подъемной установки)

$$m_n \ddot{y}_n = c_k (y_{п} - y_n) - f_n \dot{y}_n - c y_n, \quad (6)$$

где $F_y(t)$ — внешнее управляющее усилие машиниста подъемной установки; m_p — приведенная масса проводки управления; $y_{bx}, \dot{y}_{bx}, \ddot{y}_{bx}$ — соответственно входная координата перемещения, скорости и ускорения управляющего рычага; f_p — приведенный коэффициент вязкого трения проводки управления; c_p — приведенная жесткость проводки управления; k_{bx} — коэффициент передачи по входному сигналу (входу); f_3 — коэффициент вязкого трения золотника; $x, \dot{x}$ — перемещения и скорость плунжера золотника соответственно; $y_{ц}, \dot{y}_{ц}$ — координата и скорость перемещения цилиндра; $y_{п}, \dot{y}_{п}$ — координата и скорость перемещения поршня; $k_{ос}$ — коэффициент обратной связи; $Q_0, Q_{эф}, Q_{ск}$ — соответственно расход золотника, эффективный расход, расход жидкости скольжения дроссельного исполнительного устройства управления; k_v — коэффициент сжимаемости рабочей жидкости; k_3 — коэффициент золотника по расходу; $P_{дв}, \dot{P}_{дв}$ — перепад давления и первая производная перепада давления на поршне; $A_{п}$ — рабочая площадь поршня; R — возмущающая сила, приложенная к нагрузке; $c_{осн}$ — коэффициент жесткости основания гидроцилиндра; k_{Qx} — коэффициент усиления по расходу; k_{Qp} — коэффициент усиления по давлению; m_n — масса нагрузки; $y_n, \dot{y}_n$ — координата и скорость перемещения нагрузки; c_k — жесткость силовой проводки; f_n — коэффициент вязкого демпфирования нагрузки; c — коэффициент жесткости позиционной нагрузки; $c_k (y_{п} - y_n) = P_{дв} A_{п}$.

Система уравнений (1)–(6) позволяет рассчитать динамические характеристики и оценить динамическую устойчивость линейной модели следящей системы управления гидравлического привода ПППУ.

Преобразуя систему дифференциальных уравнений (1)–(6) по Лапласу, представив ее в изображениях, можно записать данную систему в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} F_y - (m_p s^2 + f_p s + c_p) y_{bx}(s) - |k_{bx}| f_3 s x(s) &= 0; \\ x(s) &= k_{bx} P_{дв}(s) - k_{ос} y_{п}(s) - \left(\frac{1}{c_{осн}} \right) R(s); \\ k_3 x(s) &= k_{Qp} P_{дв}(s) - \\ &- \left[A_{п} s y_{п}(s) + A_{п}^2 \left(\frac{1}{c_{г}} + \frac{1}{c_{осн}} \right) s P_{дв}(s) \right]; \\ R(s) &= A_{п} P_{дв}(s); \\ R(s) &= \frac{c_k (m_n s^2 + f_n s + c)}{m_n s^2 + f_n s + c + c_k} y_{п}(s) = G_m(s) y_{п}(s), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$y_{\text{BX}} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; f_p = 4 \cdot 10^2 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; c_p = 5 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$
 $k_{\text{BX}} = -0,167; f_3 = 0,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; x = (0 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м};$
 $k_{\text{OC}} = 0,833; y_{\text{П}} = (0 \dots 10) \cdot 10^{-3} \text{ м}; y_{\text{Ц}} = 0,15 \cdot 10^{-6} \text{ м};$
 $k_{Qx} = 0,515 \text{ м}^2/\text{с}; k_{Qp} = 8,5 \cdot 10^{-12} \text{ м}^5/(\text{Н} \cdot \text{с});$
 $P_{\text{ДВ}} = 3,0 \cdot 10^6 \text{ Па}; k_{\text{оп}} = 0,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^5/(\text{Н} \cdot \text{с}); k_v =$
 $= 0,54 \cdot 10^{-13} \text{ м}^5/\text{Н}; f_{\text{П}} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; f_{\text{Н}} =$
 $= 2 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{с/м}; m_{\text{П}} = 3,5 \text{ кг}; m_{\text{Ц}} = 5,5 \text{ кг};$
 $m_{\text{Н}} = 200 \text{ кг}; c_{\text{осн}} = 23,1 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; c = 3,9 \cdot 10^5 \text{ Н/м};$
 $c_{\text{к}} = 1,0 \cdot 10^7 \text{ Н/м}; A_{\text{П}} = A_{\text{Ц}} = 0,5652 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$
 $d_{\text{П}} = 0,06 \text{ м}; E = 0,7 \text{ Н/м}^2; V_0 = 0,381 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3; c_{\text{Г}} =$
 $= 5,87 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; c_{\text{с}} = 5,7 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; K_D = 45,56 \text{ с}^{-1};$
 $T = 0,022 \text{ с}; P_{\text{сл}} = 3 \cdot 10^5 \text{ м}; P_{\text{Н}} = 3 \cdot 10^6 \text{ Па};$
 $k_{Px} = 0,06 \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^3; k_{\text{П}} = -0,2 \dots -1,0; B = 3,75 \times$
 $\times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{с/м}.$

Оценка устойчивости системы управления безредукторного гидравлического привода показала, что система управления имеет большой запас устойчивости.

Устойчивая линейная система остается устойчивой при любых начальных отклонениях от установившегося состояния. Нелинейная система может потерять устойчивость только при больших отклонениях.

По принципу работы гидромеханические системы не являются существенно нелинейными. Большинство имеющихся в гидроприводе нелинейностей — это зона нечувствительности, люфты, насыщение по расходу и давлению, сухое (контактное) трение.

При исследовании устойчивости нелинейных систем, в связи с широким применением ЭВМ в настоящее время предпочтение отдается прямому решению нелинейных дифференциальных уравнений системы с использованием известных способов численного интегрирования.

С учетом нелинейности в виде сухого трения нагрузки (регулирующего органа насоса безредукторного гидропривода) уравнения динамики следящей системы управления представляется в виде системы уравнений

$$\left. \begin{aligned}
 &F_y(t) - m_p \ddot{y}_{\text{BX}} - f_p \dot{y}_{\text{BX}} - c_p y_{\text{BX}} - k_{\text{BX}} f_3 \dot{x} = 0; \\
 &x = k_{\text{BX}} y_{\text{BX}} - y_{\text{Ц}} - k_{\text{OC}} y_{\text{П}}; \\
 &Q_0 = Q_{\text{эф}} + Q_{\text{СК}}; \\
 &Q_{\text{эф}} = k_v \dot{P}_{\text{ДВ}} + A_{\text{П}} (\dot{y}_{\text{П}} - \dot{y}_{\text{Ц}}); \\
 &y_{\text{Ц}} = \frac{R}{c_{\text{осн}}} = \frac{A_{\text{П}} P_{\text{ДВ}}}{c_{\text{осн}}}; \\
 &Q_{\text{СК}} = k_{Qp} P_{\text{ДВ}}; \\
 &m_{\text{Н}} \ddot{y}_{\text{Н}} = c_{\text{к}} (y_{\text{П}} - y_{\text{Н}}) - f_{\text{Н}} \dot{y}_{\text{Н}} - F,
 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где F — сила сопротивления нагрузки, определяемая выражениями:

$$F = c y_{\text{Н}} + F_{\text{тр}} \sin \dot{y}_{\text{Н}} \text{ при } \dot{y}_{\text{Н}} \neq 0;$$

$$(c y_{\text{Н}} - F_{\text{тр}}) < F < (c y_{\text{Н}} + F_{\text{тр}}) \text{ при } \dot{y}_{\text{Н}} = 0,$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения.

Анализ структуры системы уравнений (10) позволяет сделать заключение о качественном влиянии трения на статику и динамику гидромеханической системы управления.

Исследование систем уравнений (10) показывает, что контактное трение нагрузки так же, как и диссипативная сила вязкого трения, демпфируют колебания, увеличивая устойчивость следящей системы управления.

Выводы

1. Уравнения движения гидромеханической системы управления безредукторным гидроприводом устанавливают связи, действующие в системе, выявляют главные характерные явления и определяющие их особенности.

2. Представленная математическая модель устанавливает основу динамической структуры дроссельной гидромеханической системы управления, позволяет рассчитать и исследовать следящую систему и дает полное представление о динамическом облике системы: ее структурной схеме, передаточных функциях, постоянных времени, запасах устойчивости, точности и быстродействии.

Список литературы

1. **Свешников В. К.** Электрика, гидравлика или электрогидравлика? // РИТМ (Ремонт, инновация, технология, модернизация). № 4. 2011. С. 110—113.
2. **Свешников В. К.** Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. М.: Машиностроение, 2004.
3. **Наземцев А. С.** Пневматические и гидравлические приводы и системы. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: учеб. пособие / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. М.: Форум, 2007.
4. **Гамынин Н. С., Жданов Ю. К., Климашин А.** Динамика быстродействующего гидравлического привода. М.: Машиностроение, 1979.
5. **Долгушев В. Г., Акопов М. Г., Бекетов В. И.** Системы оборудования летательных аппаратов: учеб. для вузов / под ред. А. М. Матвиенко, В. И. Бекетова. М.: Машиностроение, 2005.

УДК 622.7

А. Н. Петухов, канд. техн. наук, доц., **Н. В. Плешкунова**, асп.,
ШИ(ф) ЮРГТУ (НПИ), г. Шахты

E-mail: talinatatx@mail.ru

Трехпродуктовый тяжелосредный сепаратор

Дано описание конструкции и принципа работы трехпродуктового тяжелосредного сепаратора для обогащения полезных ископаемых, работающего на одной плотности суспензии. Новизна конструкции сепаратора заключается в том, что используя силу напорного потока минеральной суспензии, при одной ее плотности имеется возможность выделения трех продуктов обогащения (концентрата, промежуточного продукта и породы).

Ключевые слова: обогащение полезных ископаемых, трехпродуктовый тяжелосредный сепаратор, напорный поток минеральной суспензии, плотность суспензии, конструкция оборудования, схема цепи аппаратов.

A. N. Petukhov, N. V. Pleshkunova

Three-Products Heavy-Middle Separator

The description of the construction and principle of work of the tree-products heavy-middle separator for dressing minerals working on the suspension of one and the same density is given. The novelty of the separator construction is in using the power of pressurized flow of mineral suspension having one and the same density. It gives the possibility to single out three dressing products (concentrate, intermediate product, rock).

Keywords: mineral processing, three-products heavy-middle separator, pressure head stream of mineral suspension, suspension density, equipment design, scheme of a chain of devices.

Метод обогащения в тяжелых минеральных суспензиях имеет наиболее высокую технологическую эффективность, так как позволяет получить результаты разделения исходного материала по плотностям, близким к теоретически возможным, и свести к минимуму потери полезного компонента с отходами обогащения при высоком качестве концентрата. Но в промышленных условиях при эксплуатации тяжелосредных сепараторов имеются технические трудности, обусловленные следующими обстоятельствами.

Как правило, в исходном сырье, которое поступает на обогащение, содержатся полезный компонент, промежуточный продукт и пустая порода. Наибольшую трудность для обогащения имеет промежуточный продукт, представляющий собой сродки полезного компонента и породы. При отгрузке промпродукта в концентрат резко ухудшается его качество, а при отгрузке промпродукта в породу происходят большие потери полезного компонента с отходами. Поэтому на производстве промпродукт выделяют из общей массы и подвер-

гают вторичной переработке с использованием циклов дробления.

В настоящее время на обогатительных фабриках для выделения из исходного сырья трех продуктов обогащения методом разделения в тяжелых средах используются два последовательно установленных двухпродуктовых тяжелосредных сепаратора: один — с низкой плотностью суспензии, другой — с высокой. Это, в свою очередь, значительно усложняет технологическую схему обогащения, увеличивает себестоимость выпускаемой продукции.

Согласно приведенной на рис. 1 схеме обогащения, предварительно обесшламленный уголь подается в тяжелосредный сепаратор 1 с низкой плотностью суспензии (1,6 т/м³). В этом сепараторе исходный материал делится на всплывшую и потонувшую фракции. Всплывшая фракция является концентратом, она отделяется от кондиционной суспензии на сите предварительного сброса 2 и первом отделении грохота 3. На втором отделении грохота концентрат отмывается от магнетита и отправляется потребителям. При отмыве кон-

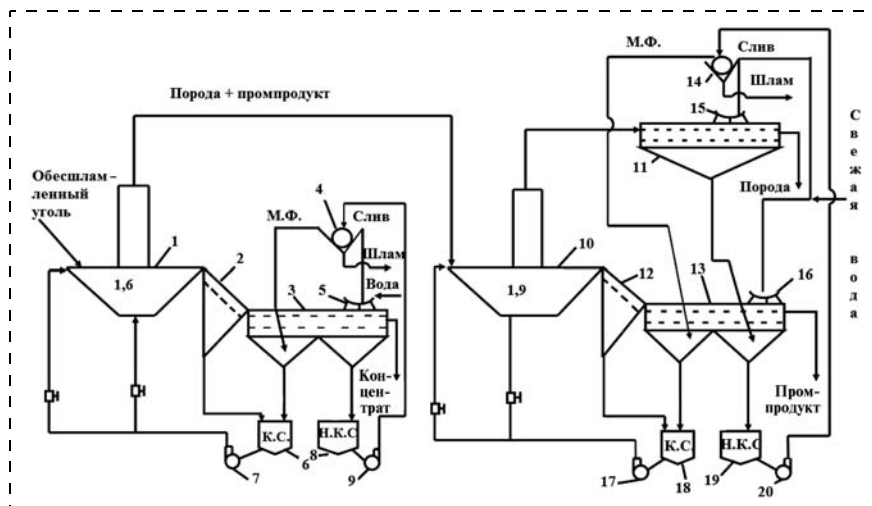


Рис. 1. Схема цепи аппаратов тяжелосредной установки разделения исходного материала на три продукта на современных углеобогатительных фабриках:

1 — двухпродуктовый тяжелосредный сепаратор с суспензией плотностью $1,6 \text{ т/м}^3$; 2, 12 — сита предварительного сброса суспензии; 3 — вибрационный грохот для обезвоживания концентрата и отмыва магнетита; 4, 14 — электромагнитные сепараторы; 5, 15, 16 — брызгалы; 6 — бак кондиционной суспензии плотностью $1,7 \text{ т/м}^3$; 7, 9 — центробежные суспензионные насосы; 8, 19 — баки некондиционной суспензии; 10 — двухпродуктовый тяжелосредный сепаратор с суспензией плотностью $1,9 \text{ т/м}^3$; 11 — вибрационный грохот для обезвоживания породы и отмыва магнетита; 13 — вибрационный грохот для обезвоживания промпродукта и отмыва магнетита; 17, 20 — центробежные суспензионные насосы; 18 — бак кондиционной суспензии плотностью $1,9 \text{ т/м}^3$; М.Ф. — магнитная фракция; К.С. — кондиционная суспензия; Н.К.С. — некондиционная суспензия

центрата от магнетита образуется некондиционная суспензия, которая подается на регенерацию.

