

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ



ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра "Энергомеханические системы"

Материалы

*XI международной научно-технической
студенческой конференции*

**"МЕХАНИКА
ЖИДКОСТИ И ГАЗА"**

28 – 30 ноября 2012 г.

Донецк

УДК 622.232.72

Механика жидкости и газа / Материалы XI Международной научно-технической студенческой конференции. - Донецк: ДонНТУ, 2012.— 173 с.

В материалах конференции освещены следующие вопросы: разработка перспективного оборудования и устройств в области энергомеханики и автоматики; определение потерь энергии при прохождении гидроимпульсного потока жидкости через воздушное пространство и пространство, заполненное разрушенным углем; обоснование механизма термоакустической неустойчивости, обусловленной давлением подъемной силы трубы, исследование сопротивлений, которые возникают в трубопроводах горных машин при относительном движении полезных ископаемых и жидкостей; разработки принципиальных схем подключения гидро- и пневмоаппаратуры в системе горного оборудования, область их использования; исследование математического аппарата, который применяется при установлении закономерностей механики движения жидкости и газа.

Материалы представляют интерес для студентов, аспирантов, научных и инженерно-технических работников горных специальностей.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Главный редактор – зав. каф. «Энергомеханические системы» А.П.Кононенко.

Зам. гл. редактора – С.А.Селивра.

Ответственный секретарь выпуска В.В. Грач

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ:

Д.т.н., проф. А.П.Кононенко (гл. редактор); к.т.н., проф. С.А.Селивра (зам. гл. редактора); к.т.н., доц. Е.Н.Бойко; ст. преп. В.В.Гулин; к.т.н., проф. Л.Н.Козыряцкий; к.т.н., доц. В.С.Коломиец; д.т.н., проф. А.П.Кононенко; ст. преп. В.И.Лазаренко; ст. преп. В.И.Мизерный; к.т.н., доц. В.М.Моргунов; к.т.н., доц. В.М.Оверко; к.т.н., доц. Устименко Т.А.; к.т.н., доц. О.В.Федоров; к.т.н., доц. В.М.Яковлев; к.т.н., проф. А.Ф.Яценко.

А.С. Альмадждалави, студент
Донецкий национальный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПРИБОРА ИЗМЕРЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ РАСТВОРЕННОГО КИСЛОРОДА В ПРИРОДНОЙ ВОДЕ

Рассмотрено влияние содержания растворенного кислорода на качество природных вод; оценено влияние температуры и давления на результат измерения LDO датчика кислорода; разработана структура прибора измерения содержания растворенного кислорода в природной воде с улучшенными метрологическими характеристиками.

Природные воды всегда содержат растворенные газы. По своему происхождению они могут быть связаны с обменом вода - атмосфера, поступать с водосбора или образовываться в самом водоеме при биологических или физико-химических процессах. Одним из газов, растворенных в воде, является кислород. Содержание растворенного кислорода в природных водах колеблется в ограниченных пределах (от 0 до 14 мг/л) и имеет большое значение для оценки состояния водоемов (см. табл. 1) [1]. Его снижение указывает на резкое изменение биологических процессов в водоемах, а также на загрязнение водных объектов веществами, биологически интенсивно окисляющихся.

Таблица 1 – Оценка уровня загрязненности и класса качества воды по содержанию растворенного в воде кислорода

Уровень загрязненности воды	Класс качества водоема	Содержание растворенного кислорода		
		лето, мг/л	зима, мг/л	% насыщения
Очень чистые	I	9	14-13	95
Чистые	II	8	12-11	80
Умеренно загрязненные	III	7-6	10-9	70
Загрязненные	IV	5-4	8-4	60
Грязные	V	3-2	3-1	30
Очень грязные	VI	0	0	0

Таким образом, измерение содержания растворенного кислорода в природных водах является важной задачей при экологическом мониторинге состояния водных ресурсов Украины.

На современном этапе развития измерительной техники широкое распространение для измерения содержания растворенного кислорода в природной воде получают LDO (Luminescence Dissolved Oxygen) датчики, достоинствами которых являются: отсутствует необходимость в постоянной калибровке датчика; не требуется замена мембран и электролитов; отсутствуют требования к потоку, в котором производятся измерения; отсутствует чувствительность к загрязнению; малое время отклика; высокая чувствительность к низким концентрациям растворенного кислорода.

В основе работы LDO датчика лежит явление уменьшения времени флуоресценции люминофора при его контакте с кислородом, которое описывается уравнением Штерна-Фольмера [2]:

$$\frac{\tau_0}{\tau} = 1 + k_q \cdot \tau_0 \cdot C_{O_2}. \quad (1)$$

где τ_0 и τ – постоянная времени затухания флуоресценции при отсутствии и при наличии кислорода соответственно; k_q – биомолекулярная константа скорости тушения; C_{O_2} – содержание кислорода в воде.

Как видно из выражения (1) зависимость относительного времени затухания флуоресценции от содержания кислорода носит линейный характер.

Биомолекулярная константа скорости тушения k_q , входящая в уравнение (1) может быть вычислена с использованием уравнения Смолуховского [2]:

$$k_0 = \gamma \cdot \frac{4 \cdot \pi \cdot R \cdot D \cdot N}{1000} = \gamma \cdot \frac{4 \cdot \pi \cdot N}{1000} \cdot (R_f + R_{O_2}) \cdot (D_f + D_{O_2}), \quad (2)$$

где γ – коэффициент эффективности тушения флуоресценции (для кислорода стремится к единице); R – радиус столкновения, равный сумме молекулярных радиусов люминофора (R_f) и кислорода (R_{O_2}); D – сумма коэффициентов диффузии люминофора (D_f) и кислорода (D_{O_2}); N – число Авогадро.

При этом коэффициенты диффузии могут быть вычислены по уравнению Стокса-Эйнштейна:

$$D = \frac{k \cdot T}{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}, \quad (3)$$

где k – постоянная Больцмана; η – вязкость воды.

Для распространенных в Украине LDO датчиков диапазон измерения растворенного кислорода составляет от 0,1 до 20 мг/л, основная

абсолютная погрешность измерения не превышает $\pm 0,2$ мг/л; постоянная времени затухания флуоресценции при отсутствии кислорода лежит в пределах $\tau_0 = 37,5$ мкс; биомолекулярная константа скорости тушения составляет примерно $k_q = 1166,7$ л/мг·с.

Из выражения (3) следует, что выходной сигнал датчика зависит от температуры воды. Зависимости относительного времени затухания флуоресценции от содержания кислорода в диапазоне рабочих температур воды от 0 до 30 °С представлены на рисунке 1.

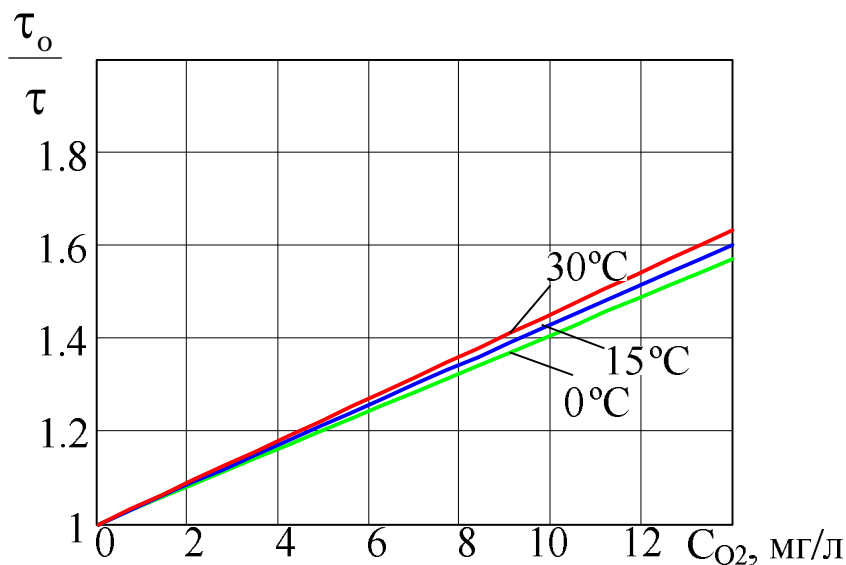


Рисунок 1 – Зависимости относительного времени затухания флуоресценции от содержания кислорода при различных значениях температуры воды

Из рисунка 1 следует, что наибольшая погрешность определения содержания растворенного кислорода наблюдается в конце диапазона измерений (при 14 мг/л) и составляет 0,72 мг/л при градуировке прибора при температуре 15°C, что превышает основную погрешность датчика в 3,6 раза. Полученное значение дополнительной погрешности по температуре является недопустимым и обуславливает необходимость введения в состав прибора канала измерения температуры.

По закону Генри содержание кислорода в слое люминофора прямо пропорционально парциальному давлению кислорода в воде, которое, в свою очередь, прямо пропорционально атмосферному давлению. Следовательно, и относительное время затухания флуоресценции также будет иметь прямую пропорциональность. Зависимости относительного времени затухания флуоресценции от содержания кислорода в диапазоне атмосферных давлений от 87,8 кПа до 119,7 кПа представлены на рисунке 2.

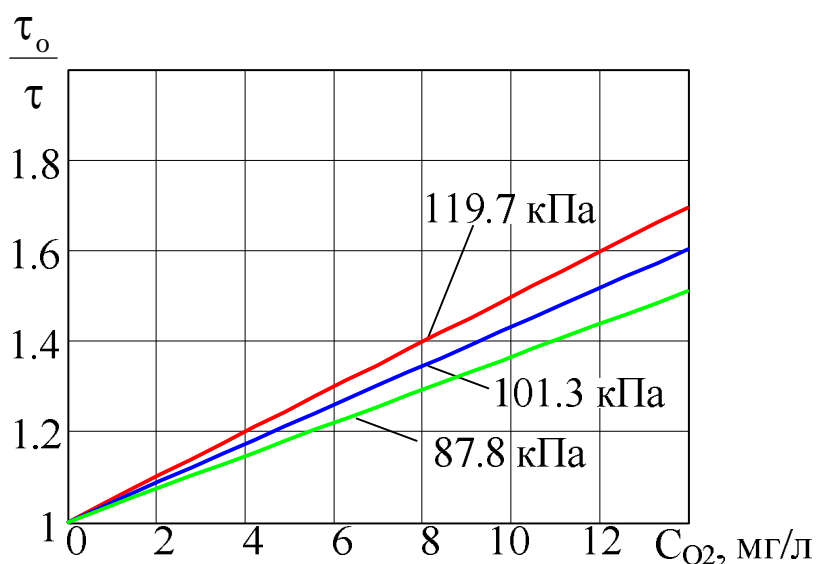


Рисунок 2 – Зависимости относительного времени затухания флуоресценции от содержания кислорода при различных значениях атмосферного давления

Проведя аналогичные рассуждения, как и с температурой, получаем, что погрешность определения содержания растворенного кислорода при изменении атмосферного давления может достигать 2 мг/л, что превышает основную погрешность датчика в 10 раз. Полученное значение погрешности обуславливает необходимость введения в состав прибора канала измерения атмосферного давления.

Значения температуры воды и атмосферного давления также необходимы при расчете относительного содержания растворенного кислорода (степень насыщения кислородом), поскольку данная величина зависит от температуры, атмосферного давления и минерализации воды:

$$M = \frac{C_{O_2} \cdot P_{ном}}{C_n \cdot P} \cdot 100\%$$

где M – степень насыщения воды кислородом; C_{O_2} – содержание растворенного кислорода в мг/л; P и $P_{ном}$ – текущее и номинальное значения атмосферного давления; C_n – нормальное содержание кислорода при данной температуре, минерализации и номинальном давлении.

Таким образом, на основании рассмотренных выше положений может быть составлена структура прибора измерения содержания растворенного кислорода в природной воде с улучшенными метрологическими характеристиками (см. рис. 3).

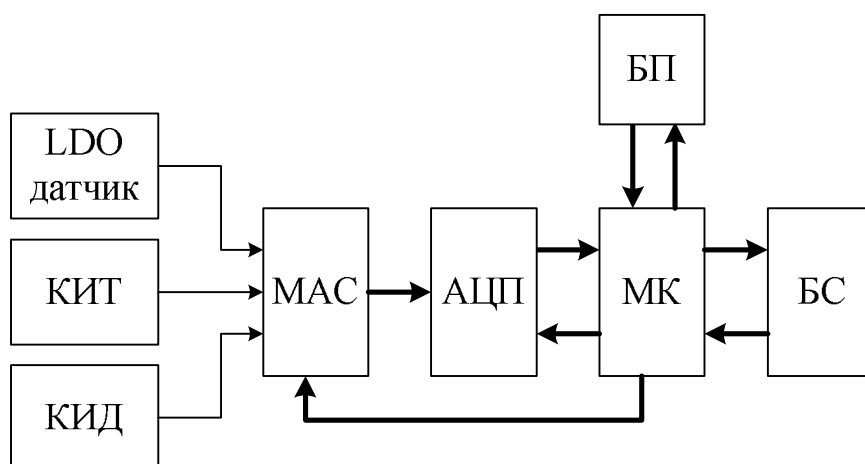


Рисунок 3 – Структура прибора измерения содержания растворенного кислорода в природной воде с улучшенными метрологическими характеристиками (КИТ – канал измерения температуры; КИД – канал измерения атмосферного давления; МАС – мультиплексор аналоговых сигналов; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; МК – микроконтролер; БП – блок памяти; БС – блок связи)

МАС, АЦП, МК, БП и БС в целом образуют микропроцессорный блок, алгоритм работы которого включает в себя следующие операции:

- измерение содержания растворенного кислорода в мг/л;
- измерение температуры воды и атмосферного давления;
- коррекция результата измерения содержания растворенного кислорода по температуре и давлению;
- определение степени насыщения воды кислородом;
- сохранение полученных значений во внутреннюю память;
- передача данных через блок связи (при необходимости).

Применение разработанной структуры прибора позволяет уменьшить влияние внешних факторов на результат измерения и привести общую погрешность прибора к уровню не более $\pm 0,3$ мг/л.

Список источников.

1. Вода и здоровье [Электронный ресурс]: Растворенный кислород. – Электронные данные. – Режим доступа: <http://water-health.org.ua>. – Дата доступа: май 2012. – Загл. с экрана.
2. Лакович Дж. Основы флуоресцентной спектроскопии. Пер. с англ. / Джозеф Лакович. – М: Мир, 1986.- 496 с.

Р.И. Божко, студент

В.И. Мизерный, старший преподаватель

Донецкий национальный технический университет

СПОСОБЫ И СХЕМЫ УДАЛЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОТЛОЖЕНИЙ ИЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ОТСТОЙНИКОВ

Рассмотрены способы и схемы удаления твердых отложений из предварительных отстойников, сделан выбор и расчет наиболее рационального для условий шахты «Октябрьский рудник».

Наибольшие затраты тяжелого неквалифицированного труда при эксплуатации шахтных водоотливных установок приходится на очистку водосборных емкостей от осевшего твердого материала.

В условиях рассматриваемой шахты «Октябрьский рудник» имеются два шламоборника. Они располагаются в выработках, закрепленных арочной крепью и имеют длину 20м. Торцевые части шламоборников представляют собой стенки из шлакоблоков. Вода подается по трубам в верхнюю часть шламоборников и осветленная, попадает в трубы, находящиеся с противоположной стороны шламоборника. Очистка шламоборников частично механизирована при помощи шламовых насосов и породопогрузочной машины 1ППМ-5. Капитальная чистка шламоборников проводится раз в полгода.

Предварительный отстойник сооружается в выработке, соединяющей вход в водосборники с магистральными выработками. Осаждение твердых частиц осуществляется за счет снижения скорости воды до значений, когда гидравлическая крупность превышает вертикальную составляющую скорости потока.

Средняя скорость воды по отстойнику должна быть такой чтобы вертикальная составляющая P сил, действующих на частицу твердого вверх, была меньше составляющей G , направленной вниз.

Ширина зеркала воды в отстойнике может быть принята на 20-30% меньше ширины выработки, где он сооружается.

Очистку предварительного отстойника от твердого материала можно проводить: шламовыми эрлифтами, вакуум-эрлифтами, шламовыми насосами, гидроэлеваторами, шламовыми конвейерами.

При очистке с помощью шламового эрлифта, пульпа поднимается до уровня околоствольного двора. После обезвоживания, шлам направляется на технологические транспортные средства. преимуще-

ства данной схемы – высокая надежность и безопасность. Недостаток – довольно низкий КПД установки.

При помощи гидроэлеватора возможна транспортировка шлама только в разреженном состоянии. Преимущества – значительное снижение трудоемкости, высокая надежность, безопасность. Недостаток – сооружение специальных горных выработок – шламонакопителей.

С помощью шламового насоса с гидравлическим рыхлителем возможна транспортировка разреженного шлама с последующим отстаиванием пульпы в специальной выработке. Преимущества способа – высокая экономичность и снижение трудоемкости при очистке. Недостатки – наличие электрооборудования, работающего в тяжелых условиях, необходимость специальных горных выработок – шламонакопителей.

При использовании шламового конвейера (баггер – зумпфа) происходит непрерывное удаление из шахтной воды частиц крупностью более 0,1 мм, оседающих в предварительном отстойнике. Одновременно с транспортом возможно сгущение твердого до влажности, допустимой для погрузки его в вагонетки или на конвейер. Преимущество – значительное снижение трудоемкости при очистке. Недостатки – наличие электрооборудования и механизмов, работающих в тяжелых условиях.

Наиболее эффективными являются механические способы очистки, такие как баггер – зумпф.

Проанализировав рассмотренные способы очистки можно сделать вывод, что в условиях рассматриваемой шахты наиболее целесообразно применение баггер – зумпфа, так как специальные выработки для накопления твердого не предусмотрены.

Баггер-зумпф БЗ-1 состоит из пяти секций (рис.1.): секции 2, включающую приводную головку 1 и редуктор с электродвигателем; двух промежуточных секций 3,5 и двух секций 4,6, включающих отклоняющие ролики 7,8. Секции охвачены конвейерной скребковой цепью, движущейся со скоростью не более 0,1 м/с.

Задавшись шириной отстойника В и зная максимальный приток воды в шахту, определяем основные размеры отстойника:

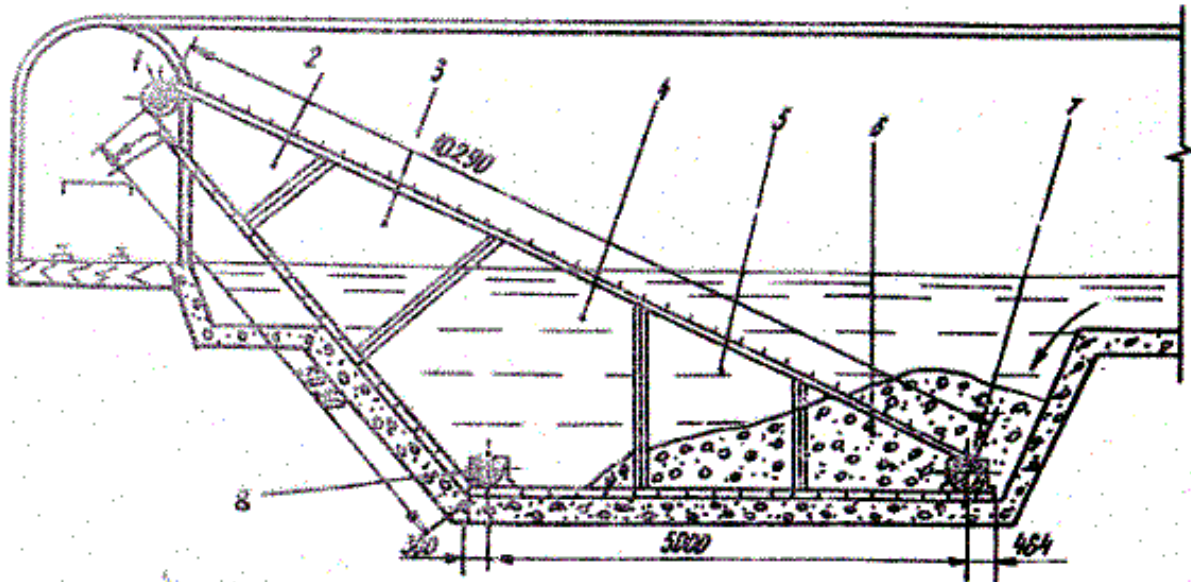


Рисунок 1. Схема очистки предварительного отстойника
шламовым конвейером

Средняя скорость движения воды в отстойнике, мм/с

$$V = 0,278 \frac{Q_{пр.м}}{B \cdot h};$$

$$V = 0,278 \frac{327}{3,6 \cdot 0,3} = 84,1 \text{ мм/с},$$

где $Q_{пр.м}$ – максимальный приток воды, м³/ч;
 h – глубина проточного слоя, равная 0,3 м;
 $B = 3,6$ м – ширина отстойника, равная 0,7-0,8 ширины выработки.
ки.

Необходимая длина предварительного отстойника:

$$L_0 = \alpha \cdot \frac{V}{V_0 - \omega} \cdot h;$$

$$L_0 = 1,4 \cdot \frac{84,1}{9,6 - 0,01 \cdot 84,1} \cdot 0,3 = 4,03 \text{ м},$$

где $V_0 \approx 9,6 \text{ мм/с}$ – гидравлическая крупность частиц размером 0,1-0,2 мм;

$\alpha = 1,4$ – коэффициент, учитывающий наличие в гидросмеси частиц различной крупности;

$\omega = 0,01 \cdot V$ – вертикальная составляющая скорости.

Объем нижней части отстойника определяется по зависимости:

$$W_H = 1,5 \cdot q_T \cdot Q_m$$

$$W_H = 1,5 \cdot 0,002 \cdot 24 = 23,5 \text{ м}^3,$$

где Q_m - максимальный суточный приток,

$q_T = 0,0015 \dots 0,005$ - объемная концентрация твердого в шахтной воде, принимаем равной 0,002;

Данные, необходимые для расчетов сведем в таблицу.

Таблица 1 – Определение параметров предварительного отстойника

Обозначение	Параметр отстойника	Значение
B	Ширина, м	3,6
h	Глубина проточного слоя, м	0,3
V	Средняя скорость движения воды, мм/с	84,1
V_0	Гидравлическая крупность, мм/с	9,6
ω	Вертикальная составляющая скорости, мм/с	0,841
L_0	Минимальная необходимая длина отстойника, м	4,03
W_H	Объем нижней части отстойника, м ³	23,5

Список источников.

1. Гейер В.Г. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки / В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. - М: Недра, 1987.- 266 с
2. Гейер В.Г. Инструкция по проектированию шахтных водоотливных установок / В.Г. Гейер, А.Г. Боруменский. С.С. Малыгин, В.А. Федин.- Донецк, ДПИ, 1979 – 58 с.

С.О. Винников, студент,
В.И. Мизерный, старший преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

ЗАЛИВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПОМОЩЬЮ БАКОВОГО АККУМУЛЯТОРА

Работа центробежных насосов имеет следующую характерную особенность. При их эксплуатации следует учитывать, что перед пуском проточная часть центробежного насоса должна быть заполнена жидкостью, плотность которой не меньше плотности перекачиваемой жидкости.

Перед пуском центробежных насосов всасывающий трубопровод и внутреннюю полость корпуса насоса следует залить перекачиваемой жидкостью.

Выбранный способ заливки должен:

- а) обеспечивать надежный пуск насоса;
- б) быть простым и экономичным;
- в) обеспечить в заданных пределах (по условиям настройки автоматической аппаратуры) длительность процесса заливки;
- г) не ухудшать всасывающей способности насоса и не вызывать опасных вибраций в установке;

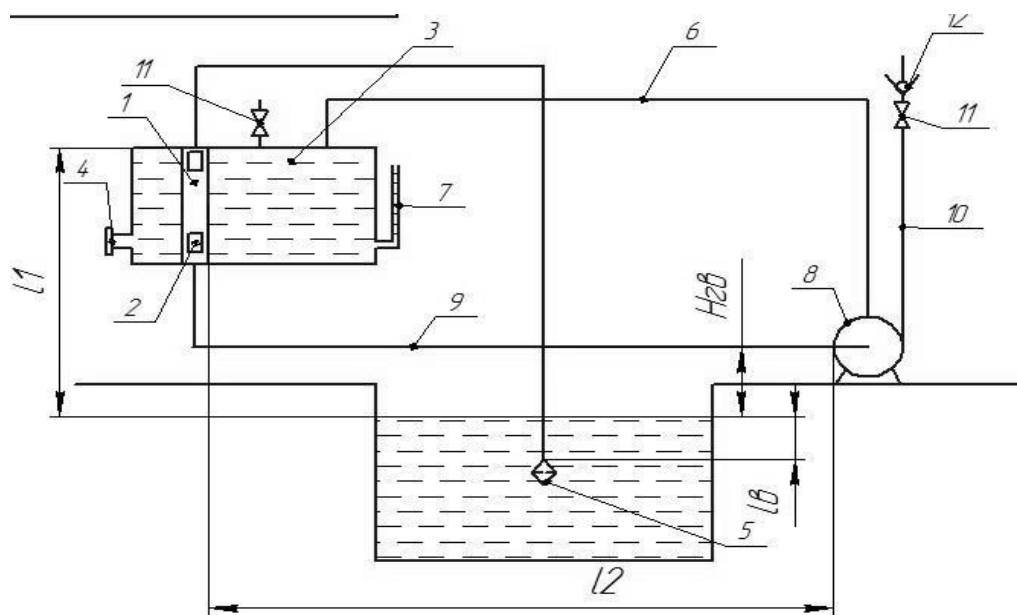
Необходимые условия может обеспечить заливка при помощи бакового аккумулятора.