Потонувшая фракция, плотность которой более $1,6 \text{ т/м}^3$, представляет собой смесь породы и промпродукта, она загружается во второй тяжелосредный сепаратор 10 с суспензией плотностью $1,9 \text{ т/м}^3$. Во втором сепараторе также происходит разделение исходного материала на две фракции. Всплывшая фракция с плотностью $1,6...1,9 \text{ т/м}^3$ является промпродуктом, а потонувшая фракция представляет собой отходы производства (породу). Промпродукт аналогично концентрату отделяется от суспензии, обезвоживается, отмывается от магнетита и отправляется потребителям как самостоятельный продукт или после дробления подается на повторное обогащение. Породу отмывается от магнетита и отгружается в отвал. Поскольку в схеме задействованы два двухпродуктовых сепаратора, то инфраструктура для получения трех продуктов обогащения является весьма разветвленной, что усложняет технологическую схему обогащения.

Для упрощения технологической схемы обогащения полезных ископаемых в минеральных суспензиях было предложено использовать трехпродуктовые тяжелосредные сепараторы (СТТ), в частности, разработанный институтом "Гипромашуглеобогащение" [1].

В сущности, сепараторы этого типа представляют собой два спаренных в одном аппарате двухпродуктовых тяжелосредных сепаратора, работающих соответственно на низкой и высокой плотности суспензии. Наличие в этом сепараторе двух плотностей незначительно упрощает технологическую схему обогащения, так как требуется два сборника для кондиционной низкой и высокой плотности суспензии, два насоса для подачи кондиционных суспензий в сепаратор, третий сборник для некондиционной суспензии и третий насос для подачи некондиционной суспензии на регенерацию.

Опытные образцы сепаратора типа СТТ испытаны на ЦОФ "Аютинская" в 1974 г., ОФ "Обуховская" Объединения "Ростовуголь" и ЦОФ "Краснолиманская" Объединения "Донецкуглеобогащение" [1]. В процессе испытаний установлено, что

эффективность обогащения углей в них значительно ниже по сравнению с обогащением в двух последовательно установленных двухпродуктовых тяжелосредных сепараторах вследствие перераспределения суспензии из первой ванны во вторую.

Позднее, в 1993 г., институтом "Гипромашуглеобогащение" разработан еще один трехпродуктовый тяжелосредный барабанный сепаратор [2]. Но и в этом сепараторе для разделения исходного материала на три продукта по плотностям используется минеральная суспензия высокой и низкой плотности, следовательно, упрощение технологической схемы незначительно.

Из изложенного следует логичный вывод: для упрощения технологической схемы обогащения полезных ископаемых в минеральных суспензиях необходима разработка конструкции такого трехпродуктового тяжелосредного сепаратора, в котором используется суспензия одной плотности. Это позволит вывести из технологической схемы обогащения один тяжелосредный сепаратор, один сборник суспензии, один суспензионный насос, один электромагнитный сепаратор и часть трубопроводной схемы с запорной арматурой, что, в свою очередь, позволит значительно упростить технологическую схему обогащения и снизить себестоимость выпускаемой товарной продукции.

В Шахтинском институте (филиале) ЮРГТУ (НПИ) разработана и испытана конструкция трехпродуктового тяжелосреднего сепаратора, работающего на минеральной суспензии одной плотности [3] (рис. 2). Отличительной новизной этого сепаратора является использование в одном аппарате выталкивающей (архимедовой) гидростатической силы суспензии и силы напорного потока.

Схема устройства тяжелосреднего сепаратора представлена на рис. 3.

Основной частью сепаратора является ванна 1, имеющая форму усеченного конуса, разрезанного

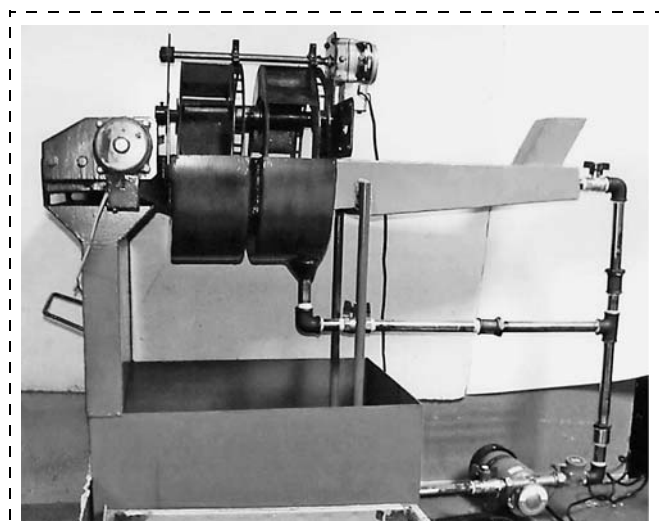


Рис. 2. Лабораторная установка трехпродуктового тяжелосреднего сепаратора

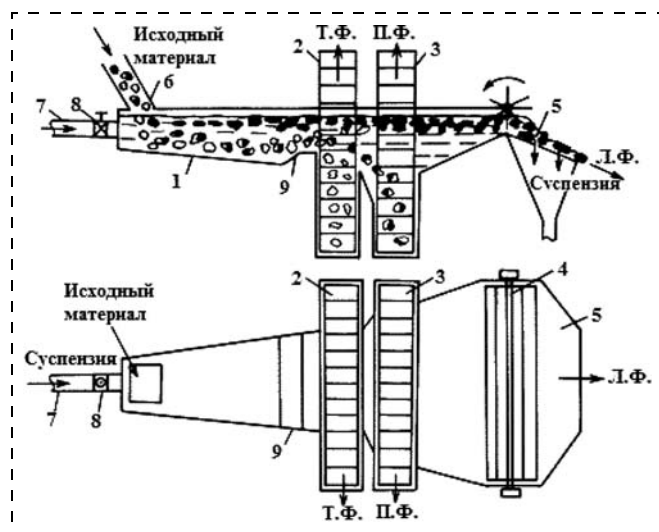


Рис. 3. Трехпродуктовый тяжелосредний сепаратор: 1 — ванна сепаратора; 2 — породное элеваторное колесо; 3 — промпродуктовое элеваторное колесо; 4 — лопастной разгрузчик; 5 — сито предварительного сброса кондиционной суспензии; 6 — точка исходного материала; 7 — трубопровод подачи суспензии; 8 — регулировочная задвижка; 9 — придонный выступ; Т.Ф. — тяжелая фракция; Л.Ф. — легкая фракция; П.Ф. — промпродуктовая фракция

по продольной оси горизонтальной плоскостью. Ванна сепаратора в направлении движения исходного материала и минеральной суспензии имеет переменное сечение по ширине и глубине, вследствие чего изменяется скорость движения суспензии вместе с исходным сырьем.

Наиболее узкой и неглубокой является загрузочная часть ванны, в которую по трубопроводу 7 подается под давлением кондиционная суспензия, а исходный материал поступает в ванну по точке 6. Объем подаваемой суспензии регулируется задвижкой 8. Напорный поток суспензии транспортирует исходный материал по принципу работы гидравлического транспорта. То есть вода транспортирует материал по наклонной плоскости волочением; чем больше будет напор жидкости, тем больше будет скорость транспортировки материала. В загрузочной части исходный материал под действием напорного потока суспензии вначале движется с ускорением и быстро набирает максимальную скорость. В связи с тем, что ванна сепаратора по пути движения суспензии с исходным материалом постепенно расширяется и углубляется, скорость суспензии замедляется, и под действием выталкивающей силы тяжелой суспензии начинается процесс разделения по плотностям. В верхнюю часть потока суспензии всплывают легкие фракции, которые имеют наибольшую скорость движения в направлении продольной оси сепаратора.

Тяжелые фракции, преодолевая силы напорного потока суспензии, опускаются на дно ванны сепаратора и движутся с минимальной скоростью, соприкасаясь с дном и боковыми стенками ванны. Промежуточные по плотности фракции промпродукта занимают в потоке суспензии среднее положение. Скорость движения промпродукта ниже скорости движения легких фракций, но выше скорости движения тяжелых фракций.

Перед входом потока суспензии в расширенную часть ванны на дне установлен небольшой выступ 9. Назначение его заключается в том, чтобы взрыхлить и приподнять придонную массу материала внутри суспензии и высвободить легкие и промпродуктовые фракции, увлеченные вниз тяжелыми фракциями. В первом отделении расширенной части ванны сепаратора скорость суспензии резко снижается и тяжелые фракции, имея минимальную скорость, опускаются вниз и выгружаются из сепаратора перфорированными ковшами элеваторного колеса 2. Промпродукт, имеющий скорость движения значительно выше, чем скорость движения тяжелых фракций, по инерции

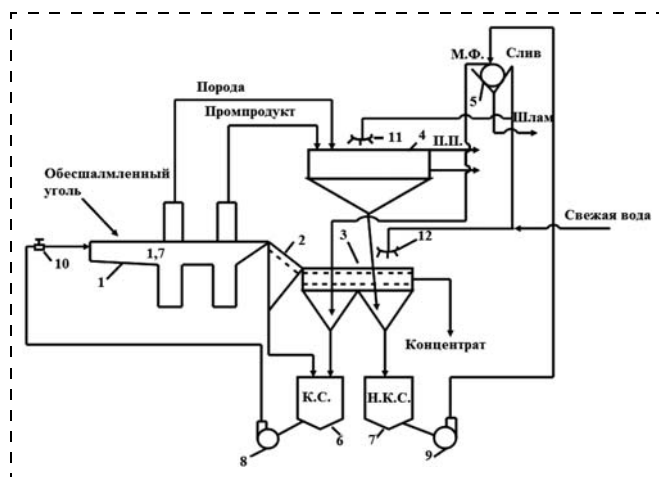


Рис. 4. Схема цепи аппаратов тяжелосредней установки с использованием трехпродуктового тяжелосреднего сепаратора, работающего на одной плотности суспензии:

1 — трехпродуктовый тяжелосредний сепаратор; 2 — сито предварительного сброса суспензии; 3 — вибрационный грохот для обезвоживания концентрата и отмыва магнетита; 4 — вибрационный грохот для отмыва магнетита; 5 — электромагнитный сепаратор; 6 — бак кондиционной суспензии; 7 — бак некондиционной суспензии; 8, 9 — центробежные насосы; 10 — регулировочная задвижка; 11, 12 — брызгалы; П.П. — промпродукт; остальные обозначения — на рис. 1 и 3

поступает во второе, более расширенное отделение ванны, где скорость движения суспензии снижается до минимальной. Промпродукт, потеряв запас кинетической энергии движения в динамически спокойной минеральной суспензии, опускается вниз и выгружается из сепаратора элеваторным колесом 3. Легкие фракции, имеющие плотность значительно меньшую, чем плотность минеральной суспензии, движутся под действием транспортного потока по поверхности зеркала суспензии и выгружаются вместе с ней специальным лопастным разгрузчиком 4. Отделение суспензии от легкой фракции происходит частично на щелевидном сите предварительного сброса 5, а затем на обезвоживающем грохоте, который на рисунке не показан. Во избежание усложнения рисунка на нем не показаны приводы элеваторных колес и разгрузочного устройства.

Таким образом, исходный материал в процессе движения в ванне сепаратора подвергается воз-

действию выталкивающей силы тяжелой среды и силы ее напорного потока, вследствие чего разделяется на три продукта по плотностям. Это, в свою очередь, дает возможность значительно упростить технологическую схему обогащения, так как из эксплуатации выводится около половины оборудования, что подтверждается количеством задействованного оборудования в технологических схемах, приведенных на рис. 1 и 4.

Выводы

1. Предлагаемый трехпродуктовый тяжелосредний сепаратор конструктивно значительно проще сепаратора типа СТТ и барабанных трехпродуктовых сепараторов.

2. Применение предлагаемого сепаратора в обогащении полезных ископаемых позволит значительно упростить технологическую схему обогащения и, как следствие, снизить себестоимость выпускаемой готовой продукции.

3. Внедрение тяжелосреднего трехпродуктового сепаратора, работающего на одной плотности суспензии, имеет большой практический интерес, так как предоставляется возможность снизить стоимость процесса обогащения самого эффективного и производительного способа обогащения полезных ископаемых. Из предлагаемой технологической схемы при этом выводится оборудование общей стоимостью примерно 15 млн руб.

Список литературы

1. **Оборудование** для обогащения угля: справочное пособие / под общ. ред. Б. Ф. Братченко. М.: Недра, 1970. 335 с.
2. **Трехпродуктовый** тяжелосредний барабанный сепаратор. А. с. № 1808381 СНГ. Оpubл. Бюл. № 14, 1993.
3. **Трехпродуктовый** тяжелосредний сепаратор. Пат. РФ № 2312709, опубл. Бюл. № 35, 2007.
4. **Хайдакин В. И.** Наладка и регулировка оборудования для обогащения углей в тяжелых средах / В. И. Хайдакин, М. Н. Ковшар, Н. А. Самылин. М.: Недра, 1982. 175 с.

УДК 622.673.1

А. Г. Степанов, д-р техн. наук, проф., г. Бостон, США

E-mail: AGStepanov@mail.ru

Теоретические основы динамики шахтного подъема

Рассмотрена методика исследования динамики шахтного подъема с учетом распределенной массы канатов. Определены собственные числа и фундаментальные функции задачи. Предложена эквивалентная схема, в которой головные и уравновешивающие канаты разбиты на 10 частей, представляющих массы, соединенные вязкоупругими связями. Схема косвенно учитывает волновые процессы и существенно уменьшает трудоемкость при исследовании динамики шахтного подъема.

Ключевые слова: подъем, динамика, канат, распределенная масса, вязкоупругие свойства, собственное число, фундаментальная функция, ортогональность.

A. G. Stepanov

The Theoretical Basis of the Dynamics of Shaft Hoisting

The article discusses the method of studying the dynamics of shaft hoisting with distributed mass of ropes. The eigenvalues and fundamental functions are determined. The equivalent model is proposed. The scheme takes into account the wave process and significantly reduces the complexity in studying the dynamics of shaft hoisting.

Keywords: shaft hoisting, dynamics, rope, mass distribution, viscoelastic properties, eigenvalue, eigenfunction, orthogonality.

Большинство конкретных задач динамики шахтных подъемных установок были решены методами, в которых канаты принимались вязкоупругими невесомыми элементами, эквивалентные массы которых определялись с помощью метода Рэлея, добавляясь к сосредоточенным [1–6]. Впервые на возможность приведения распределенной массы к сосредоточенной указал Рэлей [7]. Сущность метода Рэлея заключалась в том, что характер деформации канатов, подвергающихся динамическим нагрузкам, принимался соответствующим деформации при статическом нагружении. Масса уравновешивающих канатов присоединялась полностью [2, 4] или частично к сосудам [8]. В этих случаях распространение упругой волны получалось мгновенным. Метод давал хорошие результаты при отсутствии уравновешивающих канатов и при малых длинах головных канатов. С увеличением глубины подъема возрастает влияние распределенной массы канатов на динамические процессы. Скорость распространения упругой волны в канате приблизительно равна 3700 м/с. Современные шахтные многоканатные подъемные установки могут иметь высоту подъема более 1000 м, поэтому время распространения упругих

волн существенно и пренебрегать им нельзя. Движение отдельных сечений следует рассматривать более строго, а именно, учитывать, что массовые и деформационные характеристики распределены по длине упругого элемента. Начало решения подобного класса задач положено в работах академиков А. Н. Крылова [9], С. П. Тимошенко [10]. Основополагающими исследованиями динамики подъемного каната являются работы академиков А. Д. Динника [11], Г. Н. Савина [12, 13] и профессора Ф. В. Флоринского [14]. В этих и других исследованиях [4, 15, с. 256] решены задачи для свободно подвешенного каната и для случая, когда к концу каната подвешен груз. В ряде работ были сделаны попытки решения конкретных задач для более сложных схем, например, таких, как три массы последовательно соединенных четырьмя канатами (многоканатный подъем) и др. [4, с. 29]. Однако точное решение задач с учетом распределенной массы каната по его длине представляет чрезвычайно трудоемкую задачу. Следует отметить, что современные математические пакеты (например, MathCad 14) чрезвычайно упрощают решение системы дифференциальных уравнений высокого порядка. Поэтому в целях уменьшения трудоем-

кости решения задач динамики шахтного подъема с помощью волновых уравнений предлагается более простое решение, когда канат с распределенной массой по длине разбивается на равные части и заменяется n массами (здесь $n = 10$), соединенными невесомыми вязкоупругими связями. При выполнении этой работы поставлена цель доказать допустимость и точность такого метода.

Математическая модель

Рассмотрим схему, приведенную на рис. 1. Канат длиной l жестко закреплен в верхнем сечении, а в нижнем к канату подвешен груз массой m . Выделим на расстоянии x элементарный участок каната dx . Допустим, что к сечениям каната I и II приложены силы упругости S и S_1 . Тогда $\partial S = S_1 - S$.

Разность усилий S и S_1 обусловлена, с одной стороны, весом элементарного участка $g\rho dx$, а с другой — волновым процессом, характеризующим распределение усилий вдоль каната, поэтому

$$S_1 = S + g\rho dx + \frac{\partial S}{\partial x} dx, \quad (1)$$

здесь ρ — линейная плотность каната, кг/м.

Если обозначить через v перемещение участка dx и допустить, что верхний конец каната имеет ускорение $j(t)$, то величина $\frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$ будет относительным ускорением участка, а абсолютное ускорение участка с координатой x равно $j(t) + \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$. Используя принцип Даламбера—Лагранжа [15, с. 26; 16], дифференциальное уравнение, характеризующее движение элементарного участка, запишем

$$\rho dx \left[j(t) + \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right] = S_1 - S. \quad (2)$$

Представим канат как вязкоупругий элемент, в котором полное напряжение равно сумме напряжений от упругой деформации и от сил вязкого сопротивления. В соответствии с гипотезой Фойхта [17] упругая деформация подчиняется закону Гука, а напряжение от сил вязкого сопротивления пропорционально скорости деформации, поэтому полное напряжение $\sigma = E\varepsilon + E\mu_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial t}$, здесь E — модуль упругости каната, Па; μ_k — коэффициент, характеризующий диссипативные свойства каната, с; $\varepsilon = \frac{\partial v}{\partial x}$ — относительное удлинение каната (относи-

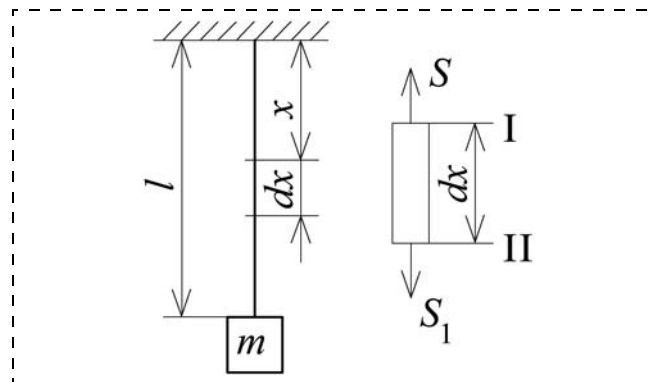


Рис. 1. Расчетная схема массы, подвешенной на канате

тельная деформация). Если умножить правую и левую части последнего равенства на площадь поперечного сечения всех проволок в канате F , получим

$$S = EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial v}{\partial x}. \quad (3)$$

Продифференцировав это уравнение, получим

$$\frac{\partial S}{\partial x} = EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}.$$

Подставив значение $\frac{\partial S}{\partial x}$ в (1), уравнение (2) запишем как

$$\rho dx \left[j(t) + \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right] = g\rho dx + EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} dx.$$

Разделив все члены уравнения на ρdx , получим

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - a^2 \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = g - j(t), \quad (4)$$

где $a^2 = \frac{EF}{\rho}$ — квадрат скорости распространения упругой волны, м²/с².

Как было отмечено, величина v характеризует перемещение элементарного участка каната с координатой x , которое равно сумме удлинений от статических и динамических нагрузок, т. е.

$$v = v_0 + u, \quad (5)$$

где v_0 — деформация каната под действием статических нагрузок, м; u — деформация каната под действием динамических нагрузок, м.

Если рассматривать свободно висящий канат, то статическое удлинение элементарного участка каната dx будет происходить под действием силы от веса каната длиной $(l - x)$, поэтому $dv_0 = \frac{gp(l-x)dx}{EF}$

или $v_0 = g \frac{p}{EF} \left(lx - \frac{x^2}{2} \right)$ при $x = l$, $v_0 = g \frac{m_{\kappa} l}{2EF}$, где $m_{\kappa} = pl$ — масса каната, кг.

Если на конце каната висит сосредоточенная масса m , то статическое удлинение каната

$$v_0 = g \left[\frac{p}{EF} \left(lx - \frac{x^2}{2} \right) + \frac{m}{EF} x \right]. \quad (6)$$

Подставив (6) в (5) и дважды продифференцировав по t и x , получим

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{gp}{EF}.$$

Тогда уравнение (4) будет иметь вид

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \left(1 + \mu_{\kappa} \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = -j(t). \quad (7)$$

Если канат представить упругим элементом ($\mu_{\kappa} = 0$), верхний конец которого неподвижен, то получим классическое волновое уравнение [18, 19]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0. \quad (8)$$

Задачи динамики шахтного подъемного каната являются типичными для задач математической физики, решение которых зависит от краевых условий. Краевыми условиями называется совокупность начальных и граничных условий [19]. Начальные условия характеризуют состояние системы в заданный момент времени, например, при $t = 0$. Граничные условия указывают значение кинематических или силовых параметров в заданных сечениях каната.

Таким образом, краевые условия определяются физической постановкой задачи и могут иметь разнообразный характер.

Решение задачи в общем виде

Рассмотрим свободные колебания каната. Уравнением, характеризующим свободные колебания каната, будет зависимость (7) при $j(t) = 0$:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \left(1 + \mu_{\kappa} \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0. \quad (9)$$

Уравнение (9) решается методом разделения переменных (метод Фурье) [19]. Существо метода состоит в представлении искомого решения в виде ряда Фурье по некоторой ортогональной системе функций, связанных с рассматриваемой задачей.

Будем искать (не равное тождественно нулю) частное решение уравнения (9) в виде произведения двух функций $X(x)$ и $T(t)$, из которых первая зависит только от x , а вторая — только от t . В этой интерпретации

$$u(x, t) = X(x)T(t). \quad (10)$$

Подставляя (10) в (9), получим

$$X(x) \ddot{T}(t) = a^2 \left(1 + \mu_{\kappa} \frac{\partial}{\partial t} \right) T(t) X''(x)$$

или

$$\frac{X''(x)}{X(x)} = \frac{\ddot{T}(t)}{a^2 \left(1 + \mu_{\kappa} \frac{\partial}{\partial t} \right) T(t)} = -k^2. \quad (11)$$

Здесь и далее производные по времени обозначены точками, а производные по координате — штрихами. В левой части этого выражения стоит функция, независимая от t , а в правой — независимая от x . Это равенство возможно только в том случае, когда левая и правая части не зависят ни от x , ни от t , т. е. равны постоянному числу, которое обозначим через $-k^2$ ($k^2 > 0$). Из этих равенств получаются два уравнения:

$$\begin{cases} X''(x) + k^2 X(x) = 0; \\ \ddot{T}(t) + k^2 a^2 \mu_{\kappa} \dot{T}(t) + k^2 a^2 T(t) = 0. \end{cases}$$

Обозначив $\omega^2 = k^2 a^2$; $2\mu = \omega^2 \mu_{\kappa}$, получим

$$\begin{cases} X''(x) + k^2 X(x) = 0; \\ \ddot{T}(t) + 2\mu \dot{T}(t) + \omega^2 T(t) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Корни характеристических уравнений (12)

$$r_x = \pm k \sqrt{-1}; \quad r_t = -\mu \pm \sqrt{\mu^2 - \omega^2}.$$

Для реальных канатов $b > \mu$ всегда, поэтому корни уравнений комплексные, и следовательно, общими решениями однородных уравнений (12) будут [22]

$$\begin{aligned} X(x) &= A \cos kx + B \sin kx; \\ T(t) &= e^{-\mu t} (C \cos \omega t + D \sin \omega t), \end{aligned} \quad (13)$$

где $\omega = \sqrt{b^2 - \mu^2}$ — частота затухающих колебаний, с^{-1} .

Коэффициент μ характеризует затухание колебаний, в соответствии с [4, с. 123] связан с логарифмическим декрементом колебаний δ соотношением $\mu = \frac{\delta}{2\pi} b$. Каждая гармоника j имеет свое значение k_j , а следовательно, и определенные коэффициенты μ_j и ω_j . Постоянные интегрирования A_j, B_j опреде-

ляются из граничных условий, т. е. из значений кинематических или силовых параметров в заданных сечениях каната. Постоянные интегрирования C_j и D_j определяются из начальных условий, т. е. из условий, которые характеризуют состояние системы в заданный момент времени.

Поэтому уравнение (10) следует записать

$$u(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} X_j(x) T_j(t). \quad (14)$$

С учетом (13) последнее уравнение будет

$$u(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} (A_j \cos k_j x + B_j \sin k_j x) \times e^{-\mu_j t} (C_j \cos \omega_j t + D_j \sin \omega_j t). \quad (15)$$

Ряд (15) будет решением уравнения (9) только в том случае, если коэффициенты C_j и D_j таковы, что этот ряд сходится и сходятся ряды, получающиеся после двукратного почленного дифференцирования по x и t [19].