Преимуществами насосов с баковыми аккумуляторами являются:

- высокая степень готовности к пуску насосных агрегатов;
- уменьшение коррозионного износа насосов, обусловленного постоянным заполнением их водой;
- самоочищение приемной сетки всасывающего трубопровода обратной струей воды, возникающих при остановке насоса;
- уменьшение сопротивления всасывающего трубопровода за счет выведения из него обратного клапана;
- упрощение схемы автоматизации за счет удаления заливного насоса.

Создаваемая при этом водовоздушная смесь удаляется работающим насосом в нагнетательный трубопровод. С увеличением разрежения всасывающий трубопровод заполняется водой из приемного колодца и насос переходит на нормальный режим работы. Важно при

остановке насоса обеспечить "срыв вакуума" что достигается уравни-
 тельной трубкой 6. В противном случае создается эффект «сифона» и
 вода уходит из бака. По этой же причине сливное отверстие шланга
 разгрузочного устройства следует располагать на отметке верхнего
 патрубка бакового аккумулятора.



Условные обозначения

- | | |
|--------------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Эжектор; | $H_{гв}$ – геометрическая высота |
| 2. Окна; | всасывания бакового аккумулятора; |
| 3. Баковый аккумулятор; | l_1 – расстояние от уровня воды |
| 4. Смотровой люк; | до верхнего патрубка БА; |
| 5. Приемная сетка; | |
| 6. Уравнивающая трубка; | |
| 7. Смотровая трубка (мерная трубка); | |
| 8. Насос; | |
| 9. Участок всасывающей трубы l_2 ; | |
| 10. Напорный трубопровод насоса; | |
| 11. Задвижка | |
| 12. Обратный клапан | |

Рисунок 1 – гидравлическая схема заливки насоса при помощи БА

Для условий шахты «Щегловская - Глубокая» был выполнен расчет и выбор бакового аккумулятора для насосов ЦНСш 300х480.

Определяем вакууметрическую высоту всасывания насоса в пе-
 риод пуска, вода из приемного колодца поднимается во всасывающем
 трубопроводе до уровня верхнего патрубка бакового аккумулятора по
 зависимости:

$$H_{\text{БА}} = H_1 + \left(\lambda \frac{l_1}{d} + \sum \xi + 1 \right) \varphi^2 \frac{V_{\text{п}}^2}{2g}, \quad (1.1)$$

где H_1 – геометрическая высота всасывания бакового аккумулятора в период пуска насоса, $H_1=3$ м;

d – внутренний диаметр всасывающего трубопровода, м;

λ – коэффициент Дарси, $\lambda=0,032$;

l_1 – длина всасывающего трубопровода от приемной сетки до верхнего патрубка БА, $l_1=6,5$ м;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений от приемной сетки до верхнего патрубка БА, $\sum \xi=2,6$;

$$\sum \xi = \xi_{\text{пс}} + 2\xi_{\text{кол}}, \quad (1.2)$$

где $\xi_{\text{пс}}$ и $\xi_{\text{кол}}$ – соответственно коэффициенты местных сопротивлений патрубка и колена;

$$\sum \xi = 2 + 2 \cdot 0,3 = 2,6 ;$$

V_n – средняя скорость подъема воды в вертикальной части всасывающего трубопровода, $V_n \approx 1$ м/с;

φ – экспериментальный коэффициент, $\varphi \approx 1,5$.

$$H_{\text{БА}} = 2 + (0,032 \cdot 6,5 / 0,231 + 2,6 + 1) \cdot 1,5^2 / 2 \cdot 9,81 = 2,51 \text{ м.}$$

Определяем вакуумметрическую высоту всасывания насоса при установившемся режиме:

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{вс}} + \left(\lambda \frac{l_1 + l_2}{d} + \sum \xi_1 + 1 \right) \frac{4Q_n^2}{g\pi^2 d^4}, \quad (1.3)$$

где $H_{\text{вс}}$ – геометрическая высота всасывания насоса, $H_{\text{вс}}=3$ м;

l_2 – длина участка всасывающего трубопровода от верхнего патрубка БА до всасывающего патрубка насоса, $l_2=7$ м;

$\sum \xi_1$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений от входа в БА до всасывающего патрубка насоса, $\sum \xi_1=3,4$;

$$\sum \xi_1 = \xi_{\text{пс}} + 3\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{эж}}, \quad (1.4)$$

где $\xi_{\text{эж}}$ – коэффициент местного сопротивления эжектора;

$$\sum \xi_1 = 2 + 3 \cdot 0,3 + 0,5 = 3,4;$$

Q_n – рабочая подача насоса, $Q_n = 230 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,063 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для того, чтобы установка работала в некавитационном режиме необходимо, чтобы соблюдалось условие $H_{\text{БА}} < H_{\text{вак}}$ и при установившемся режиме $H_{\text{вак}} < H_{\text{вак}}^{\text{пр}}$.

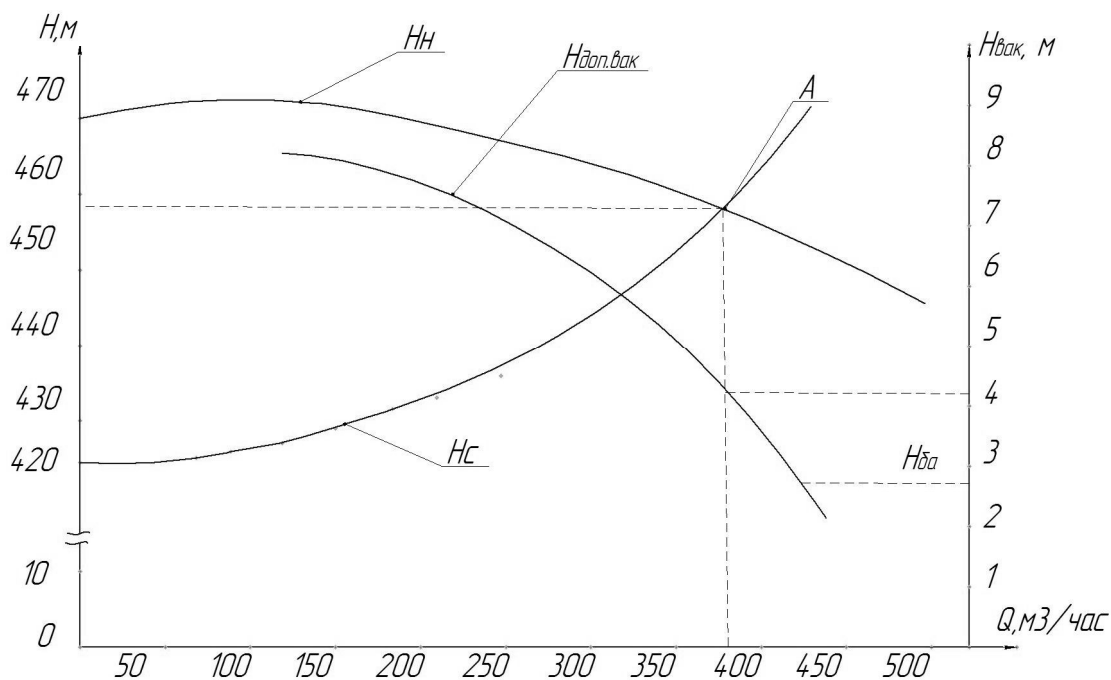


Рисунок 2 – Напорная характеристика сети

Выводы. В данной статье был представлен способ заливки центробежных насосов при помощи бакового аккумулятора. Был произведен расчет и выбор бакового аккумулятора. Исходные данные были взяты из условий шахты «Щегловская - Глубокая»

Список источников

1. А.Г. Боруменский «Исследование работы баковых аккумуляторов шахтных водоотливных установок»;
2. Каталог-справочник по горношахтному оборудованию, насосы. Госэнергоизд. 1960 г.;
3. ИГМ и ТК им. М.М. Федорова «Исследование систем заливки насосов при их автоматизации и разработка мероприятий по повышению надежности заливки»;
4. Методические указания для проектирования шахтных водоотливных установок УДК 622.53.

М.В. Головатый, студент, **К.Н. Маренич**, доц., Ph.D,
Донецкий национальный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОСТИ КВАЗИЧАСТОТНОГО ПРИНЦИПА УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ РУДНИЧНОЙ ТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

Исследование квазичастотного принципа управления приводом скребкового конвейера, в целях обеспечения безопасности обслуживающего персонала в очистном забое.

Эксплуатация шахтного скребкового конвейера отличается интенсивным разгоном тягового органа при пуске, что создает опасность травматизма для обслуживающего персонала в стесненном пространстве очистного забоя. Кроме этого, в процессе эксплуатации имеют место пуски груженого скребкового конвейера, что сопряжено с необходимостью преодоления повышенных моментов сопротивления. Исследованиями [1] доказано, что момент сопротивления при трогании скребкового конвейера в 1,6 – 1,8 раз превышает величину момента сопротивления в процессе движения.

На сегодняшний день для обеспечения плавности пуска конвейера используется гидромуфта. Однако ее пуско-защитные функции реализуются не в полной мере. Механическая характеристика гидромуфты позволяет осуществить разгон при малой нагрузке АД, однако создает условия для резкого наброса вращающего момента на трансмиссию при достижении двигателем номинальной скорости. Высокий момент инерции гидромуфты приводит к увеличению растягивающих усилий тягового органа при стопорении, что способствует порыву цепи.

Указанные обстоятельства обуславливают необходимость поиска новых технических решений в области управления пусковыми режимами привода. В перспективном электроприводе уровень ступени пусковой скорости должен быть соразмерим со скоростью перемещения человека в условиях очистного забоя и не превышать 0,2 – 0,3 м/с. Исходя из перечисленных требований, пуск скребкового конвейера возможно осуществить путем управления частотой вращения ротора АД. Анализ известных способов частотного регулирования дает основания полагать, что наиболее приемлемым для данных условий является способ квазичастотного управления АД, при котором за счет программного переключения групп тиристорov силового коммутато-

ра на его выходе формируется трехфазное напряжение фиксированной пониженной частоты. Такое квазисинусоидальное напряжение представляет собой трехфазную систему напряжений, каждая полу-волна которого представлена совокупностью фрагментов синусоид промышленной частоты. Условиями формирования симметричных квазисинусоидальных напряжений в полу волнах и фазах являются: $f_C / f_M = 6n \pm 1$, где n – число натурального ряда [2].

Квазичастотный режим электропитания АД обеспечивает устойчивую пониженную частоту вращения ротора и может использоваться для реализации ступени пониженной скорости привода при пуске. Последующий разгон до номинальной частоты вращения ротора АД предполагает переключение частот питающего напряжения с пониженной на номинальную. Этот процесс характеризуется ненулевыми начальными условиями, т.к. включение последующего режима электропитания АД происходит при незатухающем магнитном потоке предшествующего режима.

При равенстве по модулю и совпадении по фазе векторов начальных и установленных потокосцеплений статора (ротора) величина переходного момента АД равна нулю. Указанное условие может быть выполнено при плавном изменении частоты подводимого к АД напряжения. Однако схема тиристорного коммутатора позволяет формировать дискретные частоты выходных напряжений.

При $f_C / f_M = 3n+1$ и $n \leq 2$ тиристорный коммутатор обеспечивает формирование квазисинусоидальных напряжений дискретных частот 7,14 Гц и 12,5 Гц. При $f_C / f_M = 3$ частота квазисинусоидального напряжения составляет 16,67 Гц.

Использование квазисинусоидальных напряжений промежуточных частот (12,5 Гц и 16,67 Гц) позволит приблизить частоты напряжений предшествующего и последующего режимов электропитания АД, упростит реализацию совпадения по фазе векторов напряжения токов и потокосцеплений, соответствующих моменту окончания предшествующего режима и моменту начала последующего режима электропитания АД.

Таким образом, управление разгоном электропривода системы “тиристорный коммутатор – асинхронный двигатель” предполагает подачу на АД напряжений с частотой следующей последовательности: 7,14 Гц, 12,5 Гц, 16,67 Гц, 50 Гц.

При формировании напряжения последующего режима используются комбинации включаемых тириستоров, имеющие место в

предшествующем режиме и следующие с более высокой частотой таким образом, что первая комбинация включаемых тиристоров последующего режима является одновременно последней комбинацией включаемых тиристоров предшествующего режима (рис. 1). [2]

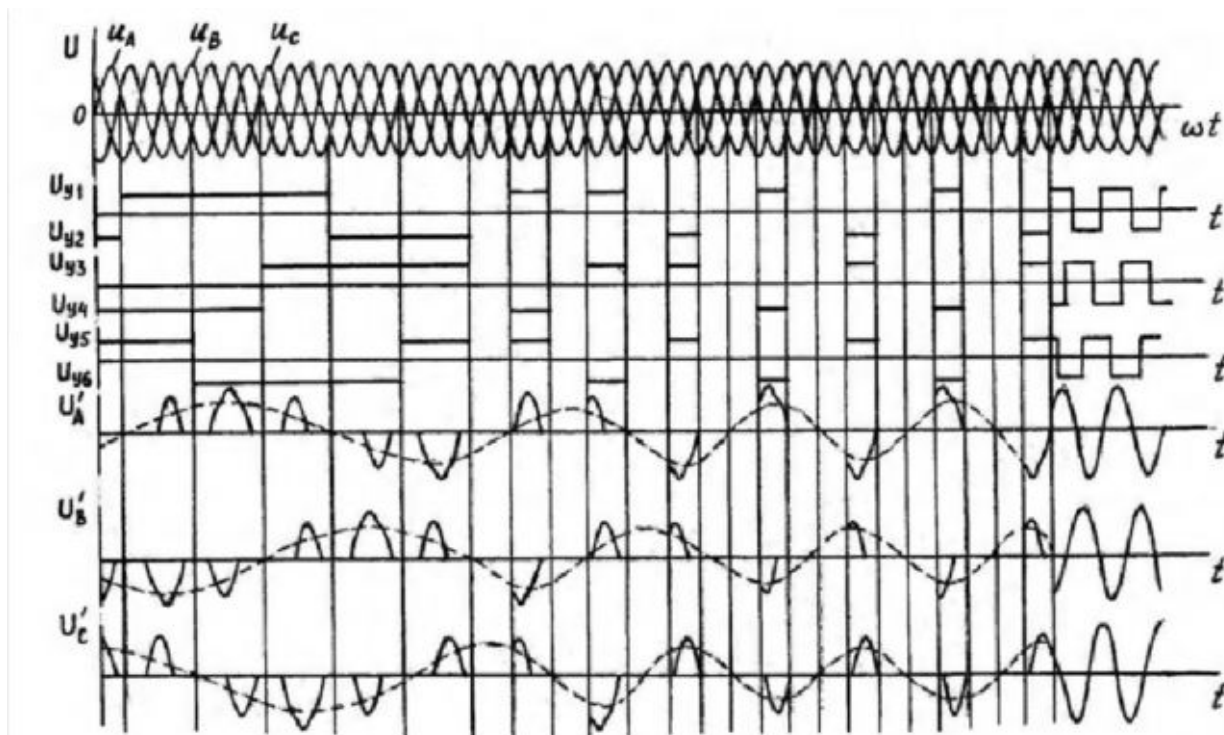


Рисунок 1 – Диаграммы формирования квазисинусоидальных напряжений в процессе разгона АД

Повышение плавности переходного процесса при переходе с частоты 16,67 Гц на 50 Гц можно осуществить с помощью изменения во времени величины питающего напряжения.

Таким образом, квазичастотный принцип управления приводом скребкового конвейера является рациональным средством пуска и способен заменить существующее техническое решение с большей эффективностью. Алгоритм управления тиристорным коммутатором позволяет обеспечить плавный разгон от фиксированной пониженной ступени пусковой скорости до номинальной.

Список источников.

1. Скребковые конвейеры. Справочник / Под ред. А.В. Леусенко. – М.: Недра, 1992. – 221 с.
2. Маренич К.Н. Асинхронный электропривод горных машин с тиристорными коммутаторами. Донецк : ДонДТУ, 1997 - 64 с.

В.В. Гусак, студент, **В.И. Мизерный**, ст. преподаватель
Донецкий национальный технический университет

РЕГУЛИРОВАНИЕ ШАХТНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ ВПУСКОМ ВОЗДУХА ВО ВСАСЫВАЮЩИЙ ТРУБОПРОВОД

Количество воздуха, подсосываемого во всасывающий трубопровод насоса определяется разностью между давлением создаваемым столбом воды h_y в точке подвода воздуха и потерями давления на участке всасывающего трубопровода длиной l_1 (рисунок 1), а также сопротивлением воздушной трубки. С изменением уровня воды в колодце, определяемым изменением притока, изменяется величина P_N - абсолютного давления в точке подвода воздуха, при этом также изменяется и подача насоса, причем это изменение определяется количеством воздуха, подсосываемым в первое рабочее колесо насоса.

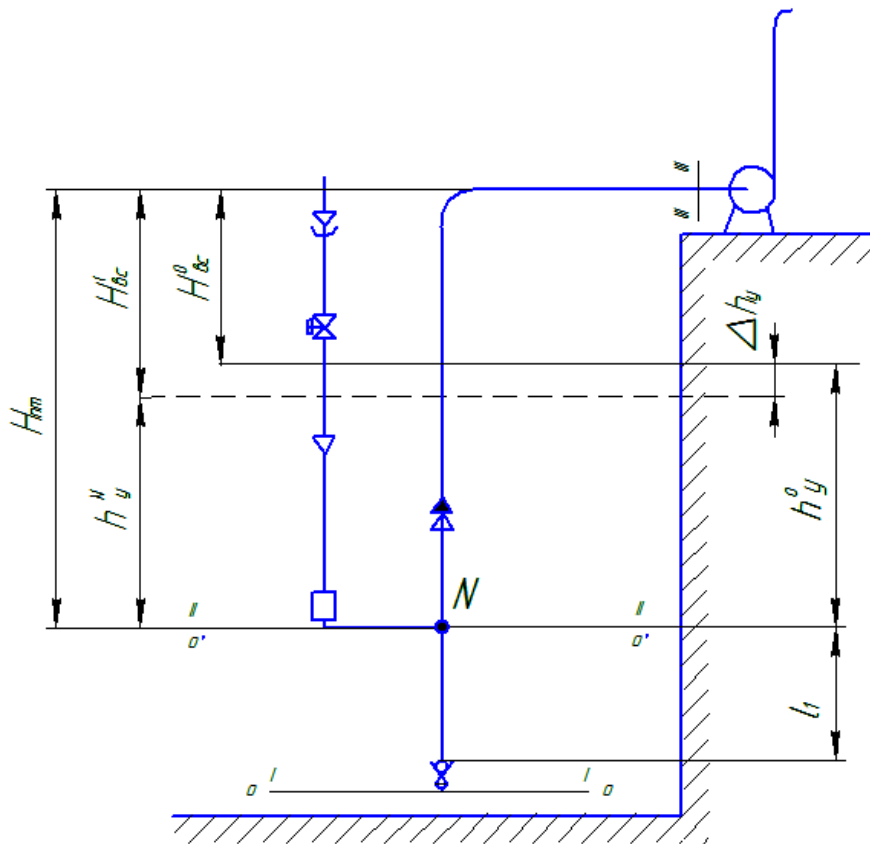


Рисунок 1 – Расчетная схема регулирования подачи насоса впуском воздуха во всасывающий трубопровод

Выбор насоса необходимо производить из условия, чтобы его подача при работе на естественной характеристике (без подсоса воздуха) была больше максимального притока, пусть её значение при этом равно Q_1 . Этому же притоку и режиму работы насоса соответствует определенная высота всасывания насоса (геометрическая $H_{вс}^0$ и вакуумметрическая $H_{вак}^0$). Так как подача выбранного насоса больше притока, то уровень воды в колодце начнет снижаться, при этом высота всасывания будет расти. Пусть значение геометрической высоты всасывания составит $H'_{вс}$, а вакуумметрическая высота всасывания при этом равна $H'_{вак}$. Из сказанного выше следует, что регулирование должно начаться раньше чем $H'_{вак}$ превысит $H_{вак.1}^{дон}$ для режима работы насоса с подачей Q_1 , т.е. должно выполняться условие

$$H'_{вак} \leq H_{вак.1}^{дон}.$$

Исходя из этого, высота подключения воздухоподающей трубки $H_{нт}$ определяется допустимой геометрической высотой всасывания насоса при работе насоса на естественной характеристике. При этом допустимую геометрическую высоту всасывания насоса можно определить как

$$H_{вс1}^{дон} = H_{вак1}^{дон} - a_{вс} Q_1^2,$$

где $a_{вс}$ – сопротивление всасывающего трубопровода.

Разность $H_{вс1}^{дон}$ - допустимой геометрической высоты всасывания и геометрической высоты всасывания, соответствующей начальным условиям $H_{вс}^0$ определяет допустимое понижение уровня воды в колодце $\Delta h_y^{дон}$, при котором насос работает в бескавитационном режиме

$$\Delta h_y^{дон} = H_{вс1}^{дон} - H_{вс}^0. \quad (1)$$

Из рисунка 1 следует, что

$$h_y^N + \Delta h_y = h_y^0, \quad (2)$$

где h_y^N - уровень воды в колодце над точкой подключения воздушной трубки, при котором начинается регулирование;

h_y^0 - принятый уровень погружения трубки подвода воздуха.

Также очевидно, что

$$H_{nm} = H_{вс}^0 + h_y^0. \quad (3)$$

Для определения абсолютного давления в точке подключения воздушной трубки p_N запишем уравнение Бернулли для выбранных сечений $\bar{I} - \bar{I}$ и $\bar{II} - \bar{II}$ относительно плоскости сравнения $0 - 0$

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + (p_a + \rho g h_y^0 + \rho g l_1) = \frac{\rho v_2^2}{2} + p_N + \rho g l_1 + \Delta p_{1-2}, \quad (4)$$

где Δp_{1-2} - потери давления между сечениями $\bar{I} - \bar{I}$ и $\bar{II} - \bar{II}$.

Из постоянства расхода воды в сечениях $\bar{I} - \bar{I}$ и $\bar{II} - \bar{II}$ имеем $v_1 = v_2$, тогда уравнение (4) примет вид

$$p_a + \rho g h_y^0 = p_N + \Delta p_{1-2}. \quad (5)$$

Выразив потери напора $\Delta p_{1-2} = \rho g a_1 Q_1^2$, получим

$$p_a + \rho g h_y^0 = p_N + \rho g a_1 Q_1^2,$$

откуда

$$p_N = p_a + \rho g h_y^0 - \rho g a_1 Q_1^2, \quad (6)$$

где a_1 - сопротивление участка всасывающего трубопровода длиной l_1 до точки подвода воздуха

$$a_1 = \frac{l_1 + \sum l_{\text{э}1}}{\kappa_{вс}^2}, \quad (7)$$

где $\sum l_{\text{э}1}$ - сумма эквивалентных длин местных сопротивлений данного участка;

$\kappa_{вс}^2$ - квадрат расходной характеристики всасывающего трубопровода

$$\sum l_{\text{э}1} = \frac{(\sum \xi + 1) d_{вс}}{\lambda_{вс}}, \quad (8)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений участка всасывающего трубопровода до точки подключения воздушной трубки;

$d_{вс}$ - внутренний диаметр всасывающего трубопровода;

$\lambda_{вс}$ - коэффициент Дарси для всасывающего трубопровода.

Подсос воздуха во всасывающий трубопровод возможен тогда, когда абсолютное давление в точке подвода воздуха меньше атмо-

сферного давления $p_N < p_a$. В зависимости от соотношения p_N и p_a возможны такие частные случаи состояния системы регулирования:

1) $p_N > p_a$, при $(\rho gh_y^0 - \rho ga_1 Q_1^2) > 0$, уравнение (6), в этом случае насос работает на естественной характеристике с подачей Q_1 . В воздушной трубке уровень воды выше точки подключения трубки ко всасывающему трубопроводу насоса;

2) $p_N = p_a$, при $(\rho gh_y^0 - \rho ga_1 Q_1^2) = 0$, уравнение (6), в этом случае уровень воды в воздушной трубке достигнет точки N подключения трубки ко всасывающему трубопроводу насоса, но подсоса воздуха еще не будет происходить, насос также работает на естественной характеристике. Из этого условия следует определить начальный уровень воды над точкой подключения N воздушной трубки ко всасывающему трубопроводу насоса, $h_y^0 = a_1 Q_1^2$.

3) $p_N < p_a$, при $(\rho gh_y^0 - \rho ga_1 Q_1^2) < 0$, в этом случае насос работает на какой то, в зависимости от количества подсосываемого воздуха, искусственной характеристике с подачей Q_2 . Через воздушную трубку во всасывающий трубопровод проходит определенное количество воздуха Q_6 .

Так как в первых двух случаях состояния системы регулирования подсоса воздуха не будет происходить и насос будет работать на естественной характеристике, то подробно рассмотрим третье состояние системы т.е. $p_N < p_a$.

Выразим количество подсосываемого воздуха Q_6 во всасывающий трубопровод насоса через относительную величину:

$$q = \frac{Q_6}{Q_1} . \quad (9)$$

Расход воздуха, проходящий по воздушной трубке создает потери давления в ней Δp_m

$$\Delta p_m = p_a - p_N . \quad (10)$$

Выразим $p_a - p_N$ из выражения (6), тогда

$$\Delta p_m = p_a - p_N = \rho ga_1 Q_1^2 - \rho gh_y^0 . \quad (11)$$

Потери давления в воздушной трубке определяются по зависимости

$$\Delta p_m = \rho_6 g a_m Q_6^2 , \quad (12)$$

где ρ_e - плотность воздуха;

a_m - сопротивление воздушной трубки.

$$a_m = \frac{l_m + \sum l_{эм}}{\kappa_m^2},$$

где l_m - длина воздушной трубки;

$\sum l_{эм}$ - сумма эквивалентных длин местных сопротивлений воздушной трубки;

κ_m^2 - квадрат расходной характеристики воздушной трубки.