Собственные числа задачи

Было отмечено, что значения k_j являются корнями трансцендентного уравнения, которое получается из граничных условий. В свою очередь, граничные условия формулируются в зависимости от конструкции машины и режима ее работы. Рассмотрим схему, в которой масса m соединена двумя ветвями канатов (рис. 2). Эта схема характерна для уравновешенной подъемной установки после остановки органа навивки. Граничные условия:

1. Сила упругости в нижнем сечении уравновешивающего каната равна нулю, т. е. при $x = l_1 + l_3 = l$

$$S = EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial u_3(l, t)}{\partial x} = 0.$$

Сила упругости S может быть равна нулю только при $\frac{\partial u_3(l, t)}{\partial x} = 0$. Эта величина равна $X'_3(l) T(t) = 0$,

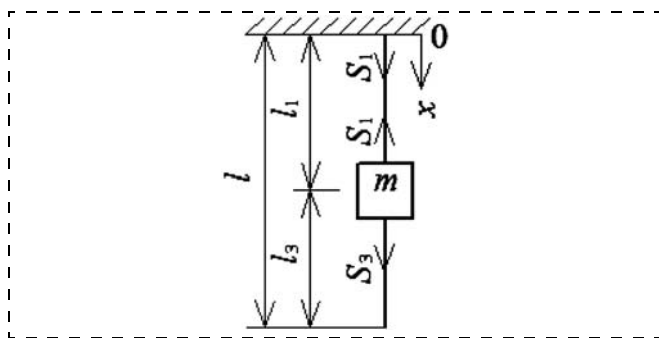


Рис. 2. Эквивалентная схема ветви канатов уравновешенного подъема

следовательно, сила упругости равна нулю при $X'_3(l) = 0$, поэтому, продифференцировав первое уравнение (13), получим

$$-k_j A_{3j} \sin k_j l + k_j B_{3j} \cos k_j l = 0. \quad (16)$$

2. Деформация в верхнем сечении головного каната в любой момент времени равна нулю, т. е. при $x = l = 0$ $X_{1j}(0) = A_{1j} \cos(k_j \cdot 0) + B_{1j} \sin(k \cdot 0) = 0$. Следовательно, $A_{1j} = 0$.

3. Координаты перемещения канатов, прикрепленных к массе m , равны, т. е. при $x = l_1$, $u_1 = (l_1, t) = u_3(l_1, t)$, $X_1(l_1) T(t) = X_3(l_1) T(t)$, следовательно, $X_1(l_1) = X_3(l_1)$. Поэтому при $A_{1j} = 0$ получим

$$B_{1j} \sin k_j l_1 - A_{3j} \cos k_j l_1 - B_{3j} \sin k_j l_1 = 0. \quad (17)$$

4. На массу m действует динамическая сила, уравновешенная силами упругости S_1 головного и S_3 уравновешивающего канатов. При этом если сила упругости головного каната увеличивается, то сила упругости уравновешивающего каната уменьшается. Поэтому при $x = l_1$

$$m \frac{\partial^2 u_1(l_1, t)}{\partial t^2} = EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial u_3(l_1, t)}{\partial x} - EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial u_1(l_1, t)}{\partial x}.$$

Используя соотношение (10), из которого $\frac{\partial^2 u_1(l_1, t)}{\partial t^2} = \ddot{T}(t) X_1(l_1)$, $\frac{\partial u_1(l_1, t)}{\partial x} = X'_1(l_1) T(t)$, получим

$$m \ddot{T}(t) X_1(l_1) = EF \left(1 + \mu_k \frac{\partial}{\partial t} \right) [X'_3(l_1) T(t) - X'_1(l_1) T(t)].$$

Из уравнения (11) нетрудно заметить, что последнее уравнение можно записать

$$\frac{m}{p} (-k_j^2) = \frac{X'_3(l_1) - X'_1(l_1)}{X_1(l_1)}.$$

Подставив функции $X_1(l_1)$, $X'_1(l_1)$, $X'_3(l_1)$ и учитывая, что $A_{1j} = 0$, получим

$$B_{1j} \left[k_j \frac{m}{p} \sin k_j l_1 - \cos k_j l_1 \right] - A_{3j} \sin k_j l_1 + B_{3j} \cos k_j l_1 = 0. \quad (18)$$

Таким образом, получены три алгебраических уравнения (16)–(18), в которых для каждой гармоники имеется три неизвестных постоянных B_{1j} , A_{3j} , B_{3j} и собственное число k_j . Известно, что собственные числа определяются из характеристического уравнения, которое получается из характеристического определителя [15, с. 44]. Если раскрыть ха-

рактический определитель, то получим его детерминант

$$\begin{vmatrix} 0 & -\sin k_j l & \cos k_j l \\ -\sin k_j l_1 & -\cos k_j l_1 & -\sin k_j l_1 \\ \left[k_j \frac{m}{p} \sin k_j l_1 - \cos k_j l_1 \right] & -\sin k_j l_1 & \cos k_j l_1 \end{vmatrix}. \quad (19)$$

Математический пакет MathCad 14 позволяет определить значение детерминанта в символьном виде. Функция $f(k_j)$ при нулевом значении дает величину собственного числа. Пакет MathCad 14, кроме этого, дает возможность определения детерминанта в численном виде, избавляя исследователя от громоздких формул. На рис. 3 показан

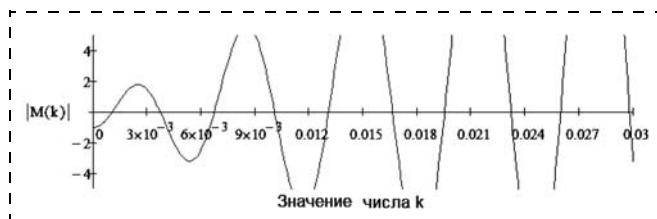


Рис. 3. Зависимость детерминанта определителя $|M(k)|$ от числа k

Собственные числа k_j и коэффициенты B_{1j} , A_{3j} и B_{3j} ($A_{1j} = 0$)

Наименование	j	k_j	B_{1j}	A_{3j}	B_{3j}
Начало подъема: $l_1 = 945$ м; $l_3 = 15$ м	1	$8,249206 \cdot 10^{-4}$	1,002613	0,4938509	0,500338
	2	$3,562519 \cdot 10^{-3}$	1,0032371	0,2149091	0,0614032
	3	$6,775598 \cdot 10^{-3}$	1,0042914	0,1171574	0,02636955
	4	$1,0059 \cdot 10^{-2}$	1,00346908	0,0795276	0,01876819
	5	$1,013362 \cdot 10^{-2}$	0,9994112	0,0600254	0,016055673
	6	$1,016674 \cdot 10^{-2}$	0,98600243	0,04815033	0,014838
	7	$1,01999 \cdot 10^{-2}$	0,99242426	0,0401860	0,014241
	8	$1,023308 \cdot 10^{-2}$	1,01026047	0,0344777	0,0139539
	9	$1,026628 \cdot 10^{-2}$	1,00296729	0,0301748	0,013839
	10	$1,029949 \cdot 10^{-2}$	1,0109694	0,0268262	0,013844
Середина подъема: $l_1 = 485$ м; $l_3 = 475$ м	1	$1,043326 \cdot 10^{-3}$	0,99998	0,29695	0,4641076
	2	$3,741031 \cdot 10^{-3}$	0,99998	4,26866	2,060932
	3	$6,727577 \cdot 10^{-3}$	1,00040	0,11930	0,0211297
	4	$1,009 \cdot 10^{-2}$	0,99996	11,826615	3,168264
	5	$1,3085 \cdot 10^{-2}$	0,99502	0,06333665	-0,000274
	6	$1,6638 \cdot 10^{-2}$	0,999964	19,23577	5,209049
	7	$1,952 \cdot 10^{-2}$	0,9941	0,042763	-0,004728
	8	$2,3223 \cdot 10^{-2}$	0,99989	26,1679	8,16942
	9	$2,5976 \cdot 10^{-2}$	1,003321	0,322148	-0,006388
	10	$2,982 \cdot 10^{-2}$	0,9988	32,430815	11,294981
Конец подъема: $l_1 = 25$ м; $l_3 = 935$ м	1	$1,6328 \cdot 10^{-3}$	1,006242	0,00306043	0,925967
	2	$4,67856 \cdot 10^{-3}$	1,001151	0,0771474	0,343427
	3	$6,038 \cdot 10^{-3}$	0,999937	0,165421	-0,087535
	4	$8,5824 \cdot 10^{-3}$	0,999491	0,47124	-1,162518
	5	$1,1856 \cdot 10^{-2}$	0,999937	1,2253848	-3,0123386
	6	$1,5187 \cdot 10^{-2}$	0,999512	2,526372	-5,33109
	7	$1,8532 \cdot 10^{-2}$	-7,972064	4,482207	-7,97206
	8	$2,1883 \cdot 10^{-2}$	-10,77069	7,169369	-10,77069
	9	$2,5237 \cdot 10^{-2}$	-13,56606	10,64072	-13,56606
	10	$2,8592 \cdot 10^{-2}$	-16,1379	14,87406	-16,1379

график, характеризующий значение детерминанта определителя $|M(k)|$ от величины собственного числа k для данных: $m = 31\,500$ кг, $p = 4 \cdot 5,38$ кг/м, $l = 960$ м, $l_1 = 485$ м (индекс j при k в программе должен быть опущен). Этот график можно представить в любом масштабе и получить значения чисел k практически с любой желаемой точностью. Определитель (19) характеризует систему уравнений

$$\begin{cases} -A_{3j} \sin k_j l + B_{3j} \cos k_j l = 0; \\ B_{1j} \sin k_j l_1 - A_{3j} \cos k_j l_1 - B_{3j} \sin k_j l_1 = 0; \\ B_{1j} \left[k_j \frac{m}{p} \sin k_j l_1 - \cos k_j l_1 \right] - A_{3j} \sin k_j l_1 + B_{3j} \cos k_j l_1 = 0. \end{cases}$$

Неизвестные коэффициенты B_{1j} , A_{3j} , B_{3j} определяются путем использования в пакете MathCad 14 операторов Given-Find. Подставив эти величины и значение λ_j в первое уравнение системы (13), получим фундаментальные функции для ветвей канатов уравновешенного подъема. Значения этих величин приведены в таблице.

Ортогональность фундаментальных функций

Для определения постоянных интегрирования C_j и D_j уравнения (15) воспользуемся ортогональностью фундаментальных функций.

Известно [19, 20], что для системы функций, ортогональных на отрезке $[0, l]$, выполняются условия

$$n \neq j; \int_0^l X_j(x) X_n(x) dx = 0, \quad n = j; \int_0^l X_j^2(x) dx \neq 0,$$

где n и j — соответствующие номера гармоник.

Величину $\int_0^l [X_j(x)]^2 dx = \|X_j\|^2$ принято называть квадратом нормы функции $X_j(x)$ [19, 21].

Канату длиной l_1 предпишем индекс 1, а канату длиной l_3 — индекс 3. Перепишем выражение (11) для гармоник j и n .

$$X''_{1j}(x) = -k_j^2 X_{1j}(x); \quad X''_{1n}(x) = -k_n^2 X_{1n}(x);$$

$$X''_{3j}(x) = -k_j^2 X_{3j}(x); \quad X''_{3n}(x) = -k_n^2 X_{3n}(x).$$

Умножим первое и третье из этих соотношений соответственно на $X_{1n}(x)$ и $X_{3n}(x)$, а второе и четвертое — на $X_{1j}(x)$ и $X_{3j}(x)$ и проинтегрируем в пределах $[c - d]$, получим для каната длиной l_1

$$\begin{cases} \int_c^d X''_{1j}(x) X_{1n}(x) dx = -k_j^2 \int_c^d X_{1j}(x) X_{1n}(x) dx, \\ \int_c^d X''_{1n}(x) X_{1j}(x) dx = -k_n^2 \int_c^d X_{1n}(x) X_{1j}(x) dx. \end{cases}$$

Разность этих выражений равна

$$\begin{aligned} \int_c^d X_{1j}''(x)X_{1n}(x)dx - \int_c^d X_{1n}''(x)X_{1j}(x)dx = \\ = (k_n^2 - k_j^2) \int_c^d X_{1j}(x)X_{1n}(x)dx. \end{aligned}$$

Интегралы, стоящие в левой части выражения, интегрируем по частям. Тогда получим [22, с. 483]:

$$\begin{cases} \int_c^d X_{1j}''(x)X_{1n}(x)dx = X_{1j}'(x)X_{1n}(x)|_c^d - \int_c^d X_{1j}'(x)X_{1n}'(x)dx, \\ \int_c^d X_{1n}''(x)X_{1j}(x)dx = X_{1n}'(x)X_{1j}(x)|_c^d - \int_c^d X_{1n}'(x)X_{1j}'(x)dx. \end{cases}$$

С учетом этих выражений уравнение для канатов с длинами l_1 и l_3 запишем

$$\begin{cases} X_{1j}'(x)X_{1n}(x)|_c^d - X_{1n}'(x)X_{1j}(x)|_c^d = \\ = (k_n^2 - k_j^2) \int_c^d X_{1j}(x)X_{1n}(x)dx, \\ X_{3j}'(x)X_{3n}(x)|_c^d - X_{3n}'(x)X_{3j}(x)|_c^d = \\ = (k_n^2 - k_j^2) \int_c^d X_{3j}(x)X_{3n}(x)dx. \end{cases} \quad (20)$$

Пределы интегрирования для каната длиной $l_1 - [0 - l_1]$, а для каната длиной $l_3 - [l_1 - l]$. Граничные условия для рассматриваемой задачи: $x = l$, $X_3'(l) = 0$; $x = 0$, $X_1(0) = 0$; $x = l_1$, $X_1(l_1) = X_3(l_1)$;

$$x = l_1, X_1'(l_1) = X_3'(l_1) + k^2 \frac{m}{p} X_1(l_1).$$

Подставив эти значения в (20), сложив последние, выполнив преобразования, получим

$$\begin{cases} j \neq n; \int_0^{l_1} X_{1j}(x)X_{1n}(x)dx + \int_{l_1}^l X_{3j}(x)X_{3n}(x)dx + \\ + \frac{m}{p} X_{1j}(l_1)X_{1n}(l_1) = 0; \\ j = n; \int_0^{l_1} X_{1j}^2(x)dx + \int_{l_1}^l X_{3j}^2(x)dx + \frac{m}{p} X_{1j}^2(l_1) \neq 0. \end{cases} \quad (21)$$

Квадрат нормы весовой и фундаментальных функций будет

$$\|X_j\|^2 = \int_0^{l_1} X_{1j}^2(x)dx + \int_{l_1}^l X_{3j}^2(x)dx + \frac{m}{p} X_{1j}^2(l_1).$$

Выражения (21) характеризуют ортогональность фундаментальных функций подъемной системы, в которой масса соединена двумя ветвями канатов.

Свободные колебания

Процесс свободных колебаний описывается уравнением (9). Приняв в качестве решения уравнения (15), запишем для канатов, имеющих длины l_1 и l_3 , эти функции и их производные:

$$\begin{cases} u_1(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} X_{1j}(x)T_j(t); u_3(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} X_{3j}(x)T_j(t); \\ \frac{\partial u_1(x, t)}{\partial t} = \sum_{j=1}^{\infty} X_{1j}(x)\dot{T}_j(t); \frac{\partial u_3(x, t)}{\partial t} = \sum_{j=1}^{\infty} X_{3j}(x)\dot{T}_j(t). \end{cases} \quad (22)$$

Решения (22) должны удовлетворять начальным условиям. Для этого подбираются постоянные C_j и D_j . Предположим, что к нижнему сечению уравновешивающего каната (см. рис. 2) приложена сила S , а затем, при начальной скорости v_0 , эта сила убирается. Начинаются свободные колебания.

Под действием силы S канат длиной l удлинится на величину $u(l, 0) = \frac{Sl}{EF}$. Так как деформация $u(l, 0)$ распределится равномерно по всей длине каната, то, очевидно, можно записать $f_1(x) = f_3(x) = \frac{S}{EF}x$,

$\varphi_1(x) = \varphi_3(x) = \frac{v_0}{l}x$. Здесь $f(x)$ и $\varphi(x)$ — функции распределения деформации и скорости вдоль канатов.

Подставив значения этих функций при $t = 0$, получим

$$f_1(x) = u_1(x, 0) = \sum_{j=1}^{\infty} C_{1j}X_{1j}(x),$$

$$f_3(x) = u_3(x, 0) = \sum_{j=1}^{\infty} C_{1j}X_{3j}(x),$$

$$\varphi_1(x) = \frac{\partial u_1(x, 0)}{\partial t} = \sum (D_{1j}\omega_{1j} - C_{1j}\mu_{1j})X_{1j}(x),$$

$$\varphi_3(x) = \frac{\partial u_3(x, 0)}{\partial t} = \sum_{j=1}^{\infty} (D_{1j}\omega_{3j} - C_{1j}\mu_{3j})X_{3j}(x).$$

Умножим обе части равенств на $X_{1n}(x)$ и $X_{3n}(x)$, проинтегрируем в заданных пределах, сложим функции $f_1(x)$ с $f_3(x)$, а $\varphi_1(x)$ с $\varphi_3(x)$, и используя

условие ортогональности фундаментальных функций (21), определим коэффициенты C_j и D_j [4]:

$$\left\{ \begin{aligned} C_j &= \frac{\int_0^{l_1} f_1(x) X_{1j}(x) dx + \int_0^l f_3(x) X_{3j}(x) dx + \frac{m}{p} f_1(l_1) X_{1j}(l_1)}{\|X_j\|^2}, \\ D_j &= \frac{1}{\omega_j} \left[C_j \mu_j + \frac{\int_0^{l_1} \varphi_1(x) X_{1j}(x) dx + \int_0^l \varphi_3(x) X_{3j}(x) dx}{\|X_j\|^2} \right]. \end{aligned} \right. \quad (23)$$

Коэффициенты C_j и D_j , вычисленные по формулам (23), называются коэффициентами Фурье ортогональных функций [19]. Подставив значения этих постоянных в уравнение (15), определяются процессы при свободных колебаниях.

В качестве примера рассмотрим процессы формирования деформаций в головном канате у массы m и у петли уравнивающего каната. На рис. 4 показаны эти процессы, при этом деформации приведены в относительных единицах, приняв в качестве базовых деформации при статическом усилии S , приложенном к петле уравнивающего каната при скорости $\varphi_1(x) = \varphi_3(x) = 0$. Процессы формирования динамических усилий приведены для трех случаев, представленных в таблице ($a - l_1 = 945$ м; $l_3 = 15$ м; $b - l_1 = 485$ м; $l_3 = 475$ м; $в - l_1 = 25$ м; $l_3 = 935$ м). На рисунке видно влияние массы уравнивающего каната на формирование колебательного процесса. Для первого случая, когда длина уравнивающего каната мала, его масса практически не оказывает влияния и масса m совместно с петлей каната совершают гармонические колебания. Статическая деформация у петли каната при нагрузке $S = 4,9 \cdot 10^5$ Н равна $f_1(l) = 1,28$ м, следовательно, абсолютная ве-

личина изменения положения петли каната достигает 2,56 м.

Учитывая, что вторая ветвь подъема может иметь колебания, совпадающие по фазе с первой ветвью, амплитуда линейных перемещений петли может достигать больших величин. Такие колебания петли каната зафиксированы при эксплуатации многоканатного подъема, однако теоретически определены впервые. Для случая b , когда длины головного и уравнивающего канатов примерно равны, распределенная масса уравнивающего каната начинает проявлять влияние. Для третьего случая масса уравнивающего каната соизмерима с массой m и она существенно искажает гармонический характер колебания груза. В этом процессе учитывается скорость распространения упругой волны и отметка 0,256 с показывает время, за которое она достигнет массы m .

Рассмотренный выше пример представляет только частный случай, а именно, положение элементов уравниженного подъема при стоянке машины и разных положениях сосуда. Реальные схемы шахтного подъема более разнообразны. Например, многоканатная подъемная установка во время рабочего режима дополнительно имеет еще одну или две сосредоточенные массы и еще одну ветвь канатов, аналогичную в исследуемом примере. Эта же схема изменит свою структуру в случае появления скольжения канатов по футеровке барабана трения. Во всех этих случаях необходимо снова определять собственные числа системы, фундаментальные функции и все последующие коэффициенты. При определении вынужденных колебаний возмущающие воздействия могут быть нелинейными, что вызовет дополнительные сложности исследования динамических процессов шахтного подъема. В заключение этого раздела следует отметить, что исследование динамических процессов в шахтном подъеме с учетом распределенной массы канатов (волновых процессов) представляет значи-

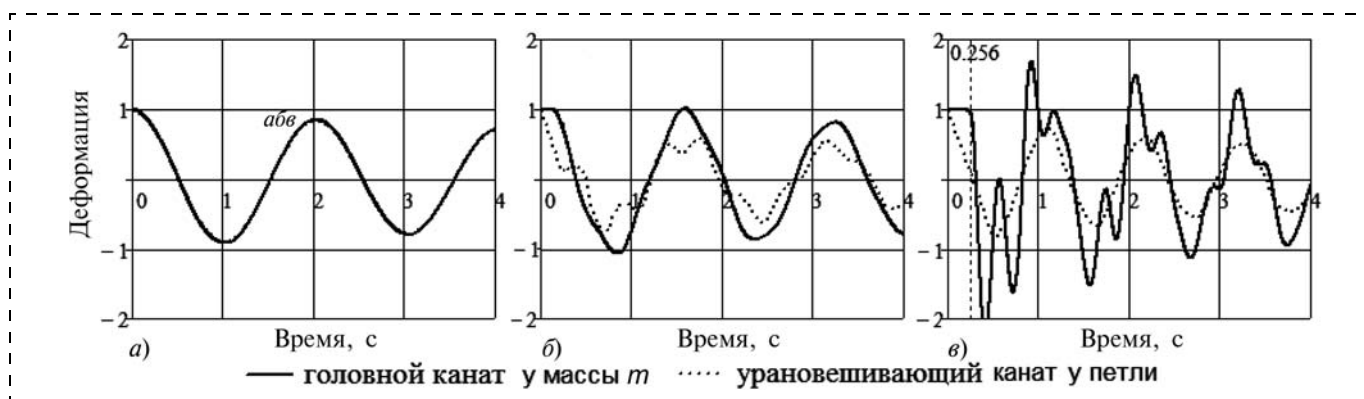


Рис. 4. Деформации канатов

тельную трудоемкость, поэтому автор предлагает схему подъема с распределенной массой канатов заменить эквивалентной многомассовой системой.

Эквивалентная многомассовая система

Современные математические пакеты (например, MathCad 14, MATLAB) чрезвычайно упрощают решение системы дифференциальных уравнений высокого порядка. Поэтому в целях уменьшения трудоемкости при условии получения точного решения задач динамики шахтного подъема предлагается канат с распределенной массой по длине разбить на равные части и заменить n массами, соединенными невесомыми вязкоупругими связями. Тогда схему, приведенную на рис. 2, можно представить рис. 5. Массы канатов $m_1, m_2, \dots$,

$m_{10} = \frac{pl_1}{n}$, а массы $m_{11}, m_{12}, \dots, m_{20} = \frac{pl_3}{n}$. Каждая масса соединена невесомым вязкоупругим элемен-

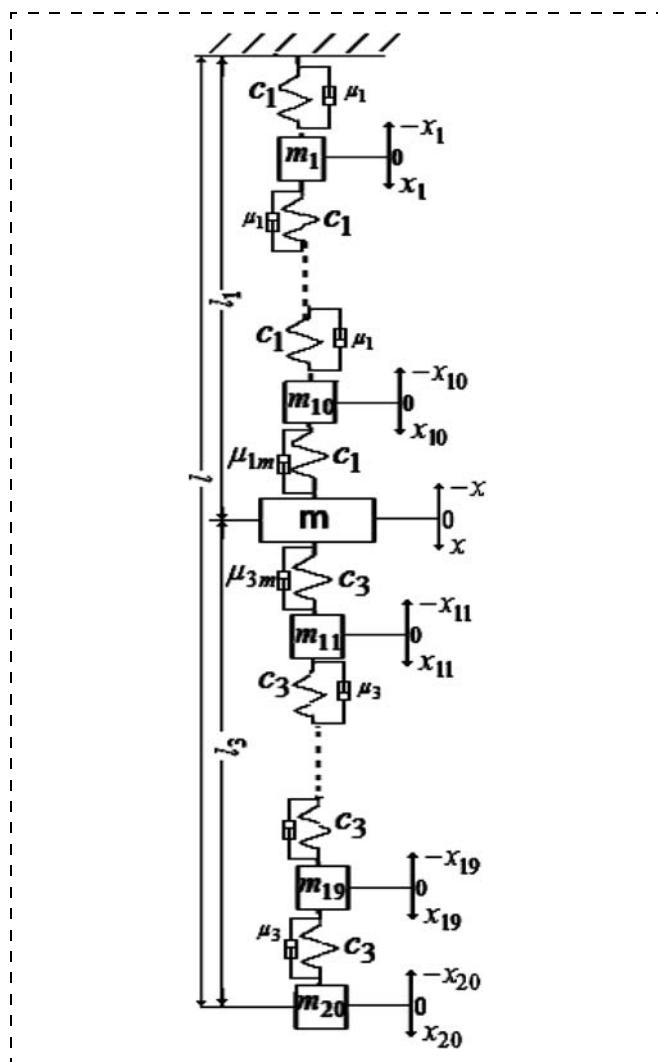


Рис. 5. Эквивалентная схема ветви канатов уравновешенного подъема

том, обладающим жесткостью для головного каната

$$c_1 = \frac{EF}{l_1} (n + 1), \text{ а для уравновешивающего каната}$$

$$c_3 = \frac{EF}{l_3} n \text{ и коэффициентами, характеризующими}$$

диссипативные свойства канатов соответственно

$$\mu_1 = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_1 m_1}, \mu_3 = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_3 m_0}, \mu_{1m} = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_1 m},$$

$$\mu_{3m} = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_3 m} \text{ [4, с. 123].}$$

Используя принцип Даламбера [16] для массы m_1 , можно записать

$$m_1 x_1'' = -c_1 x_1 - \mu_1 x_1' + c_1 (x_2 - x_1) + \mu_1 (x_2' - x_1').$$

Для массы m :

$$mx'' = -c_1 (x - x_{10}) - \mu_{1m} (x' - x_{10}') - c_3 (x - x_{11}) - \mu_{3m} (x' - x_{11}').$$

По аналогии, для любой массы каната m_n будет справедливо уравнение

$$m_n x_n'' = -c(x_n - x_{n-1}) - \mu(x_n' - x_{n-1}') - c(x_n - x_{n+1}) - \mu(x_n' - x_{n+1}'). \quad (24)$$

Для головного каната используются коэффициенты c_1, μ_{1m} , и μ_1 , а для уравновешивающего — c_3, μ_{3m} и μ_3 .

Таким образом, для исследования динамических характеристик рассматриваемой схемы необходимо решить систему из 21 дифференциальных уравнений второго порядка. Рассмотрим свободные колебания системы, параметры которой такие же, как в схеме с распределенной массой канатов, а головной и уравновешивающий канаты разбиты на 10 частей ($n = 10$). Если к массе m_{20} приложить силу S , а затем ее убрать, то в системе возникнут свободные колебания.