Подставив значение Δp_m в выражение (11) получим

$$\rho_e g a_m Q_e^2 = \rho g a_1 Q_1^2 - \rho g h_y^0 \quad (13)$$

Исходя из уравнения (13), следует, что количество подсосываемого воздуха во всасывающий трубопровод насоса определяется разностью между потерями давления участка всасывающей трубы насоса длиной l_1 и давлением создаваемым столбом воды высотой h_y^0 . С изменением притока воды в водозаборный колодец будет изменяться h_y , высота уровня воды над точкой подключения воздушной трубки, а общий расход воды и воздуха проходящий через насос остается постоянным и равным Q_1 , в соответствии с этим можно записать

$$\rho_e g a_m Q_e^2 = \rho g a_1 Q_1^2 - \rho g h_y, \quad (14)$$

где h_y - текущее значение уровня воды над точкой подключения воздушной трубки, соответствующее притоку воды в данный момент времени.

Подача насоса в сеть определяется при этом точкой пересечения искусственной характеристики насоса с характеристикой сети. С учетом выражений (11) и (9) абсолютное давление в точке N можно записать

$$p_N = p_a - \rho_e g a_m (q Q_1)^2. \quad (15)$$

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}^{дон}$ при регулировании определяется применительно к Q_1 , а не к Q , т. к. общий расход воды и воздуха остается постоянным $Q_1 = q Q_1 + Q$,

где q - текущее значение относительного расхода воздуха, подаваемого во всасывающий трубопровод насоса;

Q - подача насоса по воде, соответствующая q .

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак1}}^{\text{доп}}.$$

Значение допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ можно выразить из уравнения Бернулли для сечений $\bar{\Pi} - \bar{\Pi}$ и $\bar{\Pi} - \bar{\Pi}$ относительно плоскости сравнения $0^1 - 0^1$, совпадающей с сечением, $\bar{\Pi} - \bar{\Pi}$ (рис.1)

$$\begin{aligned} \frac{\rho v_2^2}{2} + (p_a - \rho_{\text{в}} g a_m (q Q_1)^2) = \\ = \frac{\rho v_3^2}{2} + (p_a - \rho g H_{\text{вак}}^{\text{доп}}) + \rho g H_{\text{вс}}^0 + \rho g h_y^0 + \Delta p_{2-3} \end{aligned}, \quad (16)$$

где $p_a - \rho g H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ - минимальное значение давления во всасывающем патрубке насоса, при котором насос работает в бескавитационном режиме;

Δp_{2-3} - потери давления во всасывающем патрубке насоса, на участке от точки подключения воздушной трубки до всасывающего патрубка насоса, $\Delta p_{2-3} = \rho g a_2 Q_1^2$;

a_2 - сопротивление участка 2-3 всасывающего трубопровода насоса.

Из условия $v_2 = v_3$, а также с учетом выражения (3) получим

$$p_a - \rho_{\text{в}} g a_m (q Q_1)^2 = p_a - \rho g H_{\text{вак}}^{\text{доп}} + \rho g H_{\text{нм}} + \rho g a_2 Q_1^2. \quad (17)$$

Выразим из уравнения (17) значение $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{нм}} + \left(\frac{\rho_{\text{в}}}{\rho} a_m q^2 + a_2 \right) Q_1^2. \quad (18)$$

Из уравнения (18) определим предельно допустимое количество подаваемого воздуха из условия отсутствия кавитации, что в свою очередь является нижним пределом регулирования подачи насоса

$$q_{\text{доп}} = \sqrt{\left(\frac{H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - H_{\text{нм}}}{Q_1^2} - a_2 \right) \frac{\rho}{\rho_{\text{в}} a_m}}.$$

Таким образом, из условия обеспечения бескавитационных режимов регулирования подачи насосов впуском воздуха во всасывающий трубопровод можно производить от $Q_{\text{нр макс}}$ - верхний предел регулирования, соответствующий подаче насоса при работе на естест-

венной характеристике до $Q_{мин}$, соответствующему предельному количеству подаваемого воздуха $Q_{вперед} = q_{дон}Q_1$.

Список источников.

1. Малеев В.Б., Малашкина В.А. Водоотлив и дегазация угольных шахт. - М.: "Недра", 1995. - 208 с.
2. Гейер В.Г., А.И. Махинин, Н.В. Блошенко Определение оптимальной глубины регулирования насосов при их работе на приток.// Водоотлив глубоких шахт. - Донецк, 1972. - с. 61-67.
3. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов. - М.: Недра, 1987. - 270с.

Н.В. Гутаревич, магистрантка,
В.Г. Гуляев, докт. техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет

ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ, ТЕНДЕНЦИИ ИХ РАЗВИТИЯ И ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Выполнен обзор и анализ современных гидроэнергетических установок. Рассмотрены требования и характеристики для их проектирования. Приведены рекомендации для создания надежных, малошумных и высоконапорных насосных агрегатов.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В настоящее время на территории Украины работают 153 шахты. Согласно сообщению Министерства угольной промышленности и энергетики, с начала 2012 года было добыто в количестве 56,8 миллиона тонн угля. Высокая производительность полностью зависит от качества оборудования, добывающего уголь, а именно – от механизированного комплекса. Главенствующей составляющей комплекса, без которой невозможно его функционирование является гидрофицированная механизированная крепь (ГМК), эксплуатационные свойства которой определяются параметрами гидроэнергетической установки (ГЭУ). В этой связи к ГЭУ предъявляются высокие требования по безопасности и надежности для эффективной работы не только крепи, но и всего комплекса в целом.

Анализ исследований и публикаций. Насосная станция (НС), она же ГЭУ, обычно состоит из двух высоконапорных агрегатов (ВНА) и подпиточной установки (ПУ). Основными составляющими, определяющими технический уровень ВНА, являются рабочие параметры насосов, входящих в систему, такие как давление нагнетания, подача насоса, способ регулирования подачи и параметры виброакустических характеристик. Последние должны соответствовать требованиям нормативной документации, а именно – уровень звука, генерируемый виброакустическим шумом, не должен превышать санитарных норм 80 дБА. В тоже время, для современных насосных станций, техническими условиями установлен уровень шума 110 дБА, что очевидно превышает санитарно-допустимые нормы. Фактические параметры вибрационных характеристик ВНА не соответствуют установленным требованиям, что приводит к низким уровням надежности

насосных станций, снижению их ресурса почти в два раза и уменьшению эффективности работы. Также превышение санитарных норм приводит к росту числа профессиональных заболеваний персонала, тем самым снижая производительность труда и нарушая гигиену труда. Все вышеуказанные факторы определяют необходимость создания современных насосных станций с пониженными уровнями вибрации и шума [1].

Решение задачи проектирования и конструирования современных насосных станций начинается с анализа развития конструкций и параметров насосных станций, отражающих их показатели – энерговооруженность, давление, подачу. Энерговооруженность насосных станций постоянно растет, что связано с повышенными требованиями к гидроэнергетическим установкам (ГЭУ) механизированных крепей, очистных комбайнов эксплуатирующихся в сложных горношахтных условиях [2].

Для эффективной работы крепей в сложных горно-технических условиях сформировались следующие требования к ГЭУ: необходимо повышать давление начального распора гидростоек (до 40-52 МПа), применение эффективных способов регулирования подачи и оптимального взаимодействия всех контуров системы крепи, снижение виброактивности и повышения надежности ГЭУ. Насосная станция должна обеспечивать эффективную работу механизированной крепи для надежного управления кровлей и состоянием вмещающих пород в соответствии с характером проявления горного давления в лаве. Кроме того, требования к скорости крепления и коэффициенту затяжки кровли постоянно повышаются в связи с интенсификацией рабочих режимов очистных комплексов с применением высокопроизводительных комбайнов [3].

Постановка задачи. Обзор тенденций развития ГЭУ и проблемы их проектирования.

Изложения материала и результаты. С развитием работ по созданию ГЭУ в последние 10 лет возникла необходимость дополнительного анализа изменения параметров и технических характеристик их ВНА. А именно необходимо уделить внимание совершенствованию динамических свойств ВНА, с целью обеспечить снижение вибраций и шума, генерируемых источниками. В таблице 1 указаны результаты исследований по изучению генерации шума современными украинскими насосными станциями.

Таблица 1. Результаты расчетов ожидаемого уровня звукового давления в расчетных точках для насосных станций типа СНУ, СНТ, СНД.

Уровни звуковой мощности	Расчетные значения, дБ, в октавных полосах частот, Гц								Уровень звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
СНУ 5	106	96	95	97	103	98	96	86	106
СНУ 6	84	97	107	104	103	98	101	99	108
СНТ 32	98	100	103	107	103	100	95	86	108
СНТ 40	93	94	96	101	103	98	96	84	106
СНД 200/32	93	96	98	103	106	101	95	84	109
СНД 300/40	98	99	99	100	103	101	93	83	108

Как видно из результатов расчета звукового давления на основании измерений, выполненных МакНИИ, приведенных в таблице, фактический уровень звука, генерируемый современными украинскими насосными станциями, превышает допустимые нормы [1].

В развитии структурных схем ВНА можно выделить два основных направления [4]:

Насосные станции с применением радиально-плунжерного насоса с эксцентриковым приводом. Такая схема используется в насосных станциях СНТ 5, 6. Однако такие насосы (типа ВНР 32/20) имеют ряд недостатков при использовании в ВНА – плохая смазывающая способность эмульсии, чересчур высокая динамика дискретного способа регулирования подачи, недостаточное давление нагнетания (20МПа), не обеспечивающее выполнение требований к усилиям первоначального распора гидростоек. Даже при работе в условиях легких (A_1) и среднеустойчивых (A_2) кровель одна такая насосная станция не может обеспечить необходимые требования по эффективному функционированию механизированной крепи. Также насосные станции ограничивают скорость крепления и обладают невысокими показателями надежности. В таблице 2 указаны основные технические характеристики насосных станций СНУ.

Второй вариант структурной схемы ВНА включает в себя высоконапорный насос с линейным расположением плунжеров, кривошипно-шатунным механизмом в приводе от асинхронного двигателя и зубчатой передачей. Наиболее часто встречающийся привод станций, таких как СНТ, СНД, фирмы Nauhinco. Для таких схем характерны высокая энерговооруженность, достаточные показатели давления и

подачи. Однако, достоинства этих насосных станций омрачаются высокими уровнями вибрации и шума, существенно снижающими надежность и ресурс насосного агрегата. К тому же в условиях перехода на длинные лавы оказалось, что станции СНТ с одним насосным агрегатом не могут обеспечить необходимые эксплуатационные характеристики, что потребовало создания и применения насосных станций типов СНД с двумя ВНА [3]. Основные технические характеристики станций типа СНТ и СНД представлены в таблице 3.

Таблица 2. Основные технические характеристики станций типа СНУ

Параметры	Значения параметров		
	СНУ5	СНУ6	СНУ7
Номинальная подача, л/мин	40/80	40	63/126
Давление, Мпа	8-20	8-20	16-32
Полный КПД	0,84	0,84	0,73
Масса (без рабочей жидкости), кг	2130	1380	3300

Таблица 3. Основные технические характеристики станций типа СНТ и СНД

Параметры	Значения параметров			
	СНТ32	СНТ40	СНД200/32	СНД300/40
Номинальная подача, л/мин	100	150	200 (100+100)	300 (150+150)
Давление, Мпа	32	40	32	40
Мощность электродвигателя, кВт	113	110	110 (55+55)	220 (110+110)
Масса, кг	3240	2900	6700	7800

Как видно, некоторые украинские насосные станции с такой компоновочной структурой, могут удовлетворить современные требования к ГЭУ по номинальному давлению и подаче. Однако их виброакустические характеристики (110 дБА по ТУ) не позволяют считать такие насосные станции перспективными агрегатами (как видно из таблицы 1).

Кроме того, насосные станции классифицируются по способу регулирования подачи рабочей жидкости (РЖ) и видам регуляторов [4].

Наиболее распространены насосные станции (СНТ, СНД и др.) с дискретным способом регулирования подачи РЖ. Этому способу присущи известные недостатки [1,2,3] в том числе – формирование вибрации и шума в источниках ВНА при переходных режимах «нагрузка-разгрузка» силового насоса.

Перспективная схема управления насосной станции на базе частотно-регулируемого привода дает возможность плавно регулировать подачу, повышая надежность и безопасность эксплуатации ВНА. Тем не менее, использование такой схемы не отменяет необходимость снижать виброактивность агрегатов. Частотно-регулируемый привод используют в некоторых типах насосных станциях фирма «Хаухинко», однако такое регулирование также не обеспечивает бесшумную работу ВНА, т.к. в структуре ВНА сохранены кривошипно-шатунные механизмы – активные источники вибрации и шума.

Можно считать прогрессивным направлением проектирования высокопроизводительных ГЭУ разработки немецкой фирмы HAUNINCO. Фирма наладила производство трехплунжерных и пятиплунжерных высоконапорных насосов ЕНР-3К нескольких типоразмеров с варьируемыми значениями подачи рабочего давления. Для ряда насосных агрегатов предусмотрено варьирование частотами вращения приводных механизмов и диаметрами плунжеров в гидроблоке, что позволяет получать различные значения подач и давления нагнетания на одном агрегате.

Как видно из характеристик, указанных в таблице 4, при комплектации насосной станции одним насосом ЕНР-3К110, обеспечивается подача 129 л/мин и давление 46,5 МПа, а комплект из двух насосов ЕНР-3К50 – подачу 102 л/мин при давлении 50 МПа. Такие технические характеристики позволяют наиболее выгодно подбирать давления и расход для обеспечения заданных условий оптимального взаимодействия крепи с кровлей и необходимой скорости крепления. Частотно-регулируемый привод насосных станций позволяет плавно регулировать подачу в диапазоне от 30 до 100% [1].

Можно считать достаточно перспективными высоконапорные насосные установки швейцарской фирмы HIDROWATT. Они работают на базе радиально-поршневых насосов с герметично-уплотнёнными поршневыми блоками и принудительной смазкой. Герметично-уплотнённые поршневые блоки с регенерирующей смазкой обеспечивают высокую скорость движения поршней, отсутствие утечек и высокий КПД насоса.

Таблица 4. Характеристики некоторых насосов типа ЕНР-3К

Тип насоса и мощность привода, кВт	Диаметр плунжера, мм	Расчетная подача насоса, л/мин	Рабочее давление, МПа
		Частота вращения 1,500 об/мин	
ЕНР-3К 50, 50	32	51	50
	40	80	33
ЕНК-3К 60, 60	32	65	50
	40	101	33
ЕНР-3К 70, 70	32	73	50
	40	115	33
ЕНР-3К 110, 110	36	105	57,5
	40	129	46,5
	45	163	36,5
ЕНР-3К 125,125	50	202	34
	53	227	30
	55	244	28
	62	310	22
	70	395	17
	80	516	13
ЕНР-3К 150, 150	50	239	34
	53	268	30
	55	289	28
	62	367	22
	70	468	17
	80	611	13

В тоже время, несмотря на отсутствие в схеме зубчатой передачи и кривошипно-шатунного механизма, актуальность снижения виброакустических характеристик сохраняется, поскольку вращающаяся высокоскоростная динамическая система, с наличием возмущений в двигателе и клапанных распределителях, генерирует довольно высокие уровни вибрации и шума, что обязывает фирму рекомендовать операторам применять средства индивидуальной защиты от шума [5].

Выводы и направления дальнейшего исследования:

1. Проведенный анализ ВНА позволяет обоснованно устанавливать рациональную область применения их отдельных типоразмеров

в составе насосных станций применительно к конкретным условиям эксплуатации очистных комплексов в Донецком угольном бассейне.

2. В настоящее время не решены все проблемы создания эффективных современных гидроэнергетических установок. Для создания надежных малошумных и высокопроизводительных насосных станций систем гидропривода механизированных крепей очистных комплексов необходимы дополнительные исследования динамических свойств насосных агрегатов и их рабочих процессов.

3. При проектировании энергонасыщенных малошумных насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе линейно расположенных поршней целесообразно использовать выводы и рекомендации работы [1].

Список источников.

1. Гуляев В.Г. Виброакустические процессы и надежность гидроэнергетических установок очистных комплексов: монография / К.В.Гуляев, С.А.Китаева; под общ. ред. В.Г. Гуляева. – Донецк: Технопарк ДонГТУ «Унитех», 2012. – 224 с.: ил, табл.
2. Гуляев В.Г., Бойко Н.Г. Требования к гидроэнергетическим установкам механизированных крепей нового технического уровня / В.Г.Гуляев В.Г., Н.Г.Бойко // Известия горного института, №2, 2000. – С.47-51.
3. Косарев В.В. Насосные станции ГП «Донгипроуглемаш» нового поколения как источник гидравлической энергии в составе гидропривода механизированных крепей / В.В. Косарев, Н.И. Стадник, Ю.И. Варшавский и др. // Сб. научных трудов. – Донецк, - Донгипроуглемаш, 2008. – С. 484-492.
4. Пономаренко Ю.Ф. Насосы и насосные станции механизированных крепей / Ю.Ф.Пономаренко // М.: Недра, 1983. – 183 с.
5. Руководство по эксплуатации и технике безопасности радиально-поршневого насоса R180 S. HYDROWATT AG, Швейцария, 2011. – 50 с.

I. Zlatova, étudiante,
A.F. Yatsenko, docteur ès science, professeur
 Université nationale technique de Donetsk

PROTECTION DES INSTALLATION D'EXTRACTION CONTRE LES ACCIDENTS

La conception d'un dispositif de freinage installations
de machine d'extraction

Dispositif de freinage - l'un des dispositifs de la machine de levage le plus complexe et exigeante, qui est le dernier maillon d'une chaîne d'équipements de protection.

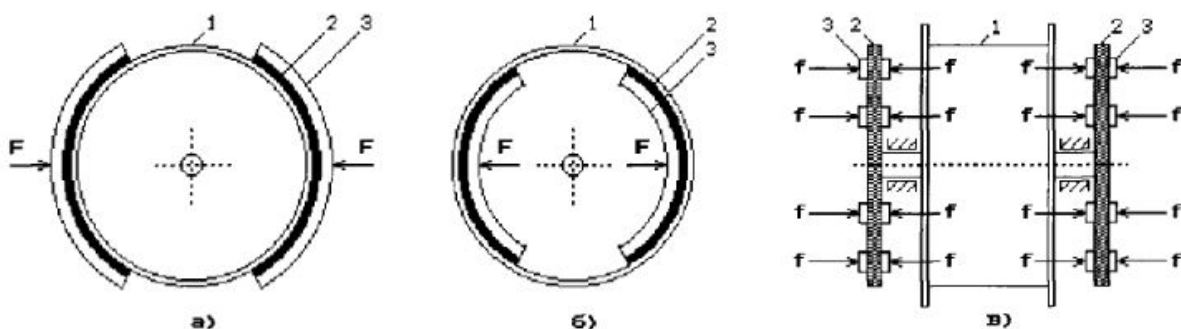
L'amélioration de dispositif de freinage il y a l'influence primordial.

Les principaux éléments du système de freinage - l'organe exécutif du frein, le dispositif de commande de frein actionneur et la commande du frein.

Par le principe des organes exécutifs de freinage freins sont divisés en deux types principaux:

- Radial (figure a, б), dans lequel deux diamétralement situés mâchoires de frein rigides 3, équipés de deux garnitures de friction sont pressées sur les deux côtés du frein de jante cylindrique du tambour 1 par une force F , dirigée le long du rayon du tambour;

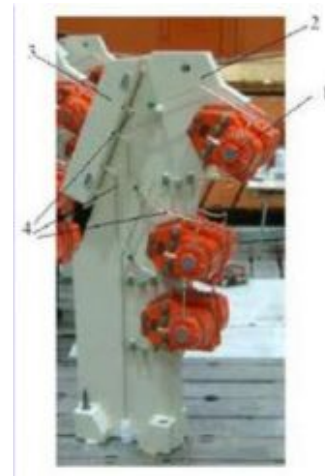
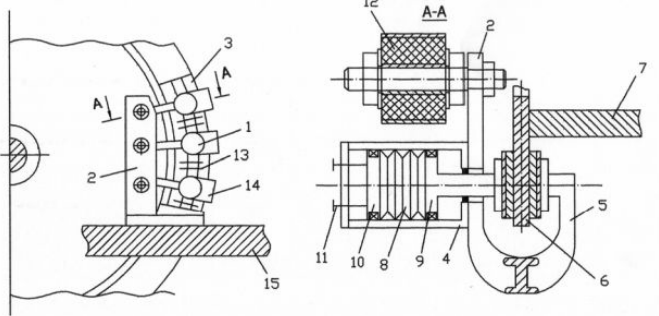
- Type axial (Fig. в), dans lequel deux segments de frein 3, constituant une dite unité de freinage sont pressées sur les deux faces par une coaxial avec le disque de frein à tambour 2 (sur une disque peut contenir jusqu'à huit unités ou plus) avec un effort dirigé le long de l'axe du tambour.



Dispositif de freinage destiner par effectuer les étapes de base suivantes:

assurer un navire prédéfinis de levage de mouvement (Frein de service);

arrêter la machine en cas de violations qui pourraient être cause de l'accident (arrêt de sécurité);
blocage de la machine en place.
Maintenant, on utilise le frein à disque.



Développement des freins à disque engagés dans la production scientifique et société "Midiel" à Donetsk, où je vais passer mon stage. En collaboration avec cette firme ainsi que le professeur Yatsenko A.F., je vais améliorer le fonctionnement des freins à disque dans son travail de recherche.

Liste des sources

1. Бежок В.Р. и др. Шахтный подъем

A.P. Zragevskij, étudiant,
V.M. Overko, candidat ès sciences techniques, chargé de cours.
L'université national technique de Donetck

LE MODE DE LA PROTECTION CONTRE LE COUP DE BELIER DE L'INSTALLATION D'EXHAURE PRINCIPALE DE L'HORIZON 805 M DE LA MINE «POKROVSKJA»

L'objet de l'étude - la transition dans la conduite à l'installation d'exhaure approvisionnée par le dispositif de la protection contre les coups hydrauliques en forme du tube de raccord avec deux soupapes inverses à deux positions.

Le mode de protection contre le coup de bélier de l'installation d'exhaure principale de l'horizon 805 m de la mine «Pokrovskaja» proposé s'appelle l'entrée d'eau dans la conduite.

Ce mode s'utilise en cas du commencement du choc hydraulique par une onde de la réduction de la pression. Dans l'installation d'exhaure de la mine a lieu un tel choc, provoqué par la coupure brusque de courant de l'entraînement de la pompe, il est dangereux.

La proposition consiste en entrée d'eau dans la conduite pour réduire les pressions de pointe dans des conditions de fonctionnement transitoires.

Pour atteindre cet objectif, à proximité du lieu d'origine de la variation du débit est monté un dispositif d'entrée d'eau dont la capacité est suffisante pour l'amortissement efficace du processus oscillatoire.

Ce procédé est pareil à un procédé mis au point dans les années quatre-vingtièmes et consiste dans le fait que la source d'eau est la conduite de réserve de l'installation d'exhaure.

Notre installation de pompage principale de l'horizon 805 m de la mine «Pokrovskaja» a deux conduites. Chaque tuyau de travail 2 (figure 1) et de réserve 1 est fourni par un clapet anti-retour 3, dont la construction est clair à partir de la figure 1b. Les orifices latérales des clapets sont connectés avec le tube de raccord 4.

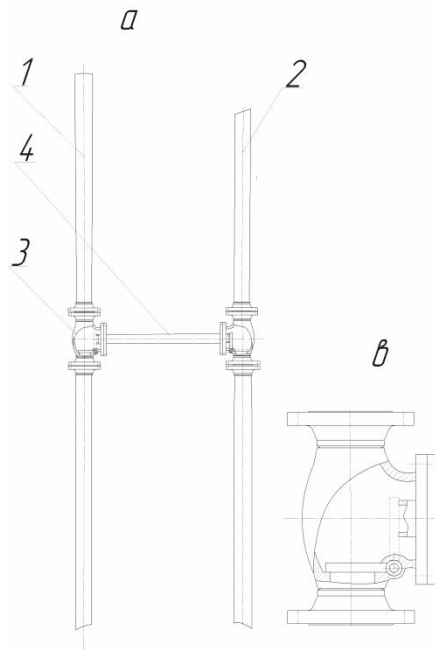


Figure 1 - L'installation d'exhaure de la mine proposée

Quand la conduite 2 en marche, clapet anti-retour à deux positions n'entrave pas l'écoulement dans le sens de la levée de l'eau, mais bloque l'entrée de la conduite de raccord. La soupape est maintenue car sur elle du côté de la conduite de réserve agit la pression de la hauteur géométrique, et de l'autre côté - la pression de la pipeline supérieure par la perte due à la résistance hydraulique de la conduit derrière le clapet anti-retour. Clapet anti-retour 3 sur la conduite 1 est dans une position différente, ce qui connecte la conduite de pression 1 avec le tube de raccord 4.