Аналогично рассмотренному выше примеру к концу уравновешивающего каната (к массе m_{20}) приложена сила $S = 9,8 \cdot 10^5$ Н, под действием которой канаты получают деформацию. Деформация каждого участка головного каната равна $\Delta_1 = \frac{S}{c_1}$,

а уравновешивающего — $\Delta_3 = \frac{S}{c_3}$. Эта величина

будет использована в качестве начальных условий для массы m_1 . Для последующих масс, до массы m , начальные деформации будут $\Delta_n = \Delta_1 n$. Для масс $m_{11}, m_{12}, \dots, m_{20}$ начальные деформации будут увели-



Рис. 6. Характеристики деформаций канатов при различных положениях груженого сосуда

чиваться на величину Δ_3 и равны $x_{011} = 10\Delta_1 + \Delta_3$. После этого при скорости масс, равной нулю, сила S убирается и в системе начнутся свободные колебания. На рис. 6 показаны характеристики деформаций для исследуемой системы для аналогичных случаев, представленных на рис. 4. Кривая 4 характеризует деформацию каната у массы m при представлении исследуемой схемы одномассовой системой, когда одна третья часть массы головного каната и полная масса уравнивающего каната прибавлялись к массе сосуда m . Деформации канатов представлены в относительных единицах, при этом за базовую величину приняты деформации при статическом нагружении, т. е. $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$. Эти кривые позволяют судить о кинематических и силовых характеристиках движения масс. На рис. 6, а видно, что для начала подъема все массы имеют примерно одну и ту же деформационную характеристику. Изменение деформации каната у массы m_1 (пунктирная линия) начинается через 0,25 с от начала процесса. Это объясняется скоростью распространения упругой волны вдоль каната. Кривая 4 показывает изменение деформации в верхней точке крепления каната при допущении, что деформация в канате распространяется мгновенно. Небольшие различия в характеристиках объясняются тем фактором, что длина уравнивающего каната мала ($l_3 = 15$ м) и ее масса практически не оказывает влияние на динамический процесс. На рис. 6, б видно влияние массы уравнивающего каната на формирование динамических нагрузок (деформаций) в канатах при положении массы m в середине ствола. Частоты и деформация каната у массы m , полученная по разным методикам, имеют близкие характеристики. Кривая для массы m_{20} характеризует деформацию каната у петли уравнивающего каната.

При дальнейшем увеличении длины уравнивающего каната (см. рис. 6, в) влияние его массы на динамические характеристики существенно. Масса уравнивающего каната стала соизмеримой с массой груза m . Характеристики процесса у масс m и m_1 одинаковые, так как длина каната груженой ветви мала ($l_1 = 15$ м) и эти массы практически расположены в одном месте. Колебания массы m_{20} близки к гармоническим. Колебания уравновешенного каната сильно искажают колебания массы m . Характеристика 4, полученная при решении схемы, представленной одномассовой системой, имеет существенные отличия.

Таким образом, исследования динамических процессов подъемных установок с большой массой уравнивающего каната по схеме, в которой вся масса уравновешенного каната прибавляется к массе груза, приводят к большим ошибкам. Поэтому изучение динамических процессов уравновешенных подъемных установок следует вести по методике, в которой распределенная масса канатов заменена n массами, соединенных идеальными вязкоупругими связями. Рассмотренная методика позволяет решить ряд практических задач, например, в работе [23] исследованы процессы скольжения канатов по футеровке барабана трения при предохранительном торможении и определены динамические нагрузки и кинематические характеристики в разных сечениях канатов.

В заключение сравним характеристики с результатами, полученными для системы, в которой канат представлен вязкоупругим элементом с распределенной массой по его длине. На рис. 7 приведены характеристики, соответствующие трем выбранным выше положениям сосуда в стволе. Характеристики колебательного процесса получились идентичными результатам при исследовании свободных колебаний массы, соединенной двумя ветвями с распре-

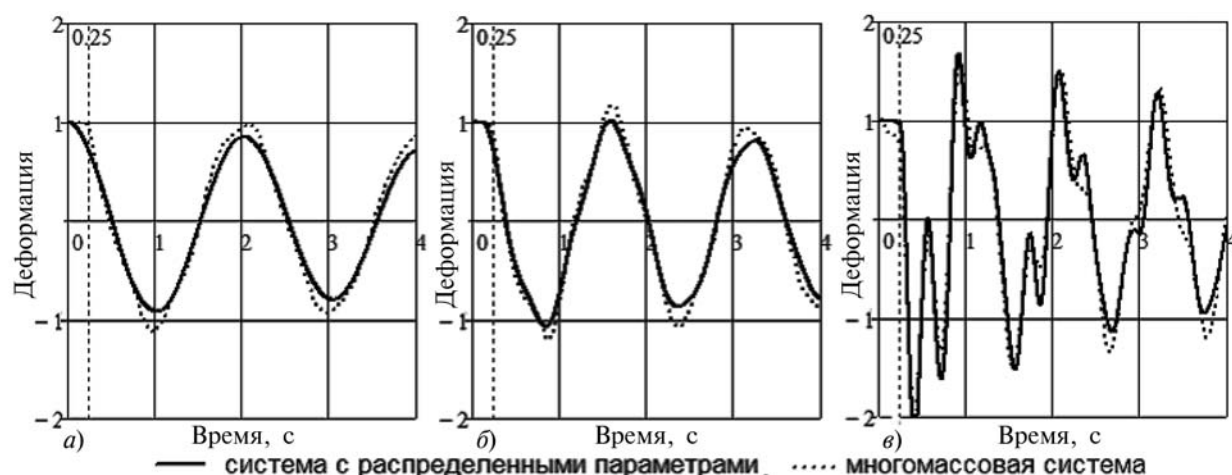


Рис. 7. Характеристики деформаций для разных систем

деленной массой канатов. Небольшие различия объясняются, возможно тем, что при решении этих задач с распределенными параметрами принималась сумма ограниченного числа гармоник (10), а при решении эквивалентной системы канаты делились на 10 частей.

Предложенная методика косвенно учитывает волновые процессы в канатах и позволяет более строго решать практические задачи динамики шахтного подъема.

Список литературы

1. Давыдов Б. А., Скородумов Б. А. Статика и динамика машин. М.: Машиностроение, 1967. 413 с.
2. Найдено И. С., Белый В. Д. Шахтные многоканатные подъемные установки. М.: Недра, 1979. 391 с.
3. Степанов А. Г. Динамика шахтных подъемных установок. М.: Наука, 1994. 203 с.
4. Степанов А. Г. Динамика машин. Екатеринбург: Российская академия наук, 1999. 392 с.
5. Траубе Е. С., Найдено И. С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин. М.: Недра, 1980. 230 с.
6. Федоров М. М. Шахтные подъемные установки. М.: Недра, 1979. 305 с.
7. Стретт Дж. В. /Лорд Рэлей/. Теория звука. М.: Гостехиздат, 1955. 318 с.
8. Алексеева А. А. и др. Теория и практика подъема. Киев: Наукова думка, 1975. 359 с.
9. Крылов А. Н. Вибрация судов // Собрание трудов. Т.Х.М. 1948. 278 с.
10. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
11. Динник А. Н. Приближенная формула для модуля упругости проволочных канатов / В кн.: Статьи по горному делу. М.: Углетехиздат, 1957.
12. Савин Г. Н. Современное состояние и задачи исследований по динамике шахтных подъемных канатов // Стальные канаты. 1965. № 2. С. 7—14.
13. Савин Г. Н., Горошко О. А. Динамика нити переменной длины. Киев: АН УССР, 1962. 332 с.
14. Флоринский Ф. В. Динамика шахтного подъемного каната. М.: Углетехиздат, 1955. 239 с.
15. Бабаков И. М. Теория колебаний. М.: Дрофа, 2004. 591 с.
16. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. М.: Наука, 1968. 478 с.
17. Вибрация в технике. Справочник. Т. I. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
18. Крауфорд Ф. Волны. Курс физики. Т. III. М.: Наука, 1974. 527 с.
19. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисление. М.: Наука, 1985. 560 с.
20. Бермант А. Ф., Араманович И. Г. Краткий курс математического анализа. М.: Физматгиз, 1969. 736 с.
21. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников. М.: Наука, 1968. 831 с.
22. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. М.: Астрель. ФСЕ, 2006. 783 с.
23. Степанов А. Г. Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъемной установки // Горное оборудование и электромеханика. № 6. 2010. С. 24—35.

С. А. Шемякин, д-р техн. наук, проф., **С. Н. Иванченко**, д-р техн. наук, проф.,
А. Ю. Чебан, канд. техн. наук, доц., **В. Е. Белов**, асп.,
 ТОГУ, г. Хабаровск
 E-mail: lesch@sdm.khstu.ru

Аналитическое обоснование влияния угла резания и соотношения между толщиной и шириной стружки на сопротивление резанию талых пород^{НГ*}

На основании предложенной аналитической зависимости для определения касательной составляющей сопротивления резанию обосновано влияние угла резания и соотношения между толщиной и шириной стружки на процесс резания мелкозернистых талых пород.

Ключевые слова: нож, резание, талая порода, предельное сопротивление сдвигу, лобовая площадь ножа, площадь сдвига.

S. A. Shemyakin, S. N. Ivanchenko, A. Yu. Cheban, V. E. Belov

The Analytical Substantiation of the Influence of the Bias Angle and the Ratio between the Thickness and Width of Chips on the Resistance of Cutting the Melt Breeds

On the basis of the analytical dependence for determining the tangent component of the resistance of the cutting justified influence of the bias angle and the ratio between the thickness and width of chips on the process of cutting of the small-grained melt breeds.

Keywords: cutting, the melt breed, the maximum shearing resistance, the frontal area of the cut, the shearing area.

Известно [1], что существует оптимальное значение угла резания ($\alpha_p = 20^\circ$) мелкозернистой породы, при которой касательная составляющая сопротивления резанию P_1 имеет минимальное значение. Это заключение было сделано в результате экспериментальных исследований с применением режущих периметров с определенной длиной и шириной ножа на супеях. Кроме того утверждается, что при увеличении угла α_p более 30° зависимость касательной составляющей сопротивления резанию возрастает прямолинейно.

Как будет изменяться P_1 при резании других пород (песок, суглинок, глина) с другими параметрами ножей, с другой высотой подъема срезанной стружки по лобовой поверхности ножа требует или аналитических, или длительных экспериментальных исследований.

В результате многочисленных экспериментальных исследований в полевых и лабораторных условиях сопротивлений резанию пород и характера стружкообразования в Тихоокеанском государственном университете (ТОГУ) [2] и другими исследо-

вателями [3] было доказано, что резание талой, достаточно однородной породы происходит, главным образом, за счет деформации сдвига, определяемой предельным сопротивлением породы сдвигу τ .

Рассмотрим аналитический подход к решению данного вопроса. На рис. 1 представлена схема действия сил на лобовой поверхности клиновидного рабочего органа $ABCE$ с шириной режущей кромки L , высотой a , углом резания α_p и задним углом резания γ , например, при заблокированном способе резания.

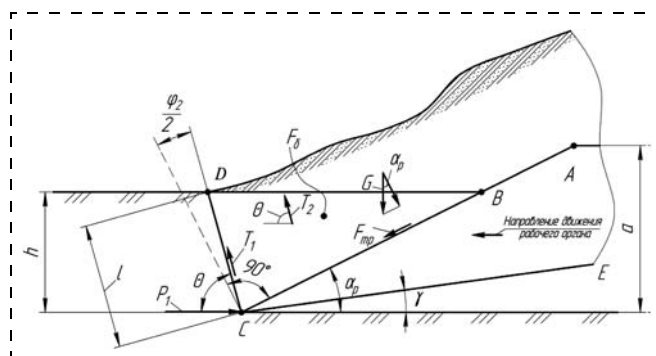


Рис. 1. Расчетная схема для определения касательной составляющей сопротивления резанию P_1

*Статья получена с Недели горняка.

Сопротивление резанию состоит, во-первых, из сопротивления сдвигу породы перед лобовой поверхностью рабочего органа по площадке IL , где l — длина площадки сдвига (CD); L — ширина площадки или ширина рабочего органа. Во-вторых, из сопротивления сдвигу по двум боковым плоскостям отделяемого элемента стружки BCD и, наконец, из сопротивления перемещению срезанной породы по лобовой поверхности рабочего органа до момента достижения ею верхней точки A лобовой поверхности.

Таким образом, касательную составляющую P_1 сопротивления резанию можно представить как сумму трех слагаемых

$$P_1 = T_1 \cos \theta + 2T_2 \cos \theta + F_{\text{тр}} \cos \alpha_p, \quad (1)$$

где T_1 — сопротивление сдвигу породы перед лобовой поверхностью рабочего органа; T_2 — сопротивление сдвигу породы по двум боковым плоскостям элемента стружки (BDC); $F_{\text{тр}}$ — сопротивление перемещению срезанной породы по лобовой поверхности рабочего органа (AC); θ — угол наклона площадки сдвига IL (CD) к поверхности среза (к направлению P_1).

Сопротивление сдвигу породы T_1 перед лобовой поверхностью рабочего органа по площадке IL (CD) равно

$$T_1 = \tau lL, \quad (2)$$

где τ — предельное сопротивление породы сдвигу.

Сопротивление сдвигу T_2 по двум боковым плоскостям элемента стружки (треугольник BDC) равно

$$T_2 = 2\tau F_6, \quad (3)$$

где F_6 — площадь бокового сдвига по поверхности BDC элемента стружки.

Сила сопротивления перемещению срезанной породы (сила трения о лобовую поверхность рабочего органа)

$$F_{\text{тр}} = G \cos \alpha_p \mu_1, \quad (4)$$

где G — сила тяжести срезанной породы на лобовой поверхности рабочего органа; μ_1 — коэффициент трения породы о сталь.

В конечном итоге

$$P_1 = \tau lL \cos \theta + 2\tau F_6 \cos \theta + G \cos^2 \alpha_p \mu_1. \quad (5)$$

Согласно И. П. Прокофьеву, С. С. Голушкевичу, В. В. Соколовскому и др. [1, 4] при надвигании лобовой поверхности рабочего органа на песчаную породу угол наклона площадки сдвига равен

$$\theta = 45^\circ - \frac{\varphi_2}{2}, \quad (6)$$

где φ_2 — угол внутреннего трения породы о породу.

Эта зависимость носит частный характер и справедлива только для надвигания рабочих органов на песчаную породу.

Экспериментальные исследования [2] формы стружки при резании талых пород показывают, что угол θ зависит от угла резания, состояния и свойств породы и может с достаточной достоверностью определяться по зависимости

$$\theta = 90^\circ - \alpha_p + \frac{\varphi_2}{2}. \quad (7)$$

Площадь бокового сдвига F_6 по поверхности BDC при толщине срезаемой стружки h следующая:

$$F_6 = \frac{h^2}{2(\operatorname{tg} \theta + \operatorname{tg} \alpha_p)}. \quad (8)$$

Сила тяжести срезанной породы над лобовой поверхностью рабочего органа равна

$$G = \frac{ahL\gamma_{\text{п}}}{\sin \alpha_p}, \quad (9)$$

где $\gamma_{\text{п}}$ — удельная сила тяжести породы.

Длина площадки сдвига

$$l = \frac{h}{\sin \theta}. \quad (10)$$

Для определения влияния угла резания на касательную составляющую сопротивления резанию расчет P_1 проводился по уравнению (5) для параметров резания: $h = 0,3$ м и $L = 0,15$ м. В результате использования зависимостей (7)–(10) для определения θ , F_6 , G , l , а также τ и μ_1 из литературных источников [4, 5] и подстановки их в уравнение (5) были получены значения P_1 в функции от α_p для различных пород (рис. 2).

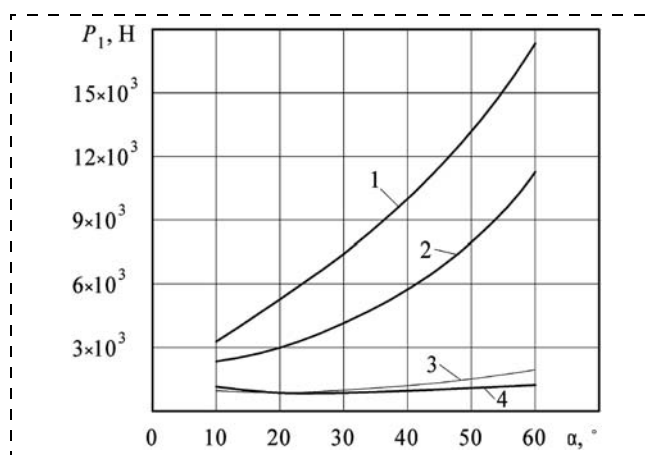


Рис. 2. Графики зависимости касательной составляющей резанию P_1 от угла резания при $h/L = 2$:

1 — суглинок мягкопластичный; 2 — глина полутвердая; 3 — супесь тугопластичная; 4 — песок мелкозернистый с весовой процентной влажностью 12 %

Анализ полученных результатов расчета свидетельствует о том, что при резании несвязных пород (песок, супесь) (см. рис. 2, кривые 3, 4) существует оптимальное значение угла резания, равное 20...30°. Это положение совпадает с экспериментальными исследованиями А. Н. Зеленина, который проводил опыты на супесях.

При увеличении угла резания на несвязных породах более 30° сопротивления резанию возрастают практически по линейному закону. При уменьшении угла резания менее 20° возрастание P_1 происходит из-за увеличения значения третьего слагаемого в уравнении (5), поскольку длина лобовой поверхности AC (см. рис. 1) увеличивается, а следовательно, увеличивается сила тяжести срезанной стружки G на ней и сила трения о лобовую поверхность.

При резании связных пород (суглинок, глина) оптимального угла резания нет и касательная составляющая сопротивления резанию P_1 возрастает (см. рис. 2, кривые 1, 2) на всем диапазоне значений угла резания от 10 до 60°. Это связано со значительным уменьшением коэффициента трения породы о сталь, вследствие чего третье слагаемое в уравнении (5) не может превышать сумму первого и второго слагаемых. Возрастание P_1 идет не по линейной, а по параболической зависимости.

С помощью уравнения (5) достаточно просто объяснить влияние формы стружки, т. е. соотношения толщины стружки (глубины резания) h к ширине стружки L . Пусть площадь поперечного сечения стружки постоянна и равна

$$hL = S = 0,045 \text{ м}^2.$$

При значениях $\alpha_p = 30^\circ$, $\theta = 45^\circ$, $a = 0,5 \text{ м}$, а также постоянных значениях τ , μ_1 и γ_{II} для выбранных для расчета пород первое слагаемое уравнения не меняется, поскольку площадь сдвига перед лобовой поверхностью рабочего органа есть проекция на направление P_1 площади поперечного сечения стружки, а она постоянна. Третье слагаемое также имеет постоянное значение, так как сила тяжести G на лобовой поверхности рабочего органа постоянна, поскольку величина hL_{AC} постоянна (см. рис. 1). Следовательно, может изменяться только среднее слагаемое, а именно за счет изменения площади бокового сдвига F_6 . Например, если $h_1 = 0,15 \text{ м}$, $L_1 = 0,3 \text{ м}$ ($h_1/L_1 = 0,5$), то по зависимости (8) $F_{61} = 0,00667 \text{ м}^2$, а при $h_2 = 0,6 \text{ м}$, $L_2 = 0,075 \text{ м}$ ($h_2/L_2 = 8$) $F_{62} = 0,10682 \text{ м}^2$, и это значение F_{62} больше F_{61} в 16 раз. Таким образом, второе слагаемое в уравнении (5) возрастает в 16 раз, а P_1 возрастает в 2,3—3,8 раза в зависимости от типа породы. Сле-

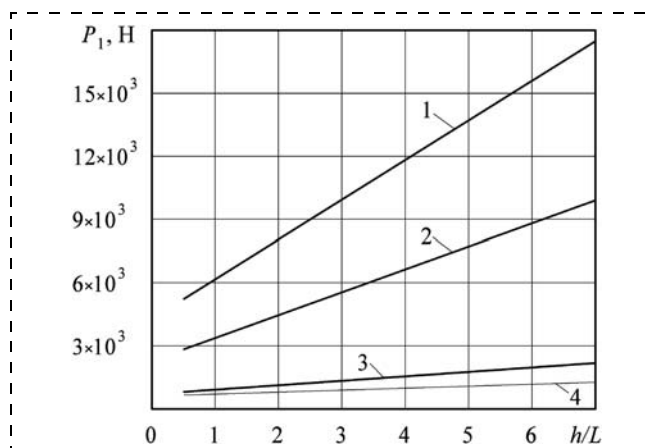


Рис. 3. Графики зависимости касательной составляющей сопротивления резанию P_1 от соотношения толщины стружки h к ширине стружки L при $\alpha_p = 30^\circ$:

1 — суглинок мягкопластичный; 2 — глина полутвердая; 3 — супесь тугопластичная; 4 — песок мелкозернистый с весовой процентной влажностью 12 %

дует отметить, что при возрастании h/L значение P_1 возрастает линейно при резании всех исследуемых типов пород (рис. 3), поскольку площадь бокового сдвига возрастает линейно.

Уравнением (5) можно пользоваться в расчетах P_1 при полублокированном и свободном резании пород. При полублокированном резании второе слагаемое уменьшается в 2 раза, так как одна боковая стенка у элемента стружки отсутствует. При свободном резании второе слагаемое равно нулю, поскольку обе боковые стенки элемента стружки отсутствуют.

Проведенные исследования позволяют более обоснованно подходить к определению нагрузок на рабочих органах выемочных машин.

Список литературы

1. Зеленин А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. М.: Машиностроение, 1968. 376 с. (С. 165—166).
2. Шемякин С. А. Исследование процесса резания грунта на экспериментальном стенде / Оптимальное использование машин в строительстве. Межвузовский сборник науч. тр. Хабаровск. 1972. С. 133—140.
3. Доценко А. И., Карасев Г. Н., Кустарев Г. В., Шестопалов К. К. Машины для земляных работ: учеб. для студентов вузов. М.: Издательский Дом "Бастет", 2012. 688 с. (С. 167).
4. Алексеева Т. В., Артемьев К. А., Бромберг А. А. и др. Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1972. 504 с. (С. 36—38, С. 58—63).
5. Маслов Н. Н. Основы механики грунтов и инженерной геологии. М.: Высшая школа, 1968. 455 с. (С. 17—25).

Гидравлический расчет трубопровода системы шахтного водоотлива с учетом потерь напора на транспортирование твердых частиц

Рассмотрено влияние наличия твердых частиц в шахтной воде на коэффициент гидравлических сопротивлений и потери напора при гидравлическом расчете систем шахтного водоотлива.

Ключевые слова: водоотлив, гидравлические сопротивления, шахтная вода, потери напора, твердые частицы.

V. I. Alexandrov, I. M. Gorelkin

Hydraulic Calculation of Mine Water Pipeline System with Taking Into Account Head Losses on Transportation of Solid Particles

The article considers the influence of the presence of solid particles in the mine water by a factor of hydraulic resistance and head losses in the hydraulic calculation of mine water systems.

Keywords: drainage, hydraulic resistance, mine water, head loss, the solid particles.

Шахтная вода, поступающая в горные выработки и затрудняющая разработку месторождений, является сложной двухфазной системой. Она отличается от обычной водопроводной воды не только показателями жесткости, Ph, минерализацией, плотностью, но также наличием механических примесей. Механические примеси — это твердые частицы, попадающие в шахтную воду при ведении разработки месторождения, при ее транспортировке. Наличие механических примесей сильно влияет на свойства воды и в таком случае шахтную воду нельзя рассматривать как обычную воду с незначительным повышением значения плотности.

При выполнении гидравлических расчетов для подбора насосного оборудования и диаметров трубопроводов в проектных институтах применяются методики расчетов, используемые для водопроводных сетей. Коэффициент гидравлического трения рассчитывается по формуле Ф. А. Шевелева [1] для автомобильной области и для труб с установившейся шероховатостью внутренних стенок. В этом случае никак не учитывается наличие в воде механических примесей. Механические примеси приводят к увеличению потребляемой мощности (гидравлические, механические потери в центробежных

насосах), повышению гидроабразивного износа насосов и трубопроводной системы и к снижению их КПД. В период эксплуатации возможно смещение характеристики насоса из рабочего диапазона, что приведет к снижению подачи и напора насоса [2]. Необходимо учитывать все эти факторы и особенности влияния шахтной воды на работу всей системы на этапе проектирования. Основной задачей проектирования является выбор диаметров и количества трубопроводов, а также подбор насосного оборудования с учетом необходимых подач и напоров. Все эти показатели определяются гидравлическим расчетом. Гидравлический расчет простой и шахтной воды будет иметь значительные отличия, что покажем на конкретном численном примере.

Зададимся следующими исходными данными:

- объемное содержание твердой фазы в шахтной воде 10 %;
- расчетный диаметр трубопровода $D = 89$ мм;
- объемный расход шахтной воды $65 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- плотность твердой фазы 2400 кг/м^3 ;
- плотность жидкой фазы 1000 кг/м^3 ;
- плотность шахтной воды 1070 кг/м^3 ;

Таблица 1

Гранулометрический состав взвешенных твердых частиц шахтной воды

Крупность частиц, мм	Содержание, %
> 1	3,4
1...0,5	5,2
0,5...0,2	13,3
0,2...0,1	7,6
0,1...0,05	7,9
< 0,05	62,6

— гранулометрический состав твердой фазы, в котором твердая фаза шахтной воды в основной своей массе содержит шламовые частицы диаметром меньше 1 мм. Гранулометрический состав приведен в табл. 1.

В гидравлическом расчете потерь на трение при транспортировании шахтной воды необходимо учитывать потери на транспортирование чистой воды и потери на транспортирование твердой фазы:

$$I_{\Pi} = I_{\text{в}} + \Delta I_{\text{в}}, \quad (1)$$

где $I_{\text{в}}$ — потери напора при течении чистой воды, м вод. ст./м; $\Delta I_{\text{в}}$ — дополнительные потери напора на транспортирование твердой фазы [3].

Расчет потерь напора на транспортирование чистой воды

Потери напора при транспортировании чистой воды по формуле Дарси-Вейсбаха

$$I_{\text{в}} = \lambda \frac{v^2}{2gD}, \quad (2)$$

где λ — коэффициент гидравлических сопротивлений; v — средняя скорость течения воды, м/с; D — диаметр трубопровода, м.

Для определения коэффициента гидравлических сопротивлений используем формулу Ф. А. Шевелева [1] с учетом, что трубы некоторый период находились в эксплуатации

$$\lambda = \frac{0,021}{D^{0,3}} = \frac{0,021}{0,089 D^{0,3}} = 0,043. \quad (3)$$

В итоге получим значение потерь напора чистой воды при транспортировании

$$I_{\text{в}} = 0,043 \frac{2,90^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,089} = 0,2095.$$

Расчет потерь напора на транспортирование твердой фазы

Дополнительные потери напора, расходуемые на транспортирование твердой фазы [4]:

$$\Delta I_{\text{в}} = \delta \sqrt[4]{j} \sqrt[3]{\frac{2}{c_{\text{об}}}} \frac{v_{\text{кр}}}{v}, \quad (4)$$

где δ — коррективный коэффициент крупности, зависит от среднего диаметра твердых частиц и диаметра трубопровода и определяется по формуле

$$\delta = 100 \frac{d_{\text{ср}}}{D} = f(D); j = \frac{3d_{10}}{d_{90}} — коэффициент раз-$$

родности твердых частиц; d_{10} и d_{90} — диаметр твердых частиц, содержание которых составляет, соответственно 10 и 90 % гранулометрического состава (значения d_{10} и d_{90} принимаются по интегральной кривой гранулометрического состава твердых частиц); $c_{\text{об}} = 0,1$ — среднее содержание твердых частиц в объеме шахтной воды; $v_{\text{кр}}$ — критическая скорость шахтной воды, м/с; v — фактическая скорость шахтной воды, м/с.