Lors de la déconnexion de la station de pompage, la pression dans la conduite 2 est réduite. Lorsque sa valeur devient inférieure à la hauteur géométrique, clapet tourne, la pompe est déconnectée de la conduite d'évacuation. L'eau de la conduite de réserve 1 arrive dans la conduite 2 grâce à quoi la vitesse d'écoulement diminue progressivement jusqu'à zéro et le coup de bélier ne surgit pas.

Quant à l'efficacité, ce système est le plus approprié. A l'aide du modèle informatique de la transition on reçoit la signification demandée de la résistance hydraulique du tube de raccord, qui est égale $5000 - 5300 \text{ s}^2/\text{m}^5$ pour l'installation d'exhaure principale de l'horizon 805 m de la mine «Pokrovskaja».

La liste des sources.

1. Папаяни Ф.А. Центробежные насосы и трубопроводные сети в горной промышленности / Ф.А. Папаяни, Н.Б. Трейнер, В.И. Никитин, Ю.И. Чернышев, В.М. Оверко. – Донецк: Східний видавничий дім, 2011. – 334 с.

Н.М. Лысенко, канд. техн. наук, доц.,
Б.Ю. Мищенко, студент,
Донецкий национальный технический университет.

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ, НАПРАВЛЕННЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАЗНАЧЕНИЯ ПОДСИСТЕМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СЕРИЙНЫХ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ ТИПА РКУ

Предложены и проработаны технические решения, позволяющие существенно повысить тягово-скоростные характеристики подсистем перемещения серийных очистных комбайнов типа РКУ.

Одной из базовых машин современных очистных комплексов является очистной комбайн, конструкция и параметры которого играют определяющую роль в плане обеспечения высокопроизводительной работы всего оборудования комплекса. К числу интегральных показателей назначения очистного комбайна, характеризующих его технический уровень и конкурентоспособность, прежде всего, относятся производительность и надежность, которые, как известно, тесно связаны с уровнем его энерговооруженности и совершенством технических решений основных подсистем и всей машины в целом.

Очистной комбайн, являющийся в общем случае достаточно сложной электрогидромеханической системой, можно представить состоящим из совокупности основных подсистем, обладающих достаточной функциональной самостоятельностью и взаимодействующих между собой и с внешней средой [1]. Одной из основных силовых подсистем очистного комбайна является подсистема перемещения (подачи), обеспечивающая перемещение (подачу) комбайна вдоль очистного забоя с требуемыми значениями скоростей и усилий. Подсистемы перемещения очистных комбайнов в общем случае могут включать приводные электродвигатели, регуляторы (вариаторы) скорости, редукторные кинематические цепи и движители механического типа на основе жестких или гибких тяговых органов.

Во встроенной (непосредственно в корпусную подсистему машины) подсистеме перемещения очистных комбайнов типа РКУ (РКУ10 и РКУ13), серийно изготавливаемых на ЗАО «Горловский машиностроитель» на протяжении последних трех десятилетий и нашедших достаточно широкое применение на угольных шахтах Украины и России, используются гидравлический вариатор скорости,

силовой контур которого построен на базе объемной гидропередачи «радиально-плунжерный насос 1НП200 с регулируемой подачей – два аксиально плунжерных гидромотора 410.112». Наличие двух гидромоторов, каждый из которых посредством редукторных кинематических цепей связан со своим двигателем (с цевочным колесом соответственно правого и левого механизмов подачи), позволяет реализовать два возможных режима работы подсистемы перемещения указанных очистных комбайнов - «рабочий» и «маневровый». При «рабочем» режиме вся подача насоса 1НП200 равномерно распределяется между каждым из двух гидромоторов и, как следствие, суммарное тяговое усилие комбайна, воспринимаемое жестким цевочно-реечным тяговым органом, формируется двумя (правым и левым) механизмами подачи. При «маневровом» режиме вся подача насоса 1НП200 поступает только на один из гидромоторов (статор второго гидромотора при этом посредством специальной муфты жестко фиксируется на корпус механизма подачи), вследствие чего величина тягового усилия комбайна будет в два раза меньше, но скорость его перемещения в два раза соответственно больше. Численные значения тягово-скоростной характеристики механизма перемещения серийных очистных комбайнов типа РКУ приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Тягово-скоростная характеристика механизма перемещения очистных комбайнов типа РКУ

Режим работы механизма перемещения	Диапазон регулирования скорости подачи, м/мин	Максимальное тяговое усилие, кН
«рабочий»	0 -5	250
«маневровый»	0-10	125

На основании сопоставительного анализа тягово-скоростных характеристик механизмов перемещения рассматриваемых очистных комбайнов типа РКУ и очистных машин нового поколения высокого технического уровня (прежде всего, ряда отечественных очистных комбайнов типа УКД и КДК) можно сделать вывод, что максимальные величины рабочей скорости подачи и тяговых усилий, реализацию которых могут обеспечить механизмы перемещения комбайнов нового поколения примерно в 1,5 раза превосходят показатели, представленные в табл. 1. Кроме того, результаты выполненных в последнее время работ исследовательского характера [2, 3] и практических

конструкторских разработок в области угольного комбайностроения позволяют считать, что более высокие перспективы в подсистемах перемещения выемочных машин имеют не гидравлические, а электрические регуляторы скорости (прежде всего, на основе частотно-регулируемого электропривода), т.к. они обладают следующими существенными преимуществами:

- более высокие значения удельной (отнесенной к единице массы или объема) мощности, что особенно актуально в условиях жестких габаритных ограничений;
- более высокие значения параметров надежности и КПД;
- проще конструктивное исполнение и обслуживание при эксплуатации, ниже трудоемкость изготовления;
- более высокая точность в обеспечении реализации заданной скорости подачи и особенно максимального тягового усилия подачи.

Отмеченные выше моменты могут быть рассмотрены в качестве основных путей модернизации подсистемы перемещения очистных комбайнов типа РКУ. Данную модернизацию целесообразно осуществить, в основном не нарушая общую структурно-компоновочную схему и сохраняя основные габаритные размеры серийных машин. Указанное условие в основном может быть выполнено, если с одной стороны будет использована преемственность отдельных структурно-компоновочных и конструктивных решений, заложенных в подсистеме перемещения комбайна нового поколения типа КДК500 (близкого аналога к машинам типа РКУ по области применения), а с другой стороны, по возможности, будет сохранено построение редукторных кинематических цепей в совокупности с двигателями аналогичное с серийными машинами. Суть отмеченных моментов состоит в заимствовании от комбайна КДК500 встроенного частотного преобразователя, габаритные размеры которого вполне могут быть вписаны в габариты исключаемой из конструкции комбайна гидровставки, и замены гидромоторов 410.112 на соответствующие приводные асинхронные электродвигатели типа ЭКВ 4-30-6 с короткозамкнутым ротором, которые используются в подсистемах механизмов перемещения очистных комбайнов нового поколения УКД300 и УКД400.

Техническая характеристика электродвигателя ЭКВ 4-30-6 приведена в табл. 2, а его габаритные и привязочные размеры - на рис. 1. Необходимо отметить, что номинальным режимом работы указанного электродвигателя является продолжительный режим работы (режим S1 по ГОСТ 183-74).

Таблица 2 - Параметры двигателя ЭКВ4-30-6

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность, кВт	30
Номинальное напряжение, В	1140
Номинальный ток, А	19,8
Синхронная частота вращения, об/мин	1000
Номинальное скольжение, %	3,8
Номинальная частота вращения ротора, об/мин	974
КПД, %	87,0
Коэффициент мощности	0,88
Начальный пусковой ток, А	99
Начальный пусковой вращающий момент, Н*м	447
Максимальный вращающий момент, Н*м	596
Номинальный вращающий момент, Н*м	298
Отношение начального пускового тока к номинальному	5,0
Отношение начального пускового вращающего момента к номинальному	1,5
Отношение максимального вращающего момента к номинальному	2,0
Момент инерции ротора, кг*м ³	0,345
Диапазон частоты тока, Гц	2,1-150

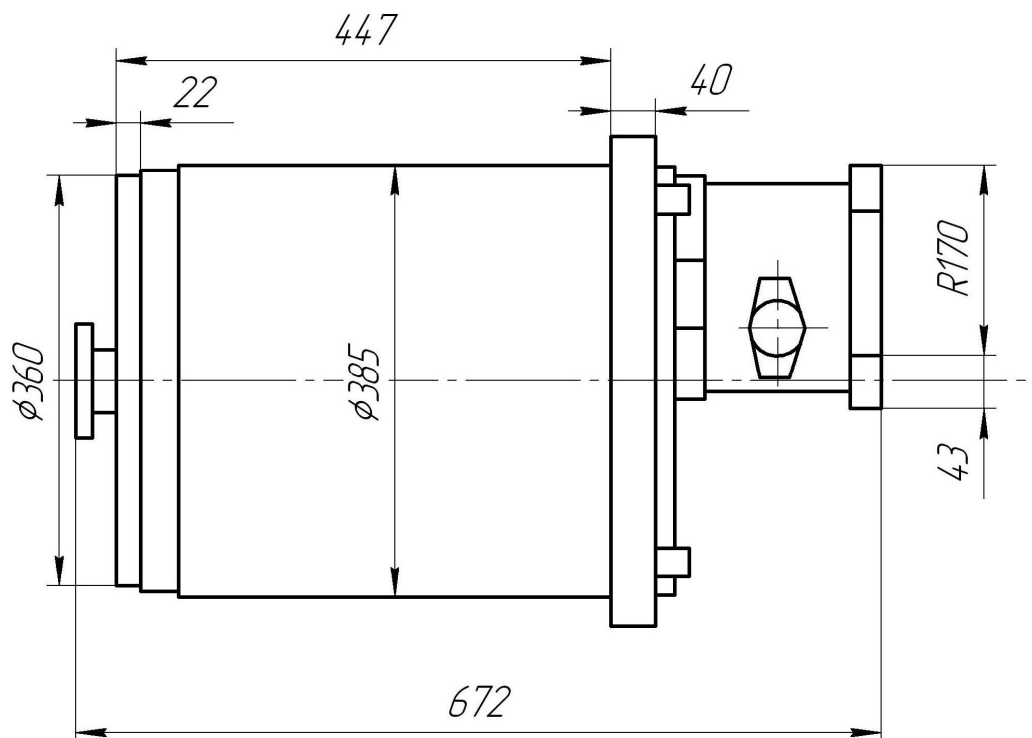


Рисунок 1 – Общий вид электродвигателя ЭКВ4-30-6

На рис.2 приведена кинематическая схема редуктора усовершенствованного механизма подачи, которая несколько видоизменена по сравнению с серийным комбайном, вследствие, прежде всего, не-

обходимости вписывания в существующую конструкцию редуктора более габаритного (по сравнению с гидромотором 410.112) приводного электродвигателя ЭКВ4-30-6. Основные параметры указанной кинематической схемы (числа зубьев колес, их модуль и передаточные числа зубчатых передач) приведены в табл.3.

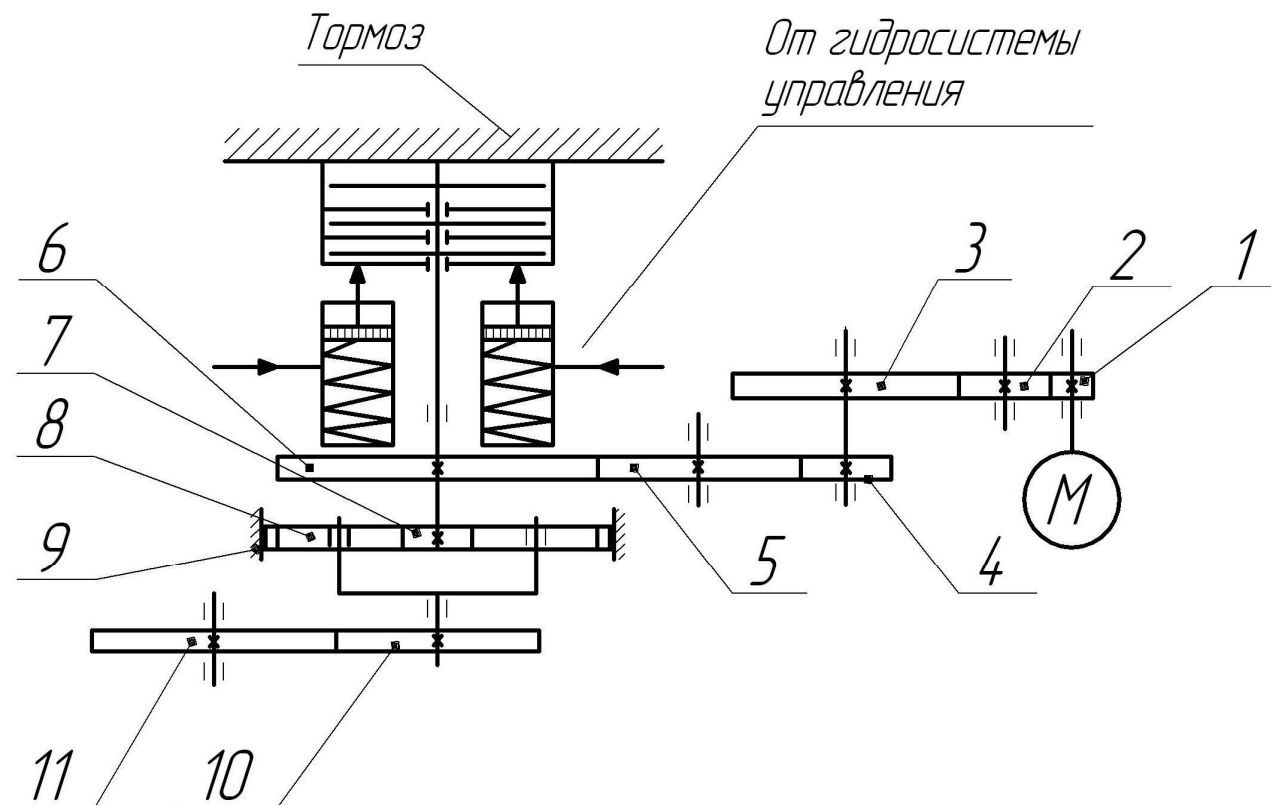


Рисунок 2 - Кинематическая схема редуктора механизма подачи

Таблица 3 - Параметры редуктора механизма подачи

Наименование характеристик	№ зубчатого колеса										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число зубьев z	15	26	63	14	38	59	12	20	54	8	12
Модуль m , мм	4			6						-	
Передаточное число u	4,2		4,21			5,5		1,5			

Общее передаточное число всей кинематической цепи составит:

$$u_p = \frac{z_3 \cdot z_6 \cdot z_{11}}{z_1 \cdot z_4 \cdot z_{10}} \left(\frac{z_9}{z_7} + 1 \right) = \frac{63 \cdot 59 \cdot 12}{15 \cdot 14 \cdot 8} \left(\frac{54}{12} + 1 \right) = 146,03$$

Следует отметить, что указанное в табл.3 количество зубьев для одиннадцатого колеса (z_{11}) соответствует исполнению цевочного колеса, используемого в качестве приводного колеса механизма пере-

мещения комбайна РКУ13 применительно к цевочной рейке типа РПК100. Для других типов цевочных реек (ЗБСП, «ЭЙКОТРЕК») используются соответственно другие исполнения цевочных колес.

Исходя из приведенных выше параметров приводного электродвигателя и редукторной кинематической цепи, рассчитаем применительно к разрабатываемой подсистеме перемещения для очистных комбайнов типа РКУ тягово-скоростную характеристику (максимальную рабочую скорость подачи $V_{пр.маx}$, соответствующую номинальной частоте напряжения 50Гц на зажимах приводных электродвигателей, и максимальное суммарное тяговое усилие $T_{маx}$, формирующееся с учетом наличия на комбайне двух механизмов подачи). Для определения численных значений указанных параметров тягово-скоростной характеристики могут быть использованы следующие выражения:

$$V_{пр.маx} = \frac{n_{ном} \cdot z_{цк} \cdot t_p}{u_p}; \quad (1)$$

$$T_{маx} = 2 \frac{M_{ном} \cdot u_p \cdot \eta_p}{D_{цк}}, \quad (2)$$

где $M_{ном}$, $n_{ном}$ - соответственно номинальный вращающий момент и номинальная частота вращения ротора приводного электродвигателя, см. табл. 2;

$z_{цк}$ - количество зубьев на цевочном колесе, см. табл. 3;

t_p - шаг цевочной рейки (для рейки типа РПК100 $t_p = 100$ мм);

η_p - КПД всей кинематической цепи (редуктора и цевочного зацепления).

$D_{цк}$ - диаметр цевочного колеса, являющийся аналогом делительного диаметра зубчатого колеса с эвольвентным профилем зубьев.

Величина $D_{цк}$ может быть найдена из следующего известного выражения:

$$V_{пр.маx} = \frac{\pi \cdot D_{цк} \cdot n_{ном}}{u_p} \quad (3)$$

Преобразовав зависимость (2) с учетом выражений (1) и (3), получим:

$$T_{\max} = 2 \frac{2 \cdot M_{\text{ном}} \cdot u_p \cdot \eta_p \cdot \pi}{z_{\text{цк}} \cdot t_p} \quad (4)$$

Численное значение η_p может быть рассчитано по следующей зависимости:

$$\eta_p = \eta_{\text{nn}}^4 \cdot \eta_{\text{np}} \cdot \eta_{\text{зц}},$$

где η_{nn} - КПД одной прямозубой передачи с учетом потерь в опорных подшипниковых узлах;

η_{np} - КПД планетарного редуктора;

$\eta_{\text{зц}}$ - КПД цевочного зацепления.

Согласно [4, 5] $\eta_{\text{nn}} \approx \eta_{\text{np}} = 0,98$. Основываясь на результатах детальных исследований цевочного зацепления применительно к бесцепным системам подачи очистных комбайнов, проведенных в 80-х годах прошлого столетия в Тульском политехническом институте, величину $\eta_{\text{зц}}$ можно принять примерно равной 0,92. Тогда оценочное численное значение КПД всей кинематической цепи будет равно:

$$\eta_p = 0,98^4 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,83$$

Соответственно численные значения параметров тягово-скоростной характеристики проектируемого механизма перемещения составят:

$$V_{\text{np.max}} = \frac{974 \cdot 12 \cdot 0,1}{146,03} = 8 \text{ м/мин};$$

$$T_{\max} = 2 \frac{2 \cdot 298 \cdot 146,03 \cdot 0,83 \cdot 3,14}{12 \cdot 0,1} = 378 \text{ кНм.}$$

Полученные значения параметров тягово-скоростной характеристики сравнимы с оценками тягово-скоростных характеристик подсистем перемещения очистных комбайнов нового поколения аналогичного класса. При этом численное значение максимальной маневровой скорости подачи рассматриваемых очистных комбайнов типа РКУ может быть также обеспечено на прежнем уровне (10 м/мин) за счет реализации более высокой (по сравнению с номинальной величиной) частоты вращения роторов приводных двигателей их механизмов подачи путем формирования частотным преобразователем питающего напряжения с частотой характеристикой выше 50 Гц.

Таким образом, предлагаемый вариант модернизации подсистемы перемещения серийных очистных комбайнов типа РКУ, наряду с выше отмеченными преимуществами электрических регуляторов скорости по сравнению с гидравлическими регуляторами скорости, позволяет существенно повысить уровень конкурентоспособности данных машин благодаря следующим результирующим факторам:

- увеличению суммарной энерговооруженности комбайнов с 200 до 260 кВт;

- разгрузке (примерно на 25 кВт) электродвигателя подсистемы привода исполнительных органов за счет использования в подсистеме перемещения автономных приводных электродвигателей;

- более представительным оценкам тягово-скоростных характеристик подсистем перемещения.

Список источников.

1. Горные машины для подземной добычи угля: учебное пособие для вузов/ П.А.Горбатов, Г.В.Петрушкин, Н.М.Лысенко и др.; Под общ. ред. П.А.Горбатова; ДонНТУ – Донецк:, 2006 г. – 669с.
2. Проектирование горных машин как мехатронных объектов / Стадник Н.И., Сергеев А.В., Мезников А.В., Кондрахин В.П. // Сб. научных трудов ГП «Донгипроуглемаш».- Донецк: АСТРО, 2008.- С.133-145.
3. Кондрахин В.П. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов/ В.П. Кондрахин, В.В. Косарев, Н.И. Стадник. – Под общ. ред. В.П. Кондрахина.- Донецк: Технопарк ДонНТУ УНИТЕХ, 2010.-257с.
4. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи.- Л.: Машгиз, 1957.- 263с.
5. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева.-Л.: Машиностроение, 1977. – 536с.

О.К. Маренич, магістрант,
Ю.В. Масленко, к.е.н., доцент
Донецький національний технічний університет

АНАЛІЗ ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ РЕКОНСТРУКЦІЇ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ ШАХТНОГО ВОДОВІДЛИВУ У КОНТЕКСТІ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В УМОВАХ ШАХТИ „ЖОВТНЕВИЙ РУДНИК”

У даній роботі проаналізована доцільність комплексної реконструкції системи водовідливу шляхом заміни секцій магістрального трубопроводу у контексті зниження об'єму енергоспоживання.

Вугільна промисловість є стратегічною галуззю української економіки, яка на сьогодні і у перспективі визначає показники її енергетичної незалежності і безпеки. Тому принципово важливим є забезпечення ефективної, високопродуктивної роботи гірничих підприємств. Основна маса шахт України сконцентрована в Донбасі, де характерними ознаками їх роботи є виконання основних технологічних операцій на горизонтах понад 1000 м; висока водообільність вугільних пластів. В середньому показники водовідливу шахти в мовах Донбасу є такими, що на 1 тону видобутого вугілля припадає близько 1 кубометру відкачаної води. Отже, водовідлив шахти є об'єктом високої енергоемності. Тому практичну актуальність представляють питання зменшення енерговитрат, що припадають на експлуатацію шахтного водовідливу [1, 2].

Відомі технічні рішення в цьому напрямку стосуються запровадження сучасного енергомеханічного устаткування, зокрема, насосів, високовольтних асинхронних двигунів, запорнорегулюючих механізмів, високовольтного силового комутаційного устаткування засобів автоматизації водовідливу, а також технічних засобів обліку електроенергії, в тому числі, комерційного і диспетчерського управління роботою водовідливу шахти [3, 4]

Однак, практичний інтерес представляє питання визначення економічних показників комплексної реконструкції системи водовідливу діючого гірничого підприємства, трубопроводи водовідливу якого мають високий ступінь зношеності (через тривалий термін експлуатації).

Ця задача може бути розкрита на прикладі економічних показників роботи шахти „Жовтневий рудник”. За результатами роботи у

2011 році показники встановленої потужності по основному технологічному устаткуванню шахти наведені у таблиці 1:

Таблиця 1 – Баланс енергоспоживання

Назва споживача	Встановлена потужність, кВт	Структура, %
Підземні споживачі, всього	12597	100
Водовідливні установки, всього	5345	42,4
Підземний транспорт, всього	2630	20,8
Вугледобувні ділянки	2432	19,3
Підготовчі ділянки	1720	13,6
Інші підземні споживачі	470	3,7
Споживачі поверхні: всього	30702	
Споживання в цілому	43299	

З наведеного аналізу видно, що встановлена потужність водовідливного комплексу становить 42,4 % від загальної потужності підземних енергоспоживачів шахти.

Аналіз технічного стану водовідливу при високому ступені зношеності вказує на те, що витoki води в процесі її перекачування в основному приходяться на пошкодження в трубах як по їх площині, так і у фланцевих з'єднаннях. Тому представляється доцільним запровадження не окремих ремонтних операцій, пов'язаних із ремонтом зношених місць водовитoku, а комплексна реконструкція шляхом повної заміни трубопроводу по всій його довжині.

Таким чином, витрати на комплексну реконструкцію можуть бути обраховані за формулою:

$$E_{год} = \sum_{i=1}^n E_{екс_i} - E_n \cdot \Delta K, \text{ грн/рік} \quad (1)$$

де $\sum_{i=1}^n E_{ексi}$ - сумарна річна економія експлуатаційних витрат по i -му числу джерел економічного ефекту;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних витрат, $E_n=0,15$ для усіх галузей народного господарства;

ΔK – додаткові капітальні витрати, пов'язані з впровадженням технічного рішення, грн.

$$\Delta K = K_{нов} - K_{баз} + A_{нед} - С_{лікв}. \quad (2)$$

де $K_{нов}$ і $K_{баз}$ – відповідно капітальні витрати за варіантами нової та базисної техніки.

У даному випадку розрахунок абсолютної величини капітальних витрат можна здійснити за формулою:

$$K_{нов} = \sum_{i=1}^m Ц_{обi} \cdot N_{обi} \cdot K_p \cdot K_{накл} + \sum_{i=1}^m З_{м.д.i} \cdot N_i, \quad (3)$$

де $Ц_{обi}$ – оптові ціни i -х видів обладнання, грн,

$N_{обi}$ – кількість одиниць даного виду обладнання,

K_p – коефіцієнт резерву для кожного із i -х видів обладнання ($K_p=1,33$),

$K_{накл}$ – коефіцієнт накладних витрат ($K_{накл}=1,07$),

$\sum_{i=1}^m З_{м.д.i}$ - витрати на монтаж і демонтаж нової техніки (20% від

$\sum_{i=1}^m Ц_{об.i}$),

N_i – кількість одиниць даного виду обладнання, який вимагає монтажу і демонтажу;

$A_{нед}$ – недоамортизована вартість обладнання, що виводиться з експлуатації, грн.

В умовах даного підприємства вважаємо, що весь трубопровід, який передбачено реконструювати виробив свій ресурс, тому параметром $A_{нед}$ нехтуємо [5].

Розрахунковий коефіцієнт економічної ефективності:

$$E_{розр} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{ексi}}{\Delta K}, \quad (4)$$

Термін окупності капітальних витрат:

$$T_{розр} = \frac{1}{E_{розр}}, \text{ рік} \quad (5)$$

Дана методика дозволяє виконати узагальнений аналіз економічної доцільності запровадження технічних рішень із припинення понаднормованих витоків води під час роботи водовідливу.

Перелік посилань.

1. Попов В.М. Водоотливные установки: справочное пособие. – М.: Недра, 1990. – 254 с.
2. ОСТ 12.25.011 – 84. Экономия электрической энергии на угольных шахтах. Основные мероприятия и методы расчета М.: Минуглепром, - 1984. – 136 с.
3. Енерговикористання водовідливних установок вугільної шахти з різним складом насосних агрегатів/ В. Заїка, В. Волошин, В. Надточий та ін.//материалы 2-1 международной конференции по управлению использованием энергии. – Львів, 3-6 июня 1997. – С. 3-24...3-28.
4. Система учета и контроля электроэнергии для угольных шахт / Г.Г. Пивняк, В.В. Ткачев, В.Т. Заика, А.А. Шишацкий, В.В. Надточий, Ю.Т. Разумный. – Промышленная энергетика, 1992. - №7. С. 19-21.
5. Нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства и положение о порядке планирования, начисления и использования амортизационных отчислений в народном хозяйстве. – М.: Экономика, 1974. – 144 с.

T. Martsis, étudiante

V. Morgounov, docteur ès sciences, maître de conférence
L'université nationale technique de Donetsk

LES MOYENS DE NETTOYAGE DE L'EAU TECHNIQUE A LA MINE

A examiné les moyens de purification de l'eau technique par l'exemple de hydrocyclone et de décanteur à couches minces

Рассмотрены способы и схемы удаления твердых отложений из водосборных емкостей, выбор наиболее рационального для условий шахты «М.И.Калинина».

Au temps de mécanisation hydraulique des travaux minières on transport les masses abattues sous forme de mélange hydraulique ou bien pulpe se composant de substance minérale utile, des roches et de l'eau technique d'une qualité déterminé. On peu utiliser cette eau de nouveau pour le sycle technique ou bien pour autres basoins ou bien la dévaler dans les réservoirs d'eau, lacs ou bien dans les rivières.

Maintenant il y a beaucoup de moyens et dispositis de nettoyage de l'eau technique. Mon but est ameliorer la qualité de l'eau technique dans la mine « Novodonetskaya ». Dans ce cas je propose utiliser le système de nettoyage qui est basé sur le travail du hydrocyclone et de décanteur à couche mince.

Un hydrocyclone est un dispositif qui utilise la force centrifuge pour séparer le sable ou d'autres particules plus lourdes de l'eau.

Un hydrocyclone est un dispositif qui est destiné pour deschlammation et pour la condensation et pour la concentration des produits de la flottation et pour clarification de l'eau.

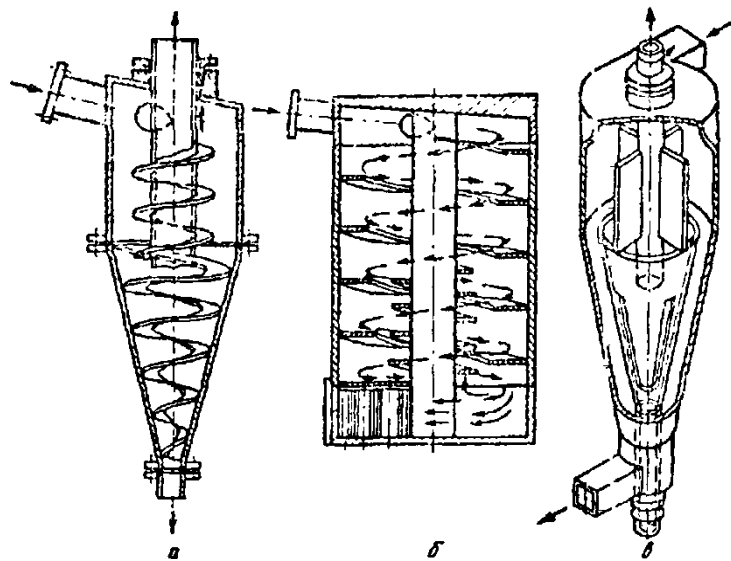
Ce n'est pas un filtre au sens strict du terme car il n'y a aucune barrière physique pour trier les particules, mais on utilise souvent ce type de dispositif en amont d'un filtre pour éliminer les débris les plus gros afin de réduire l'entretien et le nettoyage du filtre.

La grandeur de force qui fait une action sur la particule suspendue dans la champ centrifuge est défini comme la différence des grandeurs des forces centrifuges pour les états solide et liquide :

$$P = \frac{\pi d^3 v^2 (\rho_T - \rho_B)}{6R}$$

Ou : d – le diamètre équivalent des particules, mm ; v – la vitesse de mouvement de l'eau sous l'entrée au hydrocyclone, sm/s ; ρ_T i ρ_B - les

densités du phase solid et du phase liquid conformément, g/sm^3 ; R – la distance du centre du hydrocyclone à l'axe d'ortifice d'entrée, sm.



Dessin 1. La construction de hydrocyclone

On fais le calcul de hydrocyclone selon la méthode suivante. Après le pourcent donné de capture des substances suspendu on trouve leur grosseur hydraulique calculé, après selon les catalogues on choisi le diamètre du hydrocyclone. Productivité du hydrocyclone q (m^3/h) on calcule selon la formule :

$$q = 864\alpha\omega \frac{d_c}{d_{II}} (2gh)^{0,5}$$

En connaissant la productivité de calcul d'installation d'epuration d'eau et la productivité d'un appareil on peut definir la quantité nécessaire des hydrocyclones.

Le principe de travail du hydrocyclone est basé sur la separation des particules solides dans la courant tournant de l'eau. La grandeur de la vitesse de la separation des particules dans le champ centrifuge de hydrocyclone peut dépasser la vitesse de précipitation des particules équivalentes dans le champ de gravitation dans une centaine fois.

Les avantages principales d'utilisation des hydrocyclones sont :

Haut niveau de la productivité spécifique selon suspension usinable ;

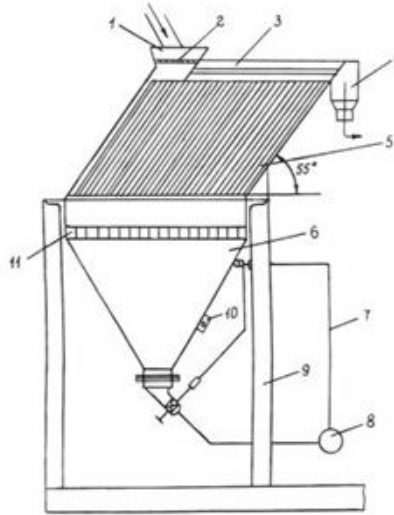
Les dépenses relantivements bas pour la constructon et l'exploitation de ces installations ;

L'absence des mécanismes tournants qui sont destinés pour génération dela force centrifuge parce que la champ centrifuge se crée grâce à l'entrée tangentiel de l'eau de décharge ;

La possibilité de création des installations compact automatisés.

L'application des hydrocyclones :

- La deschlammation des produits d'enrichissement des minéraux utiles ;
 - Déshydratation des produits d'enrichissement des minéraux utiles,
 - Enrichissement des minerais à grains fins et à grains moyens.
 - Séparation selon la grosseur au milieu de l'eau les minerais à grains fins et autres matériaux dans un processus de classification.
- De plus on peut utiliser les décanteurs à couches minces.



Dessin 2. Le schéma principal de décanteur à couches minces

Le décanteur à couches minces est une installation rectangulaire ou bien ronde pour la purification de l'eau. Le volume est partagé en particuliers étages par des plaques parallèles inclinées. En chaque parmi eux se passe la décantation de l'eau et grâce à l'inclinaison des plaques les dépôts glissent.

Il y a trois schémas de travail de décanteur à couche mince :

- A contre courant ;
- A courant direct ;
- Croisée.

Auprès de la schéma à contre courant les dépôts déplacent contre le mouvement de courant principal ; auprès de la schéma à courant direct les directions de mouvement de ces deux courants coïncident et auprès de la schéma croisée les dépôts déplacent en travers de la direction du mouvement de courant principal.

Dans les décanteurs à couches fines atteint le même effet que la clarification de l'eau dans les décanteurs horizontaux et verticaux au temps qu'il occupe moins de place. Grâce à cela parfois c'est très utile leur

utiliser à l'intérieur de l'installation, prévenant les pertes des matières premières ou bien des produits effectué avec l'eau des égouts.

Le calcul des paramètres technologique et constructif des bâtiments et aussi les éléments particulière à couche mince on doit produire selon la dépendance

$$q = \varphi K_{\phi} H_0 \left[\frac{v_0}{u_0 \cos \alpha K_{ar} \beta} - K_{ct} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha) \right].$$

Les sources :

1. Очищення шахтних вод // І.Л. Монгайт, К.Д. Текініді. М: Недра, 1978-67с
2. Проектирование сооружений для очистки воды. - 4 с

В.И. Мизерный, старший преподаватель,
А.В. Литвак, студент

Донецкий национальный технический университет

ИЗМЕНЕНИЕ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ВОЗДУХА И ПЛОТНОСТИ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ ПО ДЛИНЕ ПОДЪЕМНОЙ ТРУБЫ ЭРЛИФТА

Удельный расход воздуха (отношение расхода воздуха к подаче эрлифта) наряду с относительным погружением является важным безразмерным параметром эрлифта.

На выходе из подъемной трубы эрлифта удельный расход воздуха определяется по зависимости:

$$q_0 = \frac{Q_B}{Q_3}, \quad (1)$$

где Q_B – расход сжатого воздуха приведенный к нормальным условиям ($P=101.3$ Па, $t = 20$ °с), Q_3 – подача эрлифта.

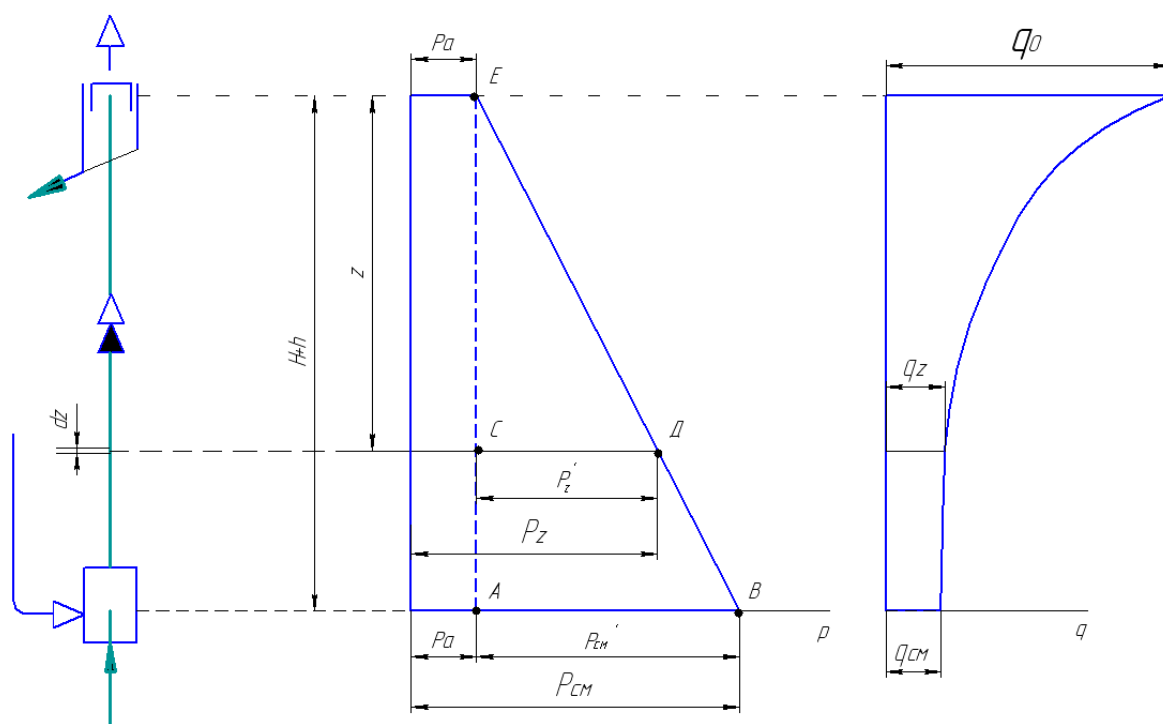


Рисунок 1. Графики изменения давления и удельного расхода воздуха по длине подъемной трубы эрлифта

Удельный расход воздуха q_z в любом произвольном сечении подъемной трубы эрлифта определяется с учетом давления в данном сечении:

$$q_z = q_0 \frac{P_a}{P_a + P'_z}, \quad (2)$$

где P'_z – избыточное давление в рассматриваемом сечении подъемной трубы на произвольной длине z .

На основании теоретических и экспериментальных исследований [1] установлено, что абсолютное давление в подъемной трубе изменяется от давления $P_{см}$ в смесителе эрлифта до атмосферного давления P_a на выходе из подъемной трубы (при свободном выходе воздуха из воздухоотделителя) (рисунок 1). В соответствии с этим из теории подобия треугольников АВЕ и СДЕ следует:

$$\frac{H+h}{P'_{см}} = \frac{z}{P'_z}, \text{ откуда } P'_z = P'_{см} \frac{z}{H+h}, \quad (3)$$

где $P'_{см}$ – избыточное давление в смесителе эрлифта $P'_{см} = \rho gh$, ρ – плотность жидкости (воды).

С учетом значения $P'_{см}$ выражение (3) примет вид:

$$P'_z = \rho gh \frac{z}{H+h}. \quad (4)$$

Тогда

$$q_z = q_0 \frac{P_a}{P_a + \rho gh \frac{z}{H+h}} = q_0 \frac{1}{1 + \frac{\rho gh \cdot z}{P_a \cdot (H+h)}}. \quad (5)$$

Среднее по длине подъемной трубы значение удельного расхода сжатого воздуха:

$$\begin{aligned} q_c &= \frac{1}{H+h} \int_0^{H+h} q_z dz = \frac{1}{H+h} \int_0^{H+h} q_0 \frac{1}{1 + \frac{\rho gh \cdot z}{P_a \cdot (H+h)}} dz = \frac{q_0}{(H+h) \frac{\rho gh \cdot z}{P_a \cdot (H+h)}} \\ &\quad - \ln \left(1 + \frac{\rho gh \cdot z}{P_a \cdot (H+h)} \right) \Big|_0^{H+h} - \\ &= q_0 \frac{P_a}{\rho gh} \ln \left(1 + \frac{\rho gh}{P_a} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Плотность газожидкостной смеси в любом сечении подъемной трубы эрлифта [2]:

$$\rho_z = \frac{\rho(1 + q_0 \frac{\rho_g}{\rho})}{1 + q_z}. \quad (7)$$

где ρ_g – плотность воздуха, соответствующего нормальным условиям.

Так как $\rho \gg \rho_B$, с достаточной сечению точностью для инженерных расчетов можно принимать:

$$\rho_z = \frac{\rho}{1 + q_z} = \frac{\rho}{1 + q_0 \frac{1}{1 + \frac{\rho g h \cdot z}{P_a \cdot (H+h)}}} \quad (8)$$

Среднее значение плотности по длине подъемной трубы ρ_c определяется из условия:

$$P'_{cm} = \rho_c g (H + h) = \rho g h,$$

откуда

$$\rho_c = \frac{\rho g h}{g(H+h)} = \rho \cdot \alpha \quad (9)$$

где α – относительное погружение эрлифта

$$\alpha = \frac{h}{H + h} \quad .$$

Список источников.

1. Гейер В.Г. Эрлифтные установки: Учебное пособие / Козыряцкий Л.Н., Пащенко В.С., Антонов Я.К. Донецк: ДПИ. 1982, -64 с.)
2. Малыгин С.С. Определение гидравлических потерь при движении газожидкостной смеси в подъемной трубе эрлифта. – В сб. «Разработка месторождений полезных ископаемых». Киев «Техника», 1977.

В.В. Ошовский, канд. хим. наук, **А.В. Дюбанов**, магистрант
Донецкий национальный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОТИВОТОЧНОГО ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА

Показана возможность применения компьютерного моделирования для изучения противоточного вихревого эффекта.

В последнее время в мире остро сказывается ограниченность энергетических и сырьевых ресурсов. Одно из перспективных направлений, позволяющее существенно повысить энергетическую эффективность установок промышленности - использование аппаратов с активным гидро-газодинамическим режимом. Такой режим обеспечивает повышение производительности аппарата, соответственно снижаются его массогабаритные параметры, затраты материалов и энергии на его создание и эксплуатацию. К таким аппаратам, например, относятся устройства, работающие по принципу вихревого эффекта - вихревые трубы.

Вихревая труба в её основной модификации - это устройство, в котором сжатый газ при расширении разделяется на два потока - один более холодный, чем исходный, и второй - более горячий [1]. По сравнению с другими устройствами для разделения энергии вихревые установки обладают следующими преимуществами:

- простота и надёжность;
- возможность осуществления нескольких процессов - охлаждения и нагревания, охлаждения и вакуумирования, сепарации фаз и охлаждения и т.д. без существенного усложнения установки;
- простота и плавность регулирования параметров потоков.

Однако исследования вихревого эффекта и поиск способов интерфиксации аппаратов, работающих на его принципе затруднителен по следующим причинам:

- поток в вихревой трубе является трёхмерным, высокоскоростным и турбулентным, что требует создания специальных измерительных устройств, для изучения его свойств;
- ограниченность расхода и давления сжатого воздуха не позволяет провести варьирование в широком интервале;
- исследование траекторий потока путём визуализации дымом не представляется возможным ввиду высокой турбулизации потока;

- варьирование конструктивным оформлением вихревой трубы затруднительно т.к. для каждой новой конструкции требуется новая или трудоёмкая и затратная доработка уже существующей;

Указанные трудности можно устранить, проведя исследование методом компьютерного моделирования с помощью прикладных программных пакетов.

Прежде чем приступить непосредственно к исследованию вихревых труб, было решено выяснить принципиальную возможность применения таких пакетов [2] для моделирования вихревых процессов. Для этого последовательно, в три этапа было проведено усложнение конструктивных параметров моделируемой вихревой трубы и прослежено возникновение противоточного вихревого эффекта.

Первый этап моделирования. Была создана трёхмерная модель вихревой трубы внутренним диаметром $d = 33$ мм и высотой $h = 300$ мм. Конструкции трубы включает прямоугольное сопло 5×9 мм, тангенциально подводящее газ в трубу [3]. В качестве рабочей среды выбран воздух. Газ подаётся в сопло со стандартной температурой (293 К) и давлением 6 атм. (0.6 МПа) с массовым расходом 200 кг/ч.

Моделирование показало, что при таком конструктивном оформлении на выходе из сопла образуется поток, входящий касательно в вихревую трубу с большой скоростью. Обтекая внутреннюю поверхность трубы, газ приобретает вращательное движение и выходит из открытого конца трубы (рис. 1).

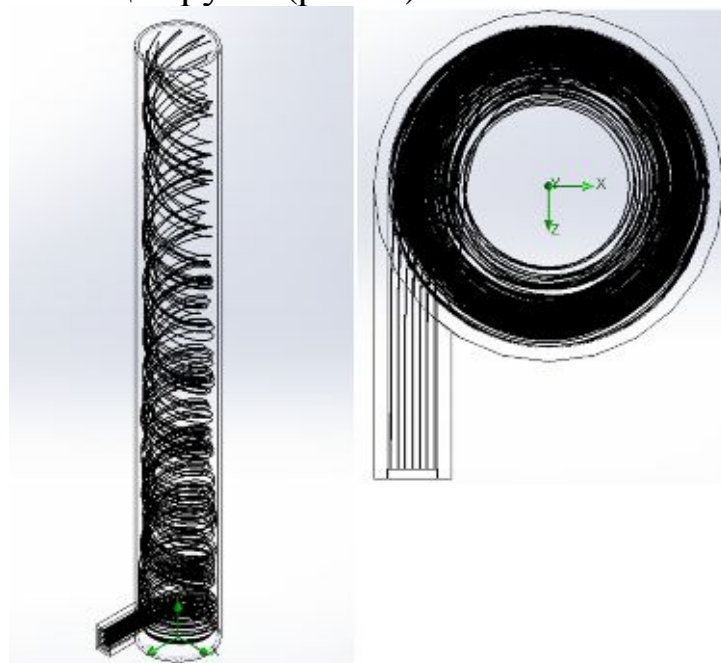


Рис. 1. Вихревое движение газа, обеспечиваемое тангенциальным подводом в трубу

Второй этап моделирования. В днище трубы было сделано сквозное отверстие, представляющее собой диафрагму диаметром $d_0 = 9$ и углом наклона $\Psi = 45^\circ$. Все прочие конструктивные характеристики трубы и параметры газа на входе в сопло остались прежними.

Расчёт такой модели показал небольшой подсос воздуха из окружающей среды через диафрагму, этот поток двигается вдоль оси трубы, частично закручивается и увлекается к верхнему выходу из трубы основным потоком (рис. 2).



Рис. 2. Частичный подсос воздуха из окружающей среды через диафрагму

Третий этап моделирования. На открытом конце трубы было установлено регулирующее устройство, представляющее собой конус с углом наклона 30° . Было осуществлено перекрытие конусом проходного сечения трубы \approx на 80%.

Моделирование показало увеличение гидравлического сопротивления на выходном сечении трубы и рост давления. При этом часть закручивающегося потока из периферийных областей начинает переходить в осевые области, меняет направление, и двигаясь по оси трубы вниз, частично закручивается исходным периферийным потоком и выходит через диафрагму (рис 3). Соотношение потока, выхо-

дящего через трубу в верхней её части и потока, выходящего через диафрагму составляет: 2.85/1.

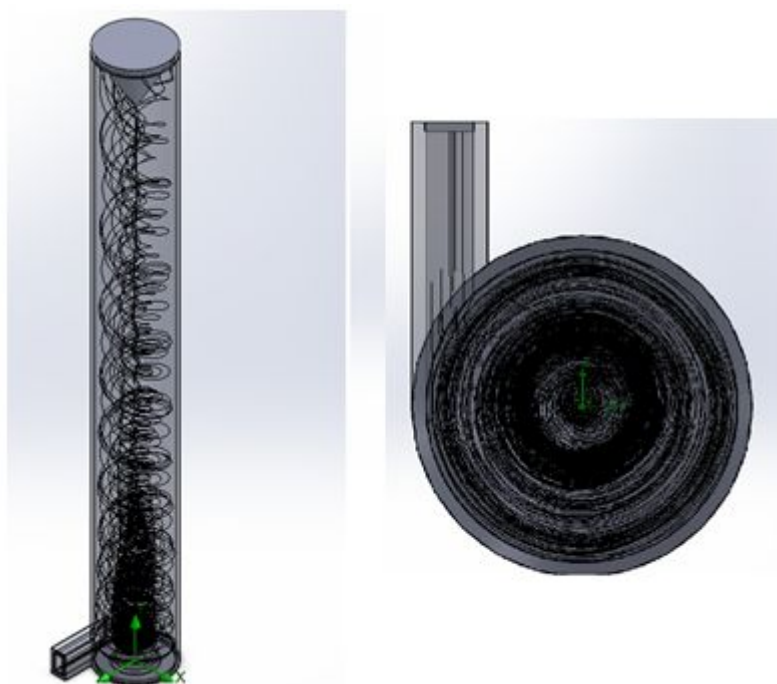


Рис. 3. Противоточный вихревой эффект

Таким образом, в представленной модели, достигнут гидродинамический эффект, характеризующийся одновременно вращательным движением по периферии трубы к её выходу и встречным (противоточным) движением потока к диафрагме.

Выводы

Вихревой эффект и аппараты, работающие на его принципе являются перспективным направлением для интенсификации промышленных процессов. Исследование и поиск возможных способов интенсификации этого эффекта должно проводиться методом компьютерного моделирования, поскольку оно позволяет обойти трудности, которые возникают при изучении этого процесса, характеризующегося, критическими значениями давлений, скоростей, расходов, сложным конструктивным исполнением установки. Путём последовательного усложнения моделируемого объекта доказана возможность применения компьютерного моделирования для изучения противоточного вихревого эффекта.

Список источников

1. Что такое вихревая труба? // А.В. Мартынов и др. М: Энергия, 1976 г. - 155 с.
2. SolidWorks Flow Simulation 2012 Technical Reference - 122 с
3. Вихревой эффект и его применение в технике// А.П. Меркулов и др. М: Машиностроение, 1969. - 185 с.

В.Г. Потапов, канд. техн. наук, проф.,

А.С. Заворотинский, студент

Донецкий национальный технический университет

К ВОПРОСУ О НАДЕЖНОСТИ КОМБАЙНА ОЧИСТНОГО УКД 200-250

В работе получены и проанализированы показатели, характеризующие надежность работы комбайна очистного типа УКД 200-250 в условиях эксплуатации соответствующих области применения. Выявлена функциональная система комбайна, надежность которой имеет определяющее значение для надежности машины в целом.