Для определения коррективного коэффициента крупности δ рассчитаем средневзвешенный диаметр твердых частиц:

$$d_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{n=5} P_i d_i}{100} = \frac{1 \cdot 3,4 + 0,75 \cdot 5,2 + 0,35 \cdot 13,3}{100} + \frac{0,15 \cdot 7,6 + 0,075 \cdot 7,9 + 0,05 \cdot 62,6}{100} = 0,17 \text{ мм},$$

где d_i — средний диаметр по каждому классу крупности; P_i — содержание частиц, %.

Для среднего диаметра частиц $d_{\text{ср}} = 0,17$ мм в соответствии с данными экспериментальной таблицы [5] и трубопровода $D = 0,089$ м принимаем $\delta = 0,189$.

Для определения коэффициента разнородности твердых частиц по крупности построим интегральную кривую гранулометрического состава по данным табл. 1, при этом учитываем, что каждый последующий класс крупности включает в себя все предыдущие классы крупности так, что общее содержание всех классов составляет 100 % (рис. 1).

Из графика имеем $d_{10} = 0,008$ мм, $d_{90} = 0,45$ мм. Следовательно,

$$j = \frac{3d_{10}}{d_{90}} = \frac{3 \cdot 0,008}{0,45} = 0,053.$$

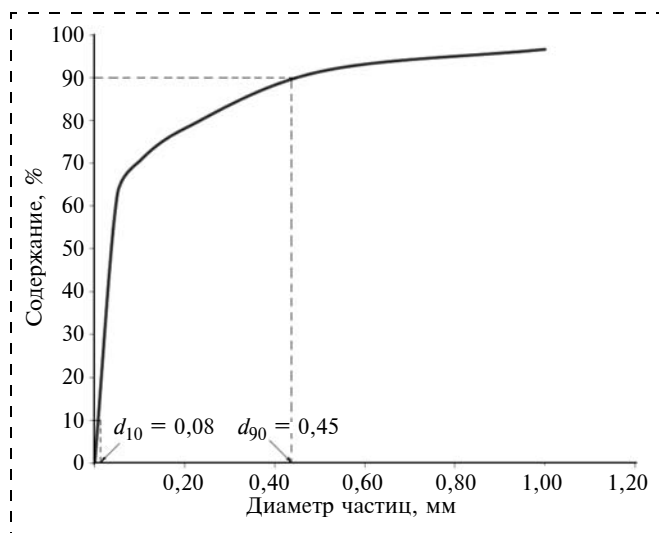


Рис. 1. Интегральная характеристика гранулометрического состава шахтной воды

Критическую скорость потока шахтной воды, входящую в формулу (4), рассчитаем в соответствии с [5]:

$$v_{кр} = 8,3 \sqrt[3]{D} \sqrt[6]{c_{об} \varphi}, \quad (5)$$

где φ — коэффициент транспортабельности, учитывающий отклонение формы частиц различной крупности от шарообразной; зависит от крупности частиц в соответствии с формулой [6]

$$\varphi = \frac{\sum \varphi_i p_i}{100}, \quad (6)$$

φ_i — коэффициент транспортабельности i -го класса крупности твердых частиц.

Значения коэффициента транспортабельности задаются согласно табл. 2.

Таблица 2

Значения средневзвешенного коэффициента φ_i [6]

d_i	0,05...0,1	0,1...0,25	0,25...0,5	0,5...1	1...2	2...3	3...5	5...10	>10
φ_i	0,02	0,2	0,4	0,8	1,2	1,5	1,8	1,9	2,0

Подставляя в формулу (6) соответствующие данные по φ_i , получим:

$$\varphi = \frac{0,02 \cdot (7,9 + 62,6) + 0,2 \cdot 76 + 0,4 \cdot 13,3 + 0,8 \cdot 5,2 + 1,2 \cdot 3,4}{100} = 0,165.$$

Тогда критическая скорость будет равна

$$v_{кр} = 8,3 \sqrt[3]{0,089} \sqrt[6]{0,1 \cdot 0,165} = 1,87 \text{ м/с.}$$

Рассчитаем среднюю скорость шахтной воды в трубопроводе диаметром $D = 0,089$ м при заданном расходе $Q = 65 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}$:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,0018}{\pi \cdot 0,089^2} = 2,9 \text{ м/с.}$$

Критическая скорость течения 1,87 м/с меньше средней скорости шахтной воды 2,90 м/с, следовательно, заиливания происходить не будет, и отношение критической скорости к средней скорости транспортирования можно не учитывать.

Все величины, входящие в формулу (4), определены, тогда дополнительные потери напора на транспортирование твердой фазы

$$\Delta I_B = \delta \sqrt[4]{j} \sqrt[3]{c_{об}^2} = 0,189 \sqrt[4]{0,053} \sqrt[3]{0,1^2} = 0,0195 \text{ м вод. ст./м,}$$

что составляет дополнительно к гидравлическим потерям на транспортирование чистой воды (0,2095 м вод. ст./м) еще 11 %.

Суммарные потери в трубопроводе по формуле (1) будут равны

$$I_{\Pi} = 0,2095 + 0,0195 = 0,2290 \text{ м вод. ст./м.}$$

Таким образом, исключение из гидравлического расчета твердой составляющей значительно влияет на подбор оборудования, его эксплуатационные и рабочие характеристики.

Рассмотрим изменение рабочих характеристик в зависимости от наличия механических примесей в шахтной воде.

На рис. 2 показаны рабочие характеристики расчетного трубопровода диаметром 89 мм и насоса ЦНС 60-66-330 при транспортировании чистой и шахтной воды. При транспортировании чистой воды характеристики трубопровода 1 и на-

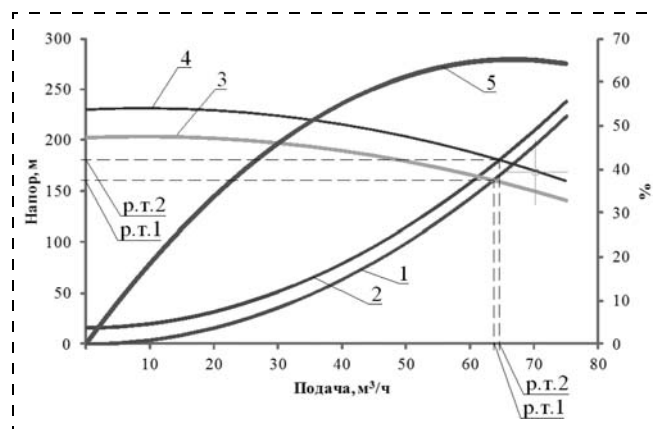


Рис. 2. Рабочие характеристики трубопровода и насоса

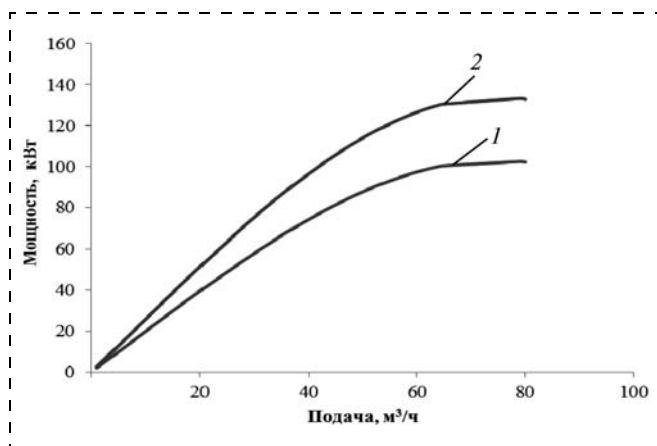


Рис. 3. Мощность насоса при перекачивании чистой (1) и шахтной (2) воды

соса 3 пересекаются в рабочей точке р.т. 1. Значения подачи и напора в рабочей точке р.т. 1 составляют $63,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и 160 м соответственно. При учете наличия твердых частиц в воде рабочая характеристика насоса 4 смещается вверх пропорционально соотношению плотностей шахтной воды и чистой воды, а характеристика трубопровода 2 — значению гидравлических сопротивлений на транспортирование твердых частиц. В этом случае рабочая точка р.т. 2 значительно смещается по отношению к первой и значения подачи и напора составляют $64,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и 181 м соответственно. Изменения мощности насоса в зависимости от перекачиваемой жидкости показаны на рис. 3.

Выводы

1. При перекачивании шахтной воды с учетом наличия в ней твердых частиц изменяются рабочие характеристики насоса и трубопровода на значения, которыми нельзя пренебрегать.

2. При перекачивании шахтной воды рабочая точка системы смещается, повышается напор и подача насоса по сравнению с чистой водой, что значительно сказывается на эффективности работы подобранного оборудования.

3. На рис. 3 видно, что мощность значительно увеличивается при наличии в воде твердых частиц. Мощность в рабочей точке при перекачивании чистой воды составляет 100 кВт , а при перекачивании шахтной воды, с содержащимися в ней механическими примесями, будет составлять уже 130 кВт , т. е. возрастает на 30% .

4. При проектировании систем шахтного водоотлива необходимо учитывать наличие в ней твердых механических примесей для более точного выбора оборудования и расчета оптимальных рабочих характеристик.

Список литературы

1. Шевелев Ф. А., Шевелев А. Ф. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб: справочное пособие. М.: Стройиздат, 1984. 116 с.
2. Энергосбережение в угольной промышленности / под ред. Б. А. Грядущего. Донецк: НИИ ГМ им. М. М. Федорова, 2006. 336 с.
3. Криль С. И. Метод определения гидравлических сопротивлений при движении гидросмесей по горизонтальным трубам // Гидромеханика. 1980. Вып. 31. С. 91—98.
4. Анализ существующих методик и разработка алгоритма расчета гидротранспорта хвостовых пульп на горно-обогатительных комбинатах / Отчет о НИР, х/д № 22/2008 / Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет). СПб., 2008. 158 с.
5. Пособие по проектированию гидравлического транспорта (К СНиП 2.05.07—85). М.: Стройиздат, 1988.
6. Шкундин Б. М. Землесосные снаряды: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е, перераб. М.: Энергия, 1973. С. 213.

Владимир Иванович Галкин (к 70-летию со дня рождения)



30 июня 2013 г. исполнилось 70 лет **Владимиру Ивановичу ГАЛКИНУ** — профессору, доктору технических наук, заведующему кафедрой Московского государственного горного университета, члену редакционной коллегии журнала "Горное оборудование и электромеханика".

В. И. Галкин начал свою трудовую деятельность с 1961 г. Поступил учиться на вечернее отделение Московского горного института, которое закончил в 1968 г. по специальности "Горный инженер-механик".

С 1967 г. его жизнь и деятельность связаны с Московским горным институтом, где он работал сначала старшим инженером в лаборатории "Шахта будущего", затем старшим научным сотрудником, а с 1977 г. — ассистентом кафедры "Транспортные машины и комплексы". Без отрыва от основной работы подготовил и защитил в 1974 г. кандидатскую диссертацию. С 1977 по 1989 г. В. И. Галкин работал заместителем декана по учебной работе Горно-электромеханического факультета. С февраля 1987 г. он — доцент кафедры "Горная механика и транспорт".

В 1989 г. В. И. Галкин был откомандирован для работы в Алжир, где до 1994 г. преподавал технические дисциплины, руководил курсовым и дипломным проектированием в университете г. Тебесса.

В июле 2000 г. Владимир Иванович защитил докторскую диссертацию. В мае 2001 г. избран Ученым советом МГГУ заведующим кафедрой "Горная механика и транс-

порт". В сентябре 2001 г. утвержден в ученом звании профессора.

В. И. Галкин — автор 45 учебных и учебно-методических пособий. В настоящее время, как заведующий кафедрой, В. И. Галкин много время уделяет работе над учебными программами для инженеров по двум новым специальностям: 130400 "Горное дело" (специализация "Транспортные системы горного производства") и 190109 "Наземные транспортно-технологические средства".

Преподавательская деятельность В. И. Галкина успешно сочетается с научно-исследовательской работой. По результатам исследований им опубликовано более 100 научных статей, а также монография, учебники, учебные пособия, он — обладатель ряда авторских свидетельств на изобретения.

В. И. Галкин занимается подготовкой научных кадров, под его руководством десять аспирантов защитили кандидатские диссертации.

В. И. Галкин ведет большую административную и общественную работу. В настоящее время он — член Совета факультета, член ученого Совета по специальности 05.05.06 "Горные машины", член ученого Совета университета, член Совета УМО по специальности 190207 "Машины и оборудование природообустройства и защиты окружающей среды".

В. И. Галкин награжден медалями "Ветеран труда", "В память 850-летия Москвы", почетной грамотой Министерства образования Российской Федерации. В 2005 г. награжден нагрудным знаком "Почетный работник высшего профессионального образования РФ", а в 2008 г. — "Почетный работник науки и техники высшего профессионального образования РФ", Заслуженный работник МГГУ.

*Московский государственный горный университет
Институт горного дела им. А. А. Скочинского
ОАО "Объединенные машиностроительные технологии"
ОАО "Боровичский завод "Полимермаш"*

**Редакционная коллегия и редакция журнала
"Горное оборудование и электромеханика"
поздравляют Владимира Ивановича Галкина
со знаменательной датой и желают ему крепкого здоровья,
успехов в научной и педагогической деятельности.**

ООО "Издательство "Новые технологии", 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Дизайнер Т.Н. Погорелова. Технический редактор Е.В. Конова. Корректор Е.В. Комиссарова.

Сдано в набор 13.06.2013. Подписано в печать 26.07.2013. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Заказ GO713. Цена свободная.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-19854 от 15 апреля 2005 г.

Оригинал-макет ООО "Авансд солюшнз". Отпечатано в ООО "Авансд солюшнз". 105120, г. Москва, ул. Нижняя Сыромятническая, д. 5/7, стр. 2, офис 2.