Ключевые слова: комбайн очистной, УКД 200-250, система функциональная, параметры надежности, отказ

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

При проведении очистных работ используются, в основном, комбайны очистные со шнековыми исполнительными органами. В настоящий момент при отработке тонких пластов мощностью 0,7-1,2 м наиболее актуальным является вопрос повышения нагрузки на забой. Поэтому создание и внедрение высоконадёжных и энерговооружённых комбайнов очистных (КО), обеспечивающих работу с нагрузками 1,5-2,5 тыс. тонн в сутки является актуальной задачей. В данное время очистной комбайн УКД 200-250 является востребованным угольной промышленностью для отработки тонких пластов. Эффективность выемочных работ определяется, в том числе, эксплуатационными показателями комбайна и показателями его надежности.

Исследование эксплуатационной надежности машины обуславливает определение систем функциональных (СФ) комбайна, надежность которых имеет определяющее значение для машины в целом.

Постановка задачи. Настоящая статья посвящена актуальной для угольной промышленности тематике – повышению надежности КО современного технического уровня для отработки тонких пластов. В данной работе получены и проанализированы показатели, характеризующие надежность работы функциональных систем современного КО типа УКД 200-250 в условиях эксплуатации соответствующих области применения КО. Целью данного исследования является определение показателей надежности вышеуказанного КО.

Изложение материала и результаты. В качестве первичной исходной информации о надежности УКД 200-250 авторами использованы фактические статистические данные, полученные при эксплуатации комбайна в горно-геологических условиях очистного забоя ОП «Шахта «Иловайская»ГП «Шахтерскантрацит». Указанные данные получены в результате длительных наблюдений за работой комбайна обслуживающим персоналом под руководством главного механика шахты Дронова П. И.

Параметры, характеризующие горно-геологические условия применения, соответствуют области применения КО. Комбайн эксплуатировался в условиях лавы №47 пласта h_{10}^B , при длине лавы 250 м, длине выемочного поля 800 м и комбинированной системе разработки с фактической суточной нагрузкой на лаву 750 т. Сопrotивляемость пласта резанию составляла 120 Н/мм; мощность вынимаемого пласта в среднем составляла 0,85 м; диапазон изменения углов падения вынимаемого пласта изменялся в пределах от 6° до 8°. Режим работы комбайна в лаве – три смены рабочие (по выемке) и одна ремонтно-подготовительная.

Исходная информация о надежности комбайна содержала данные за период, начиная с момента монтажа комбайна в забое и до его демонтажа для выдачи на поверхность и последующей отправки на капитальный ремонт (январь 2009 – апрель 2011). Наблюдения проводились дифференцированно за работой основных СФ комбайна. В комбайне выделим такие СФ, как: СР – система разрушения; СППиО – система пылеподавления и охлаждения; СГ – система гидравлическая. В свою очередь, СР включает в себя следующие составные части: ОР – орган разрушения; Р – редуктор основной; РП – редуктор поворотный.

Без конструктивных доработок комбайн проработал до предельного состояния 26 месяцев. За указанный период эксплуатации комбайн полностью отработал лаву № 47. Таким образом, показатели долговечности комбайна составили, соответственно: срок службы – 18960 часов; ресурс – 541274 т.

Длительность проведения подготовительно-заключительных и вспомогательных операций $t_{п.з.}$ в каждой из 2158 рабочих смен в среднем не превышала 25 минут, в 139 сменах это время составляло в смену от 25 до 50 минут, а в 73 сменах указанное время превышало 50 минут. Средневзвешенное значение $t_{п.з.} = 27$ мин. Кроме приведен-

ных выше значений службы и ресурса, характеризующих долговечность комбайна определим следующие показатели его надежности.

Безотказность комбайна оценим средней наработкой на отказ. Статистическую оценку средней наработки на отказ вычислим по формуле[1]:

$$T = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_i, \quad (1)$$

где t_i – наработка до i -го отказа; n – число отказов, наступивших в течении этой наработки.

Ремонтопригодность комбайна оценим средним временем восстановления, T_B . Статистическую оценку T_B определим по формуле [1]:

$$T_B = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_{Bi}, \quad (2)$$

где t_{Bi} – время восстановления работоспособности после i -го отказа.

В качестве комплексных показателей надежности УКД200-250 используем коэффициенты: готовности – K_G и технического использования - $K_{Т.И.}$:

$$K_G = T / (T + T_B); \quad (3)$$

$$K_{Т.И.} = \sum t_p / \left(\sum_{i=1}^n t_i + \sum_{i=1}^n t_{Bi} + \sum_{j=1}^k t_{мор} \right), \quad (4)$$

где $\sum t_p$ – суммарная наработка; $\sum_{j=1}^k t_{мор}$ - суммарное время планового

технического обслуживания и ремонтов.

Для расчета коэффициента готовности каждой из СФ в отдельности применим следующую формулу:

$$K_{Г.СФ} = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{1}{K_{Гi}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{Г(i+1)}} - 1 \right) + \dots + \left(\frac{1}{K_{Г(i+n)}} - 1 \right) \right]}, \quad (5)$$

где $K_{Гi}$, $K_{Г(i+1)}$, $K_{Г(i+n)}$ – коэффициенты готовности соответствующих элементов СФ.

Анализ исходных данных для определения показателей надежности функциональных систем комбайна (табл. 1) показывает следующее.

За время эксплуатации комбайна было зафиксировано с учетом резцов 3625 и без учета резцов 157 отказ работоспособности элементов его функциональных систем. Суммарное время восстановления работоспособности комбайна составило, примерно, 411 часов, что соответствует 2,89% от суммарного планового рабочего времени эксплуатации (14220 часов).

Таблица 1 – Исходные данные для определения показателей надежности функциональных систем комбайна

Наименование функциональной системы, СФ (ее составной части)		Наименование элемента СФ	Вид ремонта элемента СФ	Кол-во отказов, n , шт.	Суммарная наработка на отказ, $\sum_{i=1}^n t_i$, час	Время восстановления, t_{ei} , (пределы изменения), час	Суммарное время восстановления, $\sum_{i=1}^n t_{ei}$, час
1		2	3	4	5	6	7
СР	ОР	Резец	Замена	3468	12776,4	0,03 – 0,08	201,14
СР	ОР	Орган исполнительный	Замена	2	13120,4	2,2 -2,4	4,6
		Ступица	Замена	2	13120,4	1,8 – 2,0	3,8
		Опора УКД200.11.00.206А	Замена	2	13105,7	1,3 – 1,5	2,8
		Планка: УКД200.11.00.205Б	Замена	2	13119,7	4 - 6	10
		Ось УКД200.11.00.208А	Замена	2	13122,3	3 - 5	8
		Ось УКД200.11.00.013А	Замена	2	13122,3	3 - 5	8
		Ось УКД200.11.00.026А	Замена	2	13122,3	3 - 5	8
		Стойка УКД200.11.00.032А	Замена	1	13100,1	8	8
	Итого по ОР с уч. резцов			3483		0,03 - 8	254,34
	Итого по ОР без уч. резцов			15		4 - 8	53,2
	Р	Пробка УКД200.11.01.200А	Замена	6	13163,8	1 - 1,5	7,5
		Прокладка УКД200.11.01.008А	Замена	2	13163,8	1 - 1,5	2,5
		Прокладка УКД200.11.01.021А	Замена	2	13163,8	1 - 1,5	2,5
		Втулка УКД200.11.01.031А	Замена	2	13163,8	1 - 1,5	2,5
		Прокладка УКД200.11.01.037А	Замена	4	13163,8	1 - 1,5	5
Обойма УКД200.11.01.046А		Замена	2	13159,3	1 - 2	3	

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	
СР	Р	Прокладка УКД200.11.01.139А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Прокладка УКД200.11.01.139А-01	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Кольцо УКД200.11.01.228А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Кольцо УКД200.11.01.232А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Прокладка УКД200.11.01.398А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Прокладка УКД200.11.01.399А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Кольцо уплотни- тельное УКД200.11.01.467А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Шип УКД200.11.01.051А	Замена	1	13163,8	1,1	1,1
		Болт УКД200.11.01.516	Замена	4	13145,7	0,3 – 0,5	1,6
		Кольцо УКД200.11.01.517	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
		Шайба УКД200.11.01.108А	Замена	2	13163,8	1 – 1,5	2,5
	Итого по Р			41		0,3 – 2,5	48,2
	РП	Шайба УКД200.11.02.110А	Замена	2	13152,5	1,2 – 1,4	2,6
Втулка УКД200.11.02.004А		Замена	2	13178,1	1 – 1,1	2,1	
СР	РП	Прокладка УКД200.11.02.006А	Замена	32	13178,1	1 – 1,3	36,8
		Кольцо УКД200.11.02.007А	Замена	2	13178,1	0,9 – 1,1	2
		Стакан УКД200.11.02.008А	Замена	2	13178,1	0,9 – 1,1	2
		Ось УКД200.11.02.015А	Замена	1	13149,5	1,5	1,5
		Втулка УКД200.11.02.	Замена	2	13178,1	0,9 – 1,1	2
		Кольцо УКД200.11.02.	Замена	2	13178,1	0,9 – 1,1	2
		Пробка ¾ 8Е35.04-1307	Замена	6	13178,1	0,9 – 1,1	6
		Вал УКД200.11.02.051А	Замена	2	13149,5	1,5 – 2	3,5
		Подшипник 3624 АКН	Замена	2	13137,4	1,2 – 1,3	2,5
	Подшипник 7528 А	Замена	4	13137,4	1,2 – 1,3	5	
Итого по РП			59		1 – 2	68	
Итого по СР с учетом резцов				3583		0,03 – 23	471,34
Итого по СР без учета резцов				115		0,03 – 23	270,2
СППиО	Гидрозамок УКД200250.11.00.020А	Замена	2	13151,7	1,8 – 2	3,8	
	Клапан УГ10.02.040А	Замена	2	13178,1	0,9 – 1,1	2	
	Клапан всасывающий КА80.11.09.030	Замена	2	13178,1	0,9 – 1,1	2	

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7
	Гидроблок УКД200-250.15.01.000	Замена	2	13148,1	1,5 - 1,7	3,2
	Форсунки орошения	Очистка	21	13178,1	0,3 – 1,1	14,7
	Фильтр УКД200.11.01.210А	Замена	6	13163,8	1 – 1,5	7,5
	Подвод УКД200.11.01.330А	Замена	1	13157,2	2	2
	Подвод УКД200.11.01.330А-01	Замена	1	13157,2	2	2
	Рукав УКД200.11.02.040А	Замена	2	13157,2	2 – 2,5	4,5
	Распределитель УКД200.11.02.009А	Замена	2	13149,5	1,5 - 2	3,5
Итого по СППиО			41		0,3 - 6	63,2
СГ	Насос КА80.11.09.010-01	Замена	1	13142,9	6	6
Итого по СГ			1		6	6

В таблице 2 представлены данные, характеризующие количественные показатели надежности функциональных систем комбайна.

Таблица 2 – Показатели надежности функциональных систем комбайна

Наименование функциональной системы, СФ (ее составной части)		Наименование элемента СФ	Средняя наработка на отказ, Т, час	Среднее время восстановления, Т _в , час	Коэффициент готовности, К _г
1		2	3	4	5
СР	ОР	Резец	3,7	0,058	0,98
		Орган исполнительный	6560,2	2,3	0,99
		Ступица	6560,2	1,9	0,99
		Опора УКД200.11.00.206А	6552,9	1,4	0,99
		Планка: УКД200.11.00.205Б	6559,9	5	0,99
		Ось УКД200.11.00.208А	6561,15	4	0,99
		Ось УКД200.11.00.013А	6561,15	4	0,99
		Ось УКД200.11.00.026А	6561,15	4	0,99
		Стойка УКД200.11.00.032А	13100,1	8	0,99
	Итого по ОР без учета резцов		7377,1	3,8	0,93
	Р	Пробка УКД200.11.01.200А	2193,9	1,25	0,99
		Прокладка УКД200.11.01.008А	6581,9	1,25	0,99
		Прокладка УКД200.11.01.021А	6581,9	1,25	0,99
Втулка УКД200.11.01.031А		6581,9	1,25	0,99	

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	
СР	Р	Прокладка УКД200.11.01.037А	3290,9	1,25	0,99
		Обойма УКД200.11.01.046А	6579,7	1,5	0,99
		Прокладка УКД200.11.01.139А	6581,9	1,25	0,99
		Прокладка УКД200.11.01.139А-01	6581,9	1,25	0,99
		Кольцо УКД200.11.01.228А	6581,9	1,25	0,99
		Кольцо УКД200.11.01.232А	6581,9	1,25	0,99
		Прокладка УКД200.11.01.398А	6581,9	1,25	0,99
		Прокладка УКД200.11.01.399А	6581,9	1,25	0,99
		Кольцо уплотнительное УКД200.11.01.467А	6581,9	1,25	0,99
		Шип УКД200.11.01.051А	13163,8	1,1	0,99
		Болт УКД200.11.01.516	3286,4	0,4	0,99
		Кольцо УКД200.11.01.517	6581,9	1,25	0,998
		Шайба УКД200.11.01.108А	6581,9	1,25	0,99
	Итого по Р		6330,7	1,22	0,85
	РП	Шайба УКД200.11.02.110А	6576,3	1,3	0,99
		Втулка УКД200.11.02.004А	6589,1	1,05	0,99
		Прокладка УКД200.11.02.006А	411,8	1,15	0,99
		Кольцо УКД200.11.02.007А	6589,1	1	0,99
		Стакан УКД200.11.02.008А	6589,1	1	0,99
		Ось УКД200.11.02.015А	13149,5	1,5	0,99
		Втулка УКД200.11.02.	6589,1	1	0,99
		Кольцо УКД200.11.02.	6589,1	1	0,99
		Пробка ¾ 8Е35.04-1307	2196,4	1	0,99
		Вал УКД200.11.02.051А	6574,8	1,75	0,99
		Подшипник 3624 АКН	6568,7	1,25	0,99
Подшипник 7528 А	3284,4	1,25	0,99		
Итого по РП		5975,6	1,19	0,89	
Итого по СР без учета резцов		6269,088	3,05	0,73	
СППиО	Гидрозамок УКД200250.11.00.020А	6575,9	1,9	0,99	
	Клапан УГ10.02.040А	6589,1	1	0,99	
	Клапан всасывающий КА80.11.09.030	6589,1	1	0,99	
	Гидроблок УКД200-250.15.01.000	6574,1	1,6	0,99	
	Форсунки орошения	627,5	0,7	0,99	
	Фильтр УКД200.11.01.210А	2193,9	1,25	0,99	
	Подвод УКД200.11.01.330А	13157,2	2	0,99	
	Подвод УКД200.11.01.330А-01	13157,2	2	0,99	
	Рукав УКД200.11.02.040А	6578,6	2,25	0,99	
	Распределитель УКД200.11.02.009А	6574,8	1,75	0,99	
Итого по СППиО		8311,2	2,57	0,91	
СГ	Насос КА80.11.09.010-01	13142,9	6	0,99	
Итого по СГ		13142,9	6	0,99	

Показатели надежности систем в целом (Итого по СФі) в табл.2 приведены в виде средневзвешенных значений.

Коэффициент готовности K_G рассчитаем для каждой СФ, а затем для комбайна очистного в целом по формуле (5):

$$K_{G.K} = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{1}{0,73} - 1 \right) + \left(\frac{1}{0,88} - 1 \right) + \left(\frac{1}{0,99} - 1 \right) \right]} = 0,66$$

Для расчета коэффициента технического использования $K_{Т.И}$ уточним данные о времени работы комбайна.

Срок службы: 26 месяцев – 18960 часов.

Время рабочих смен: 14220 часов – 2370 смен.

Время на обслуживание плановое за 2370 рабочих смен:

$$2158 \cdot \frac{25}{60} + 139 \cdot \frac{37,5}{60} + 73 \cdot \frac{50}{60} = 1046,875 \text{ ч.}$$

Суммарное время восстановления комбайна:

$$243,94 + 48,2 + 68 + 45,2 + 6 = 411,34 \text{ часа}$$

Тогда получаем, что коэффициент технического использования, согласно формуле (4) равен:

$$K_{Т.И.} = \frac{14220 - 1046,875 - 411,34}{14220} = 0,9$$

Выводы и направления дальнейших исследований.

Проанализировав полученные данные видим, что надежность комбайна очистного УКД 200-250 в условиях пласта h_{10}^B ОП «Шахта «Иловайская» ГП «Шахтерскантрацит» определяется надежностью таких систем функциональных, как:

- система разрушения, $K_G = 0,73$; а точнее органы разрушения, $K_G = 0,93$; редуктор основной, $K_G = 0,85$; редуктор поворотный, $K_G = 0,89$;

- система пылеподавления и охлаждения, $K_G = 0,91$;

- система гидравлическая, $K_G = 0,99$;

Надежность комбайна в целом характеризуется значением: $K_G = 0,66$; $K_{Т.И.} = 0,9$.

Список источников:

1. Государственный стандарт союза ССР. Надежность в технике. ГОСТ 27.002-89. – Издательство стандартов, 1990г. – 37с. – С. 7, 29.
2. Комбайн очистной УКД 200-250. Руководство по эксплуатации УКД200-250.00.00.000 ФО. Министерство топлива и энергетики Украины. Донгипроуглемаш. Донецк.- 193 с.

Стаття надійшла до редколегії 15.11.2012

В.Г.Потапов, О.С.Заворотинський. До питання про надійність комбайну очисного УКД200-250. В роботі отримані та проаналізовані показники, що характеризують надійність роботи комбайна очисного типу УКД 200-250 в умовах експлуатації відповідних до області застосування. Виявлена функціональна система комбайна, надійність якої має визначальне значення для надійності машини в цілому.

Ключові слова: комбайн очисний, УКД 200-250, система функціональна, параметри надійності, відмова.

V.Potapov, A.Zavorotinskiy. On the question of the reliability of the Clearing UKD200 - 250. We obtained and analyzed indicators characterizing the reliability of such Clearing UKD 200-250 in operation appropriate to the application. Identified functional system of combine the reliability of which is crucial to the reliability of the machine as a whole.

Keywords: clearing, UKD 200-250, system functionality, reliability parameters, the failure.

В.Г. Потапов, канд. техн. наук, проф.,

Ю.Н. Полежака, студент

Донецкий национальный технический университет

О НАДЕЖНОСТИ ПРОХОДЧЕСКО-ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА ТИПА «УРАЛ – 10КСА»

В работе получены и проанализированы показатели, характеризующие надежность работы проходческо-очистного комбайна типа «Урал – 10КСА» в представительных условиях эксплуатации. Выявлена функциональная система комбайна, надежность которой имеет определяющее значения для надежности машины в целом.

Ключевые слова: проходческо-очистной комбайн, «Урал – 10КСА», система функциональная, параметры надежности

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В соляной промышленности для проходческо-очистных работ используют комбайны типа «Урал – 10КСА» и «Урал – 20КСА». Эффективность очистных работ определяется эксплуатационными показателями комбайна, в частности, показателями его надежности.

Для исследования эксплуатационной надежности комбайна необходимо выявить системы функциональные (СФ) комбайна, надежность которых имеет определяющее значение для машины в целом.

Постановка задачи. Настоящая статья посвящена актуальной для подземной добычи каменной соли комбайновым способом тематике – повышению надежности проходческо-очистных комбайнов современного технического уровня. В данной работе получены и проанализированы показатели, характеризующие надежность работы функциональных систем проходческо-очистного комбайна типа «Урал – 10КСА» (в дальнейшем – комбайн) в представительных условиях эксплуатации. Целью данного исследования является определение систем функциональных комбайна, надежность которых имеет определяющее значение для надежности комбайна в целом.

Изложение материала и результаты. В качестве первичной исходной информации о надежности комбайна «Урал – 10КСА» использованы фактические статистические данные, полученные при эксплуатации комбайна в горно-геологических условиях 35-й камеры 10-й панели рудника им. Володарского. Указанные данные получены

в результате длительных наблюдений обслуживающим персоналом за работой комбайна.

Комбайн эксплуатировался в представительных, для поставленной в статье цели, условиях горной выработки рудника. Параметры, характеризующие горно-геологические условия применения, соответствовали области применения комбайна. Контактная прочность разрушаемых пород равняется 350 Н/мм; площадь забоя ходки - 8 м², мощность вынимаемых слоев - 1,8-2,3 м, диапазон изменения углов наклона проводимой выработки равен $\pm 6^\circ$ [3]. Комбайн проходческо-очистной «Урал – 10КСА» предназначен для применения на очистных работах в камерах и проходки выработок овально-арочной формы по пластам калийных руд мощностью 2,3-2,6 м, при углах падения до $\pm 12^\circ$, с сопротивляемостью пород резанию до $A_p=450$ Н/мм. [2]

Технология очистной добычи в полупанели № 10/1 следующая. Очистные камеры полупанели № 10/1 отрабатываются в два этапа:

Первый этап заключается в послойной отработке очистных камер с формированием наклонного съезда от верхней рассечной выработки до половины высоты камеры и обратного (по направлению) наклонного съезда в конце камер с выходом в вентиляционные сбойки № 2 горизонта 208 м. Угол наклона съездов 6° .

На втором этапе проводится погашение наклонных съездов от транспортных верхних рассечных выработок и формирование наклонных съездов в направлении к главному конвейерному штреку с выходом на его отметку. Затем осуществляется послойная отработка камер с погашением данных съездов в направлении к границе отработки полупанели № 10/1. Высота добываемых слоев при отработке комбайном - 1,8-1,9 м.

Отработка очистных камер полупанели № 10/2 осуществляется следующими двумя этапами.

Первый этап заключается в послойной отработке очистных камер с формированием наклонного съезда от верхней рассечной выработки полупанели № 10/2 (вентиляционная сбойка № 2) до половины высоты камер и обратного (по направлению) наклонного съезда в конце камер с выходом в северную фланговую вентиляционную выработку горизонта 208 м. Угол наклона 6° .

На втором этапе производится погашение наклонных съездов в верхней рассечной выработке (сбойка № 2) и формирование наклонных съездов в направлении к транспортной сбойке № 2 горизонта 243 м. Затем происходит послойная отработка камер с погашением дан-

ных съездов в направлении границы отработки полупанели № 10/2. Высота добываемых слоев при отработке комбайном - 1,8-1,9 м. Для транспортирования добытой соли в межкамерных транспортных сбойках горизонта 243 м устанавливается ленточный конвейер, на который соль поступает из солеспусков. Расстояние между транспортными сбойками 200 м. Для охраны межкамерных транспортных сбоек проектом рудника предусмотрено в рамках очистных камер временные технологические целики, погашаемые с помощью комбайна «Урал – 10КСА» после демонтажа конвейера.

Исходная информация о надежности комбайна содержала данные за период с 21.01.2006 по 21.01.2008. Наблюдения проводились дифференцированно за работой таких основных СФ комбайна, как: СР – система разрушения; СВН – система выгрузки и навалки; СИП – система изменения положения органов рабочих (ОР); СП – система перемещения комбайна.

Без конструктивных доработок комбайн проработал 24 месяца. В году было принято 303 рабочих дня. Комбайн эксплуатировался две рабочие смены в сутки.

За указанный период эксплуатации комбайном было добыто 472680 т каменной соли. Средняя добыча равнялась 390 т/смену.

Длительность проведения подготовительно-заключительных и вспомогательных операций $t_{п.з}$ в каждой из 1212 смен в среднем составило 30 минут. Кроме приведенных выше значений службы и ресурса, характеризующих долговечность комбайна определим следующие показатели его надежности.

Безотказность комбайна оценим средней наработкой на отказ. Статистическую оценку средней наработки на отказ вычислим по формуле : [1]

$$T = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_i \quad (1)$$

где t_i – наработка до i -го отказа; n – число отказов, наступивших в течение этой наработки.

Ремонтопригодность комбайна оценим средним временем восстановления, T_B . Статистическую оценку T_B определим по формуле: [1]

$$T_B = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n t_{Bi} \quad (2)$$

где t_{Bi} – время восстановления работоспособности после i -го отказа.

В качестве комплексных показателей надежности комбайна используем коэффициенты: готовности – K_G и технического использования – $K_{Т.И.}$: [1]

$$K_G = T / (T + T_B); \quad (3)$$

$$K_{Т.И.} = \Sigma t_p / \left(\sum_{i=1}^n t_i + \sum_{i=1}^n t_{Bi} + \sum_{j=1}^k t_{mop} \right), \quad (4)$$

где Σt_p – суммарная наработка; $\sum_{j=1}^k t_{mop}$ – суммарное время планового технического обслуживания и ремонтов.

Коэффициент готовности системы функциональной равен:

$$K_{G(CФ)} = \frac{1}{1 + \left[\left(\frac{1}{K_{G(i)}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{G(i+1)}} - 1 \right) + \left(\frac{1}{K_{G(i+2)}} - 1 \right) + \dots + \left(\frac{1}{K_{G(i+n)}} - 1 \right) \right]}$$

Анализ исходных данных для определения показателей надежности функциональных систем комбайна (табл. 1) показывает следующее.

За время эксплуатации комбайна было зафиксировано 2593 отказов работоспособности элементов его функциональных систем. Суммарное время восстановления работоспособности комбайна составило, примерно, 310 часов, что соответствует 2,5% от суммарного планового рабочего времени эксплуатации.

Таблица 1 – Исходные данные для определения показателей надежности функциональных систем комбайна.

Наименование функциональной системы, СФ (ее составной части)	Наименование элемента СФ	Вид ремонта элемента СФ	Кол-во отказов, n, шт.	Суммарная наработка на отказ, $\sum_{i=1}^n t_i$, час	Время восстановления, t_{ei} , (пределы изменения), час	Суммарное время восстановления, $\sum_{i=1}^n t_{ei}$, час	
1	2	3	4	5	6	7	
СР	(ОР)	Резец	Замена	2496	11164,5	0,03 – 0,08	144,8
	(ПОР)	Полумуфта Урал 10КСА 31.00.026 на валу электродвигателя привода режущих дисков	Замена полумуфты	1	11355,6	12	12
		Полумуфта Урал 10КСА 38.2401.002 на валу электродвигателя привода бермовых фрез	Замена	1	11325,7	12	12

Продолжение таблицы 1

1		2	3	4	5	6	7
СР	ПОР	Подшипник Урал 10КСА типа 3622	Замена	2	11423,1	10-12	22
Итого по СР с учетом резцов				2500		0,03-12	190,8
Итого по СР без учета резцов				4		12	48
СВН		Вал-звезда конвейера Урал 10КСА. Износ подшипников	Замена	2	11416,4	3-5	8
		Цепь конвейера Урал 10КСА. Разрыв звеньев.	Замена звеньев или установка замков	20	11024	2-4	60
		Шариковые муфты редуктора конвейера Урал 10КСА	замена	1	11345,8	12	12
Итого по СВН				23		3-12	80
СИП		Манжет на валу насоса Урал 10КСА	Замена	1	11367,9	12	12
		Манжет на цилиндре ОР	замена	1	11387	6	6
СИП		Шестерня 3927.11.092 Шестерня 3827.11.102 Шестерня 3827.11.094	Замена	1	11401,5	6	6
		Рабочая жидкость	Пополнение объема	60	11398,3	0,08-0,25	8,5
Итого по СИП				63		0,08-12	32,5
СП		Трак гусеницы	Ремонт	4	11425,6	1-1,2	4,4
			Удаление 1-го трака	2	11427,1	0,9-1,1	2
		Опорный каток	Замена	1	11428,4	0,5	0,5
Итого по СП				7		0,5-1,2	6,9

Таблица 2 – Показатели надежности функциональных систем комбайна

Наименование функциональной системы, СФ (ее составной части)		Наименование элемента СФ	Средняя наработка на отказ, Т, час	Среднее время на восстановление, Т _в , час	Коэффициент готовности, К _г
1		2	3	4	5
СР	(ОР)	Резец	4,5	0,055	0,99
	(ПОР)	Полумуфта Урал 10КСА 31.00.026 на валу электродвигателя привода режущих дисков	11105,6	12	0,99
		Полумуфта Урал 10КСА 38.2401.002 на валу электродвигателя привода бермовых фрез	11325,7	12	0,99

Продолжение таблицы 2

1		2	3	4	5
СР	(ПОР)	Подшипник Урал 10КСА типа 3622	5761,6	10-12	0,99
Итого по СР без учета резцов			9397,6	12	0,97
СВН		Вал-звезда конвейера Урал 10КСА. Износ подшипников	5758,2	4	0,99
		Цепь конвейера Урал 10КСА. Разрыв звеньев.	551,2	3	0,99
		Шариковые муфты редуктора конвейера Урал	11345,8	12	0,99
Итого по СВН			5885	6	0,97
СИП		Манжет на валу насоса Урал 10КСА	11367,9	12	0,99
		Манжет на цилиндре ОР	11387	6	0,99
		Шестерня 3927.11.092 Шестерня 3827.11.102 Шестерня 3827.11.094	11401,5	6	0,99
		Рабочая жидкость	190	0,17	0,99
Итого по СИП				6	0,96
СП	Трак гусеницы		2856	1,1	0,99
			5713,7	1	0,99
	Опорный каток		11428,4	0,5	0,99
Итого по СП			6666	0,9	0,97

Для системы разрушения $K_{Г(СР)} = 0,97$, системы выгрузки и навалки $K_{Г(СВН)} = 0,97$, системы изменения положения органов рабочих $K_{Г(СИП)} = 0,96$, системы перемещения комбайна $K_{Г(СП)} = 0,97$.

Коэффициент готовности комбайна в целом: $K_{Г.К} = 0,87$.

Коэффициент технического использования $K_{Т.И.}$ рассчитывается следующим образом:

24 месяца \rightarrow 720 суток \cdot 24 ч. = 17280 ч. – срок службы

Время рабочих смен = 1212 \cdot 6 ч. = 7272 ч.

Рабочих смен = 606 \cdot 2 = 1212 смен.

Время на плановое обслуживание в течение 1212 смен:

$$1000 \cdot \frac{20}{60} + 190 \cdot \frac{40}{60} + 22 \cdot \frac{60}{60} = 482 \text{ ч.}$$

$$K_{Т.И.} = \frac{7272 - 167,4 - 482}{7272} = 0,91$$

Выводы и направления дальнейших исследований. Проанализировав полученные данные видим, что функциональные системы комбайна и комбайн «Урал – 10КСА» в целом характеризуется весьма высокой надежностью, что можно пояснить достаточно высоким

уровнем обслуговування комбайна персоналом участка и строгим соблюдением требований руководства по его эксплуатации. Так, для «Урал – 10КСА» $K_{Г}=0,87$; $K_{Т.И.}=0,91$.

В дальнейшем с целью получения других эксплуатационных показателей, характеризующих работу комбайна «Урал – 10КСА», планируется провести исследования по определению нагруженности привода органа разрушения и удельных энергозатрат на разрушение массива.

Список источников:

1. Государственный стандарт союза ССР. Надежность в технике. ГОСТ 27.002-89. Издательство стандартов, 1990г.-24 с.
2. Руководство по эксплуатации проходческо-очистного комбайна «Урал – 10КСА», ОАО «Копейский машиностроительный завод», Копейск 2004 г.-146 с.
3. «Рабочий проект подготовки и отработки запасов каменной соли панели № 10», УкрНИИ-соль, Артемовск 2006 г.-82 с.

Стаття надійшла до редколегії 15.11.2012

В.Г. Потапов, Ю.М. Полежака. Про надійність комбайна прохідницько-очисного «Урал – 10КСА». В роботі отримані та проаналізовані показники, що характеризують надійність роботи комбайна прохідницько-очисного типу «Урал – 10КСА» в представницьких умовах експлуатації. Виявлена функціональна система комбайна, надійність якої має визначальне значення для надійності машини в цілому.

Ключові слова: комбайн прохідницько-очисний, «Урал – 10КСА», система функціональна, параметри надійності, відмова.

V.Potapov, Yu.Polegaka. About of the reliability of the heading-and-shearer «Ural-10KSA». We obtained and analyzed indicators of the reliability of the heading-and-shearer «Ural-10KSA» in representative conditions. Identified functional system of combine the reliability of which is crucial to the reliability of the machine as a whole.

Keywords: heading-and-shearer, «Ural-10KSA», system functionality, reliability parameters, the failure.

Y.I. Pupysheva, étudiante de la maîtrise
V.M. Morgounov, chargé de cours,
Université national technique de Donetsk

CALCUL DES ANGLES DE ROTATION DES CHAINONS DU MANIPULATEUR AVEC UNE CINEMATIQUE DE SERIE POUR L'EMPAQUETAGE DES PRODUITS DES DIMENSIONS PETITES AUX COORDONNEES DONNEES DE L'OBJET DEPLACE

On considère la nécessité de l'introduction des robots à la production ukrainienne et le calcul des angles de rotation des chaînons du manipulateur avec une cinématique de série pour l'emballage des produits des dimensions petites aux coordonnées données de l'objet déplacé.

Problème et sa relation avec les tâches scientifiques et pratiques. Le processus du triage des produits en paquet compact dans les productions modernes ukrainiennes est à la stade initiale de l'automatisation. La tâche du triage des produits dans la plupart des entreprises ukrainiens on résoudre en utilisant le travail manuel. La solution rationnelle est l'introduction de robots industriels - l'un des moyens les plus perspectifs de l'automatisation complexe. L'utilisation de robots permet d'augmenter considérablement la productivité, sauver l'homme de la monotonie du travail lourd et dangereux, et de réduire les coûts de production.

On a besoin d'introduction de robots industriels aux entreprises ukrainiennes qui sont à la stade initiale de l'automatisation.

L'utilisation de robots permet:

- augmenter considérablement la productivité,
- sauver l'homme de la monotonie du travail lourd et dangereux,
- réduire les coûts de production.

La description du système examiné

On a le complexe de l'emballage automatique des produits des dimensions petites qui est présenté sur la fig. 1. Trois convoyeurs de l'amenée des palettes pour des produits rectangulaires, de l'amenée des palettes pour des produits ronds et de l'embarquement des boîtes. Direction du mouvement des convoyeurs est unilatéral. Distance entre les convoyeurs est minimale. Largeur des palettes est 400-500 mm pour des types différents des produits.

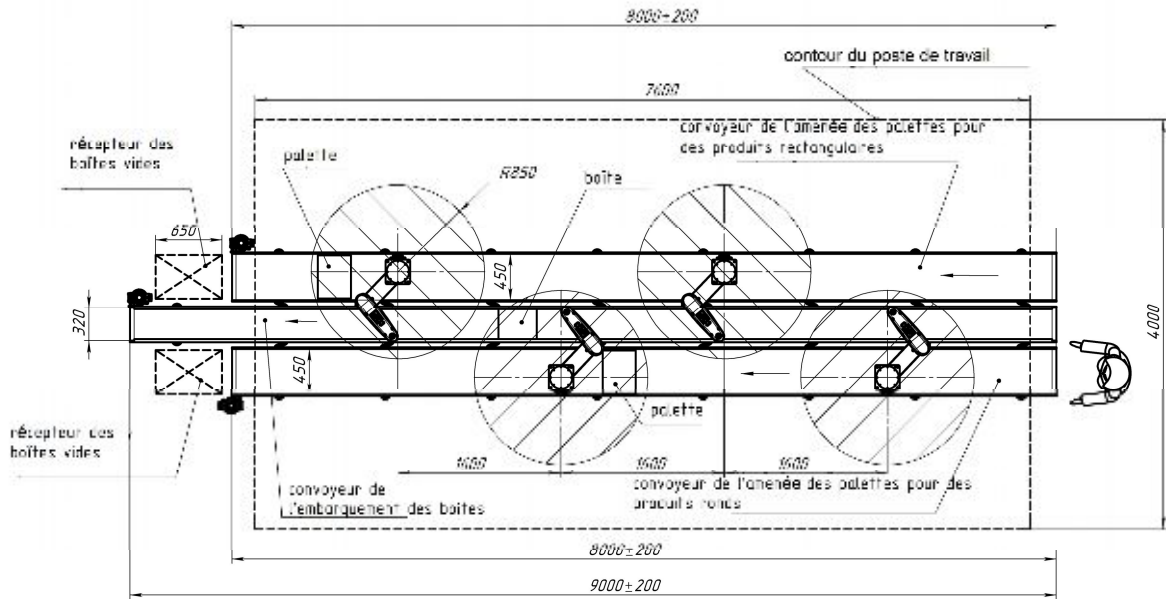


Fig. 1. Schéma du poste de travail

Calcul des angles de rotation des chaînes du manipulateur aux coordonnées données de l'objet déplacé

Les données initiales:

La longueur du premier chaînon:

$$L_1 = 450 \text{ mm};$$

La longueur du deuxième chaînon:

$$L_2 = 400 \text{ mm};$$

Coordonnée d'objet déplacé à l'axe de l'abscisse:

$$x_p = 500 \text{ mm};$$

Coordonnée d'objet déplacé à l'axe de l'ordonnée:

$$y_p = 500 \text{ mm}.$$

$$B^2 = x_p^2 + y_p^2 = 500^2 + 500^2 = 500000.$$

$$q_1 = \text{ATan}2\left(\frac{y_p}{x_p}\right) = \text{ATan}2\left(\frac{500}{500}\right) = 0,785(\text{rad}) = 45^\circ.$$

$$q_2 = \arccos\left(\frac{L_1^2 - L_2^2 + B^2}{2L_1 \cdot B}\right) = \arccos\left(\frac{450^2 - 400^2 + 500000}{2 \cdot 450 \cdot 500000}\right) = 0,55(\text{rad}) = 31,52^\circ.$$

$$\text{Teta}_1 = q_1 \pm q_2,$$

- si $y > 0$,

+ si $y < 0$.

$$\text{Teta}_1 = q_1 - q_2 = 0,785 - 0,55 = 0,235(\text{rad}) = 13,48^\circ.$$

$$Teta_2 = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - B^2}{2L_1 \cdot L_2} = \arccos \frac{450^2 + 400^2 - 500000}{2 \cdot 450 \cdot 400} = 1,963(rad) = 112,45^\circ.$$

On change les coordonnées d'objet déplacé:

$$x_p = 180 \text{ mm};$$

$$y_p = -650 \text{ mm}.$$

$$B^2 = x_p^2 + y_p^2 = 180^2 + (-650)^2 = 454900.$$

$$q_1 = \text{ATan2} \left(\frac{y_p}{x_p} \right) = \text{ATan2} \left(\frac{180}{-650} \right) = -1,3(rad) = -74,52^\circ.$$

$$q_2 = \arccos \frac{L_1^2 - L_2^2 + B^2}{2L_1 \cdot B} = \arccos \frac{450^2 - 400^2 + 454900}{2 \cdot 450 \cdot 454900} = 0,61(rad) = 34,97^\circ.$$

$$Teta_1 = q_1 \pm q_2,$$

– si $y > 0$,

+ si $y < 0$.

$$Teta_1 = q_1 + q_2 = -1,3 + 0,61 = -0,69(rad) = -39,55^\circ.$$

$$Teta_2 = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - B^2}{2L_1 \cdot L_2} = \arccos \frac{450^2 + 400^2 - 454900}{2 \cdot 450 \cdot 400} = 1,83(rad) = 104,87^\circ.$$

Liste des sources:

1. Донской А. С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: Учеб. Пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 121 с.
2. Hesse S. 99 Examples of Pneumatic Applications. – Festo AG & Co, 2001. – 120 p.
3. Lung-Wen Tsai Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators. – New York: Wiley, 1999. – 505 p.

Ю.И. Пупышева, студентка
В.М. Моргунов, канд. техн. наук, доц.,
Донецкий национальный технический университет

К РАЗРАБОТКЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМОПРИВОДОВ МАНИПУЛЯТОРОВ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКОЙ ДЛЯ УКЛАДКИ МАЛОГАБАРИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Рассмотрены преимущества и недостатки применения пневмопривода в манипуляторе с последовательной кинематикой для укладки малогабаритных изделий. Выполнен обзор методов расчета и математических моделей пневмоприводов, в манипуляторах с последовательной кинематикой.

A review of the advantages and the disadvantages of an application of a pneumatic drive in manipulators with progressive kinematics for the packing of small-sized products was made in this article. A process of calculation of the pneumatic drive and the mathematical models used in manipulators with progressive kinematics were described.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

На современных украинских производствах процесс укладки готовой малогабаритной продукции в упаковку находится на начальной стадии автоматизации. На большинстве предприятий Украины задачу укладки продукции решают с использованием ручного труда. Рациональным решением является внедрение промышленных роботов – одних из самых перспективных средств комплексной автоматизации производственных процессов. Применение роботов позволяет значительно увеличить производительность труда, избавляя человека от монотонной, тяжелой и вредной работы, а также снизить себестоимость продукции.

Помимо выбора типа конструкции производственного робота одной из важных задач для конструктора является выбор привода, обеспечивающего позиционированное движение звеньев манипулятора. В зависимости от вида энергии, используемой в приводе, различают пневматические, гидравлические, электрические и комбинированные приводы. Выбор типа привода - часть общей задачи разработки и проектирования манипулятора, зависит от множества факторов: от характера нагрузки, необходимых линейных и угловых перемещений, скорости и законов движения рабочего органа, числа точек и точности позиционирования, условий эксплуатации привода и окру-

жающей среды (пожаростойкости, взрывоопасности и уровня загрязнения).

Для правильного подбора привода необходим анализ его преимуществ и недостатков для определенного вида производства, а также понимание природы процессов, происходящих в нем, для построения адекватных математических моделей.

Анализ исследований и публикаций. Разработке роботов и математических моделей их описания посвящены работы многих отечественных и зарубежных исследователей. Методы математического моделирования в пневматических системах детально описаны, например, в работе Донского А.С.[1] Обзор вариантов применения промышленных роботов представлен в работе[2]. Анализ механики поступательных и параллельных манипуляторов изложен в [3].

На предприятиях Украины, где необходима операция укладки малогабаритных изделий в упаковку, из-за недостатка оборотных средств для автоматизации, такая работа выполняется вручную. Для такого типа производств целесообразно применять упрощенные, обладающие низкой себестоимостью и быстрой окупаемостью затрат, манипуляторы, к которым могут быть отнесены последовательные манипуляторы с пневматическим и электропневматическим приводом. Относительная простота конструкции пневмоприводов и их эксплуатационного обслуживания, обусловленные однолинейным питанием пневмоаппаратов и исполнительных механизмов (отработанный воздух выпускается непосредственно в атмосферу без отводящих трубопроводов), позволяет облегчить процесс внедрения автоматизированных линий на производство.

Постановка задачи. Рассмотреть преимущества и недостатки применения пневмоприводов в манипуляторах с последовательной кинематикой для укладки малогабаритных изделий, их структуры, принципы расчета параметров и математических моделей пневмоприводов, применяемых в манипуляторах с последовательной кинематикой, на основании которых разработать структуру промышленного манипулятора для конкретных условий.

Изложение материала и результаты. Пневматические исполнительные механизмы – это устройства преобразующие энергию сжатого газа в механическую энергию выходного механизма или выходного звена привода, развивающего усилие до 200 Н. Использование поршневых механизмов, называемых пневмоцилиндрами, в пневмо-

приводах обусловлено конструктивной простотой, надежностью и обеспечением значительных рабочих усилий.

Пневмоприводы, которые применяют в последовательных манипуляторах для укладки малогабаритных изделий, обладают рядом преимуществ и недостатков.

К положительным характеристикам можно отнести:

- простоту и надежность конструкций;
- высокую скорость выходного звена привода (при линейном перемещении до 1 м/с, при вращении до 60 об/с);
- в качестве рабочего тела использование сжатого воздуха, являющегося экологически чистым источником;
- высокую точность позиционирования по точкам, определяемым жесткими механическими упорами;
- возможность работы в агрессивных, пожароопасных и взрывоопасных средах.

К отрицательным характеристикам пневмопривода относят:

- низкую выходную мощность;
- невысокую точность позиционирования без механических упоров;
- большое количество нелинейных элементов как в системе управления, так и в пневматическом двигателе.

Известны три основных типа расчета пневмоприводов:

- расчет пневмоприводов, в которых динамика линий связи и волновые процессы в полостях пневмоприводов практически не влияют на их работу.

- расчет малообъемных пневмоприводов (пневмомоторов, короткоходовых пневмоцилиндров и т. п.). В таких пневмоприводах объем рабочих полостей соизмерим или является меньшим, чем объемы подключенных к ним трубопроводов. В результате линия оказывает существенное влияние на динамику пневмопривода. Поэтому при составлении математических моделей таких пневмоприводов требуется учитывать процессы в линиях связи.

- сложные пневмоприводы (следающие и позиционные).

В следающих пневмоприводах с релейным управлением при переключении пневмораспределителей с большой частотой вследствие упругости газа в полости пневмоцилиндра могут возникать резонансные колебания газа, что приводит к ударным нагрузкам и колебаниям исполнительных органов.

Поэтому при расчете таких приводов следует учитывать волновые процессы в полостях пневмоцилиндра.

Математические модели пневмоприводов.

При описании газодинамических процессов, происходящих в полости пневмоцилиндра, подводящих и отводящих трубопроводах, принимаем следующие допущения: газодинамические процессы рассматриваем как квазистационарные, протекающие при установившихся режимах течения; температуру и давление воздуха в магистрали считаем постоянными; утечками воздуха из полостей пневмоцилиндра пренебрегаем; процесс течения газа в трубопроводах считаем изотермическим; теплообменом в полостях пневмопривода пренебрегаем.

При расчете параметров типовых пневмоприводов характеристики подводящих и отводящих трубопроводов учитываются как дополнительные сопротивления, а объем трубопроводов при расчетах прибавляется к объемам соответствующих полостей привода.

В манипуляторах с пневмоприводом наибольшее применение нашли линейные и поворотные исполнительные механизмы. Составим математические модели этих механизмов.

Математическая модель линейного пневмопривода.

Расчетная схема линейного исполнительного механизма представлена на рис. 1.

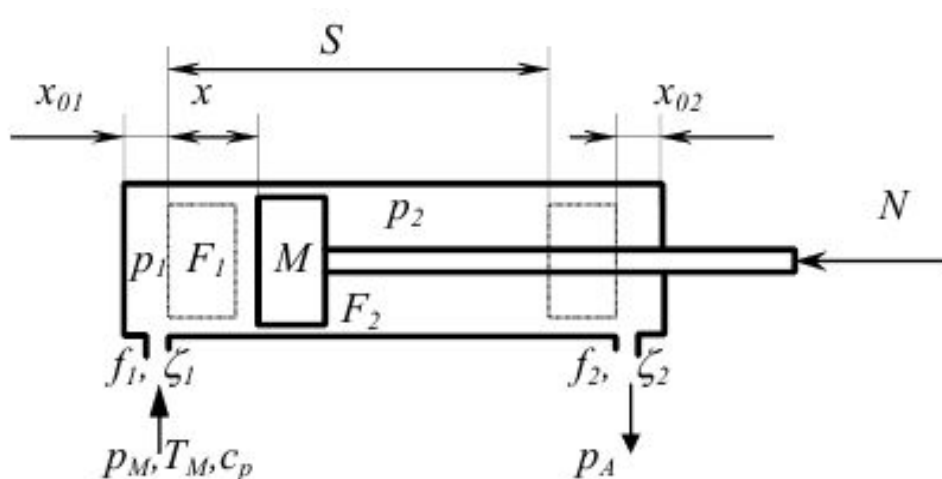


Рисунок 1. Расчетная схема линейного пневмопривода

Математическая модель пневмопривода представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих движение исполнительного органа и изменение давлений в полостях исполнительного механизма. Таким образом, математическая модель пневмопривода включает следующие уравнения:

- уравнение движения исполнительного органа;
- уравнение изменения давления в полости нагнетания;
- уравнение изменения давления в выхлопной полости.

С учетом этого, математическая модель типового линейного пневмопривода может быть представлена в следующем виде:

Уравнение движение привода:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - p_A (F_1 - F_2) - N.$$

Уравнение, описывающее изменение давления P_1 в полости нагнетания:

Уравнение изменения давления газа в выходной полости:

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k f_2 \sqrt{RT_M}}{F_2 (S - x - x_{02}) \sqrt{\zeta_2}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_A^2} + \frac{k p_2}{(S - x - x_{02})} \frac{dx}{dt}.$$

Для случая, когда пневмоцилиндр находится в крайнем левом положении, к полученным уравнениям математической модели пневмопривода необходимо добавить условие:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} \quad x = \Theta, \text{ если } x \leq \Theta.$$

Для случая, когда поршень доходит до конца в крайнем левом положении, необходимо записать условие, ограничивающее координату x длиной хода привода S :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} \quad \text{Ои } x = S, \text{ если } x \geq S.$$

Математическая модель поворотного пневмопривода.

Расчетная схема поворотного исполнительного механизма пневмопривода представлена на рис. 2.

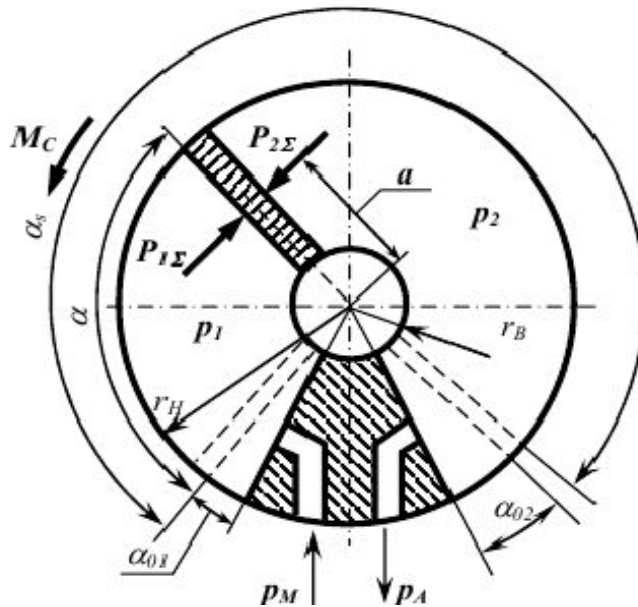


Рисунок 2. Расчетная схема поворотного пневмопривода

Математическая модель типового поворотного пневмопривода имеет вид:

Уравнение движения поворотного привода:

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = K_V (p_1 - p_2) - M_c.$$

Уравнение изменения давления в полости нагнетания привода:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{kf_1 \sqrt{RT_M}}{K_V (\alpha + \alpha_{01}) \sqrt{\zeta_1}} \sqrt{p_M^2 - p_1^2} - \frac{kp_1}{\alpha + \alpha_{01}} \frac{d\alpha}{dt}.$$

Уравнение изменения давления в выхлопной полости привода:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kf_2 \sqrt{RT_M}}{K_V (\alpha_s - \alpha + \alpha_{02}) \sqrt{\zeta_2}} \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_A^2} + \frac{kp_2}{(\alpha_s - \alpha + \alpha_{02})} \frac{d\alpha}{dt}.$$

В уравнение движения вводятся ограничения по углу:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \frac{d\alpha}{dt} \quad \alpha \neq \Theta, \text{ если } \alpha \leq \Theta,$$

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \frac{d\alpha}{dt} \quad 0 \text{ и } \alpha = \alpha_s, \text{ если } \alpha \geq \alpha_s.$$

где α - угловая координата положения поршня.

Выводы и направления дальнейшего исследования. Производства по укладке малогабаритных изделий остро нуждаются в автоматизации, что может быть достигнуто благодаря внедрению роботоманипуляторов. Для данного типа производства достаточно использование последовательного двухзвенного манипулятора с пневматическими линейными и поворотными приводами. Дальнейшим направлением исследований будет определение кинематических и динамических параметров пневмоприводов для манипулятора конкретного предприятия и моделирование работы пневмоприводов в программе FluidSIM с целью уточнения конструктивных параметров элементов манипулятора.

Список источников:

1. Донской А. С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: Учеб. Пособие. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 121 с.
2. Hesse S. 99 Examples of Pneumatic Applications. – Festo AG & Co, 2001. – 120 p.
3. Lung-Wen Tsai Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators. – New York: Wiley, 1999. – 505 p.

Д.Н. Свістельник, студент
Донецький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ ВИЗНАЧЕННЯ Й КОМПЕНСАЦІЇ ЄМНОСТІ СИЛОВОГО КАБЕЛЮ ТРЬОХФАЗНОЇ МЕРЕЖІ З ІЗОЛЬОВАНОЮ НЕЙТРАЛЛЮ

Розглянута модель електронної системи визначення й компенсації ємності силового кабелю трьохфазної мережі з ізолюованою нейтраллю

Наведена модель моделює трифазну електричну мережу з ізолюованою нейтраллю. У систему крім погонних паразитних ємностей ЛЕП уведені провідності витоків, які моделюють неідеальність ізоляції в мережах. Розглянемо докладніше структуру даної моделі.

Трифазне джерело синусоїдальної напруги (генератор або живлячий трансформатор) представлений у моделі у вигляді трьох джерел синусоїдальної напруги зі зсувом в 120° . Блок, що представляє джерело трьохфазної напруги представлено на рисунку 1.

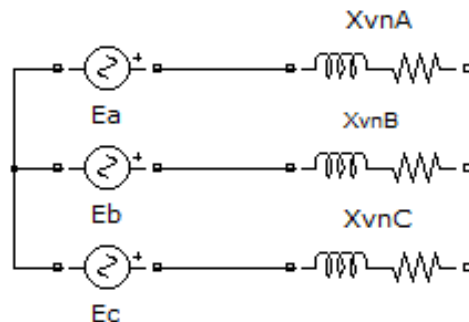


Рис.1. Модель джерела трифазної напруги

Для наближення результатів моделювання до реальної трифазної мережі в даний блок уведені активно-реактивні опори $X_{ВН.А}$, $X_{ВН.В}$ й $X_{ВН.С}$. Ці опори являють собою внутрішні активно-індуктивні опори джерела трифазної напруги в реальній мережі, наприклад індуктивність і опір обмоток трифазного генератора або трансформатора живлення. Також в активний опір джерела трифазної напруги включено такий паразитний параметр ЛЕП як питомий опір провідників. Через те, що моделюється трифазне джерело зі схемою з'єднання обмоток «зірка», виводи джерел кожної фази з'єднані й утворюють точку нейтралі, яка електрично не зв'язана з «землею».

Провідність витоків кабельної ізоляції й паразитна ємність провідників ЛЕП можуть бути промодельовані шляхом включення в лан-

цюг кожної з фаз активно - реактивного опору X_{yn} , де n - назва фази в яку включений опір. Паразитні параметри включені між фазою й землею. Блок, що моделює опори витоків представлено на рисунку 2.

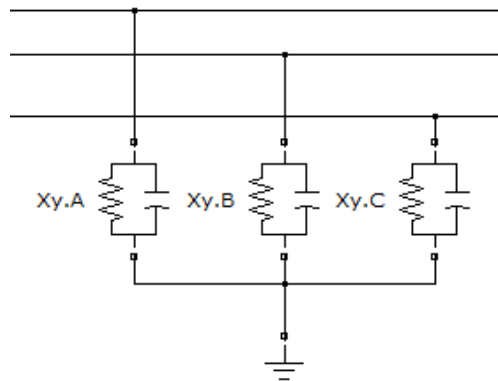


Рис.2. Блок, що моделює паразитні параметри трифазної мережі

Основним навантаженням у промислових мережах є електродвигуни й інші електроустановки, які можуть бути представлені в якості активно-реактивних опорів індуктивного характеру. Для спрощення моделювання будемо вважати, що обмотки навантаження, також як і обмотки джерела напруги, з'єднані в «зірку». У моделі навантаження мережі моделюється за допомогою трьох активно - реактивних опорів $X_{n,n}$, де n - фаза в яку включений опір. Блок моделювання активно-реактивного навантаження трифазної мережі представлено на рисунку 3.

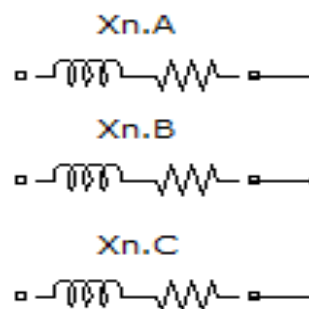


Рис. 3. Блок моделювання активно-реактивного навантаження

Модель оперативного кола струму апарата захисту АЗУР-4

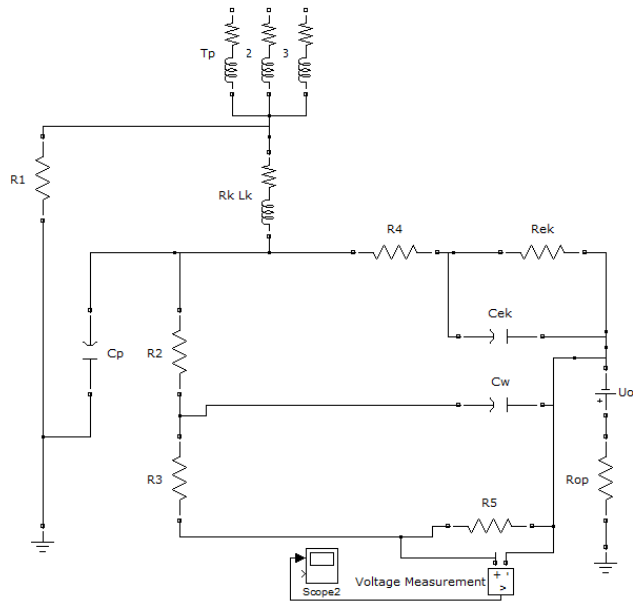


Рис.4. Модель оперативного кола струму апарата захисту АЗУР-4

Модель складається з трьохфазного фільтру приєднання Tr , який приєднується до фаз, та до компенсуючого дроселя, який має індуктивність L_k , та опір обмотки R_k . Також в схемі присутнє джерело постійної оперативної напруги U_{op} , яка подається на фази мережі, це необхідно для визначення пробою ізоляції та замикання на землю фази [1].

Блок вимірювання різниці фаз

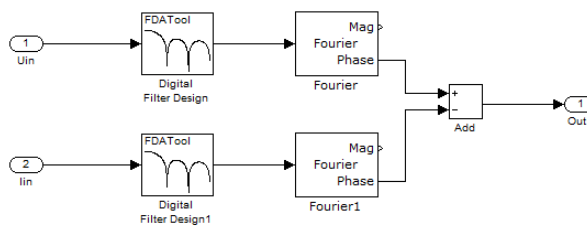


Рис.5. Блок вимірювання різниці фаз.

Блок вимірювання різниці фаз складається з двох цифрових фільтрів, Digital filter та Digital filter1, на які подаються значення напруги та струму відповідно. Цифрові фільтри потрібні для того щоб зменшити вплив перешкод різного характеру, які можуть заважати вимірюванню фази сигналу. Аналогові фільтри не дозволяють отримати необхідну крутизну АЧХ, тому використовуються цифрові фільтри.

В якості цифрових фільтрів використовуються КІХ фільтри, так як вони мають лінійну характеристику зсуву фази, що дуже важливо, адже саме цей параметр і вимірюється.

Далі, сигнали з фільтрів подаються на блоки Fourier та Fourier1, які саме й вимірюють фазу сигналу, це стандартні блоки програмного середовища Simulink/matlab.

Ці блоки дозволяють вимірювати фазу сигналу, а також обирати, яка з гармонік сигналу буде вимірюватися. В даному випадку блоки налаштовані на першу гармоніку, всі інші гармоніки попередньо фільтруються.

Далі вираховується різниця між фазою напруги та струму за допомогою блоку Add.

Блок Control_sys.

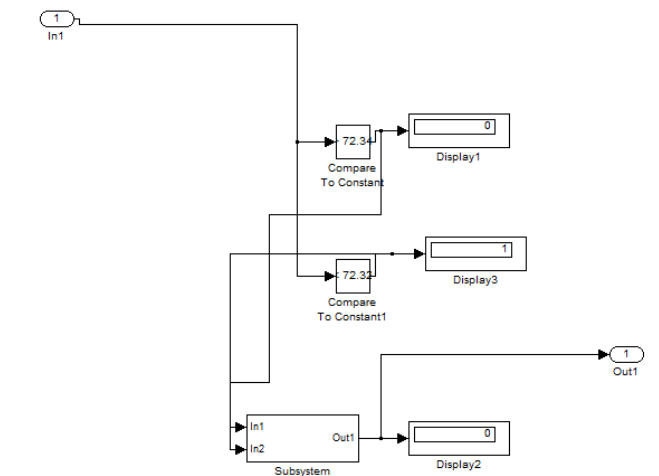


Рис.6 Блок Control_sys.

Блок Control_sys вираховує управляючий сигнал на основі вхідних даних. Він складається з двох умовних операторів Compare to constant та Compare to constant1, котрі порівнюють вхідні дані з константою, і якщо вхідна величина більша за константу блоку Compare to constant, то він генерує сигнал логічної 1, якщо ж вхідна величина менша за константу блоку Compare to constant1, то він генерує логічну 1. Дані з блоків Compare to constant та Compare to constant1 подаються відповідно до входів блоку Subsystem.

Блок Subsystem.

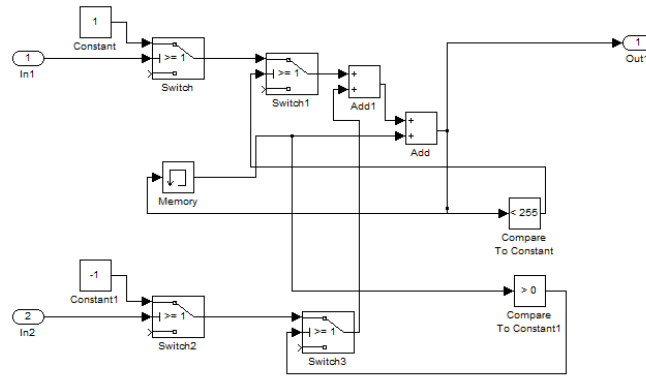


Рис.7. Внутрішня структура блоку Subsystem.

Блок Subsystem працює наступним чином:

Якщо на вхід In1 подано сигнал логічної 1, то змінна Memory збільшується на 1; якщо на вхід In2 подано сигнал логічної 1, то змінна Memory зменшується на 1.

Блоки Compare to constant та Compare to constant1 виконують умову $0 < \text{Memory} < 255$. Значення змінної Memory виводиться на вихід Out1.

Блок компенсації

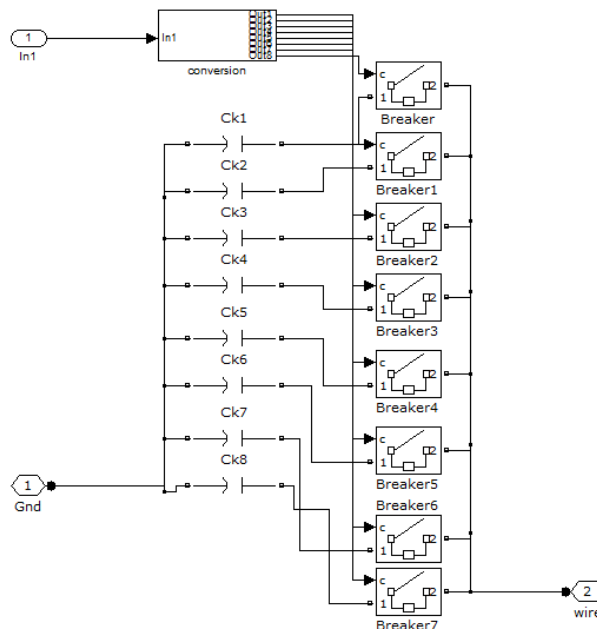


Рис.8. Блок динамічної компенсації ємності.

Блок динамічної компенсації ємності складається з блоку Conversion, цей блок конвертує десяткове значення управляючого сигналу в двійкову форму й встановлює свої виходи в відповідні стани. Виводи блоку Conversion під'єднанні до ключів Breaker - Breaker7,

що дозволяє комутувати ключі в залежності від управляючого сигналу.

До виводів ключів приєднано конденсатори Ск1-Ск8, які ввімкнено паралельно.

Конденсатори встановлюються різної ємності в залежності від ваги розряду. Це дозволяє змінювати загальну ємність батареї конденсаторів від до 0.5 мкФ з кроком в.

Загальний вигляд моделі трьохфазної мережі з ізолюваною нейтраллю з приєднаною системою джерела оперативного струму апарата АЗУР-4 та системою динамічної компенсації ємності мережевого кабелю представлено на рисунку 9.

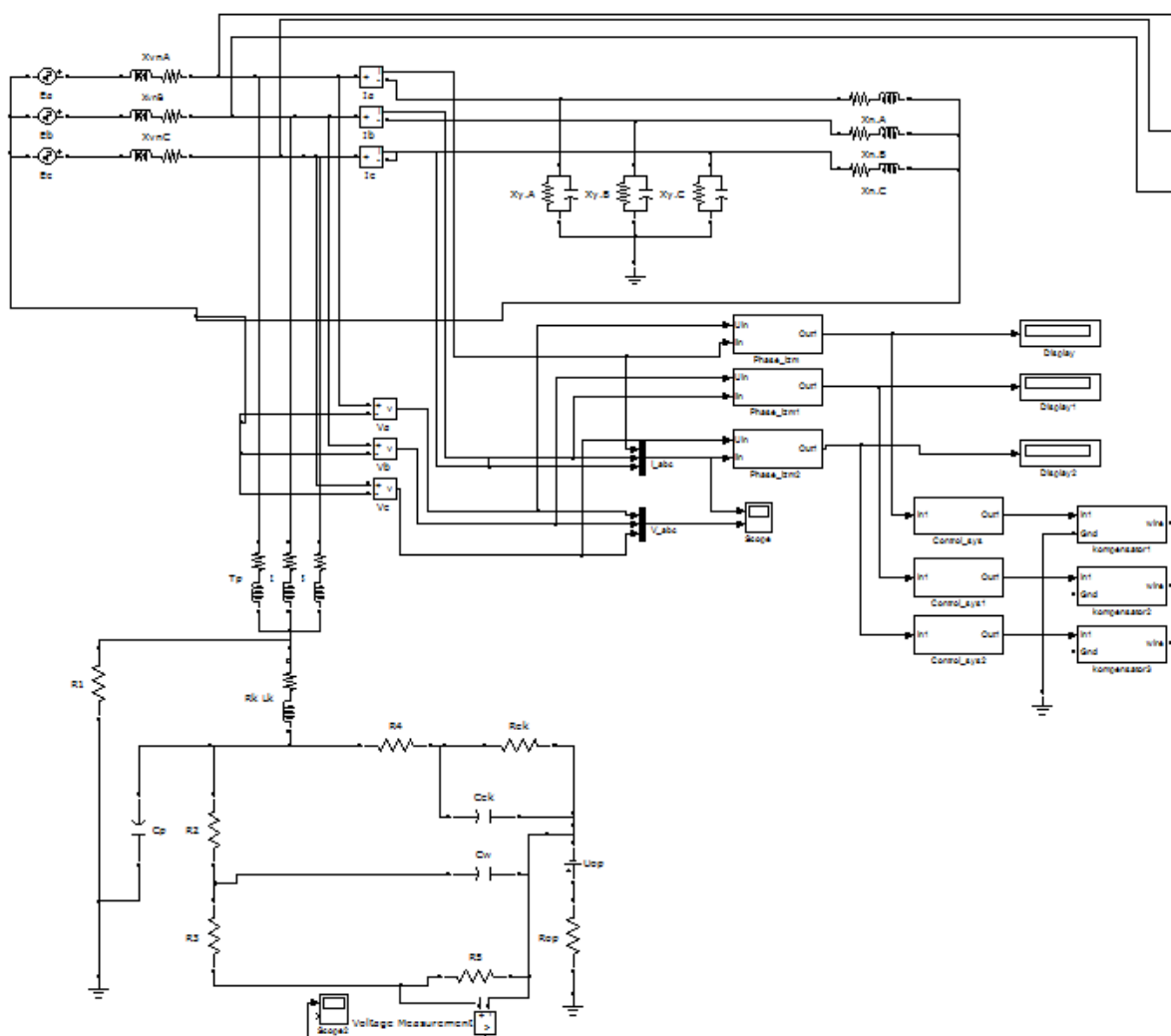


Рис.9. Загальний вигляд моделі трьохфазної мережі з ізолюваною нейтраллю.

Список посилань.

1. Заходи обмеження впливу комутаційних процесів на функціонування електротехнічного комплексу шахтної ділянки // Руссіян Станіслав Анатолійович. ДонНТУ, 2011.- 72 с

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

И.С. Гиниевская, магистрант

Донецкий национальный технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЮ РЕШТАКОВ КОНВЕЙЕРА ОЧИСТНОГО КОМПЛЕКСА

Разработана математическая модель сил сопротивления перемещению рештаков конвейерного става механизированного комплекса, обусловленных попаданием кусков породы между конвейером и забоем.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В настоящее время развитие угольной промышленности Украины предусматривает снижение числа нерентабельных, малонагруженных забоев, а также непрерывное увеличение нагрузки на забой на основе создания горного оборудования с высокими показателями ресурса, надежности и безопасности [1, 2]. Это достигается за счет дальнейшего совершенствования применяемого горного оборудования, широкого применения автоматизации и программного управления техникой.

Эффективность работы механизированного комплекса зависит от затрат времени на реализацию всех технологических операций при выемке. Одной из таких операций является передвижка конвейера. Поэтому изыскание способов снижения затрат времени на процесс передвижки конвейера является актуальной научной и практической задачей.

Анализ исследований и публикаций. Анализ выполненных ранее работ по изучению процесса передвижки конвейера [3, 4, 5] показал, что процесс передвижки конвейера изучен еще не достаточно. Разработанная в работе [5] математическая модель системы перемещения механизированной крепи и конвейерного става для установления закономерностей перемещения и нагруженности элементов соединения рештаков конвейера не учитывает дополнительные сопротивления на рештаки конвейера при попадании кусков породы между конвейером и забоем.

Постановка задачи. Цель данной работы – разработка математической модели формирования дополнительных сил сопротивления передвижке конвейера очистного комплекса, обусловленных попаданием кусков породы между конвейером и забоем.

Изложение материала и результаты.

Для достижения поставленной цели была разработана расчетная схема формирования дополнительной силы сопротивления передвижке рештаков, представленная на рис. 1.

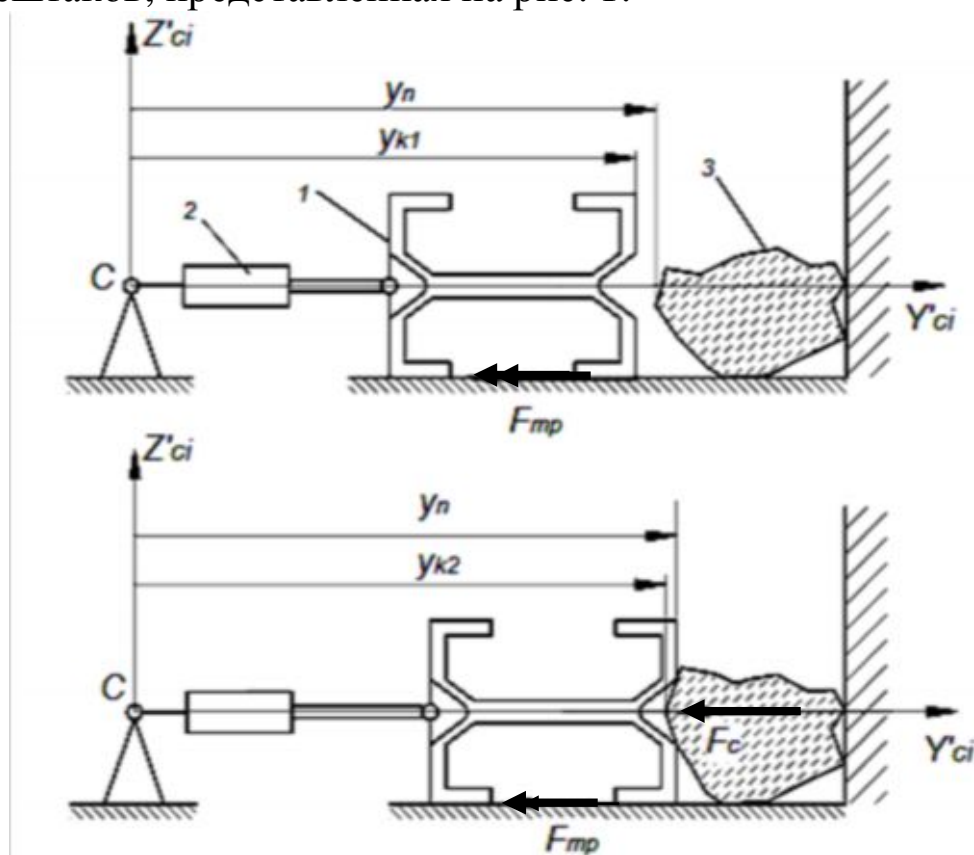


Рисунок 1 – Схема формирования дополнительных сил сопротивления передвижке рештака при попадании кусков породы между конвейером и забоем.

На рис. 1 показаны:

1 – рештак конвейерного става;

2 – гидродомкрат передвижки;

3 – кусок породы;

$CX'ciY'ciZ'ci$ – локальная система координат, жестко связанная с секцией крепи;

F_{mp} – сила трения;

y_k – положение края рештака;

y_n – положение куска породы;

F_c – сила дополнительного сопротивления, обусловленная попаданием куска породы между забоем и рештаком конвейера.

С учетом приведенной выше схемы была составлена математическая модель дополнительных сил сопротивления:

$$\begin{cases} \Delta = y_k - y_n \\ \Delta \leq 0, F_C = 0, \\ \Delta > 0, F_C = -\Delta k, \\ F_C \geq F_p, F_C = 0. \end{cases} \quad (1)$$

где k - приведенный коэффициент жесткости породы, Н/м;

F_p - предельная величина силы сопротивления, при которой происходит разрушение куска породы, Н.

В качестве примера на рис. 2 показано изменение величины дополнительной силы сопротивления во времени с предельной величиной силы сопротивления $F_p = 100$ кН, приложенной к рештаку на расстоянии 0,5 м от забоя при передвижки конвейера.

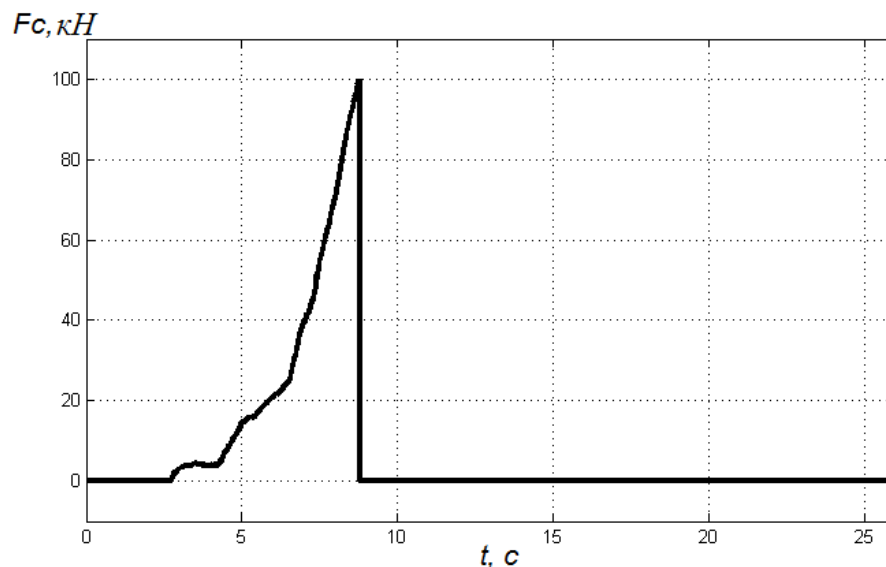


Рисунок 2 – Изменение силы сопротивления F_c во времени.

Анализ полученных результатов показывает, что разработанная математическая модель позволяет описать процесс формирования дополнительной силы сопротивления перемещению рештака, обусловленной разрушением куска породы, попавшей между рештаком и забоем, с учетом параметров силы (приведенного коэффициента жесткости, максимальной величины разрушения и расстояния, на котором начато ее воздействие на рештак).

Выводы и направление дальнейших исследований.

1. Разработана математическая модель формирования дополнительных сил сопротивления передвижке конвейера очистного комплекса, обусловленных опаданием кусков породы между конвейером и забоем.

2. Направлением дальнейших исследований является установление закономерностей влияния величины силы дополнительного сопротивления перемещению рештаков на длительность и характер процесса задвижки конвейера.

Список источников.

1. Отличительные особенности машин современных механизированных комплексов / Н.И. Стадник, А.В. Сергеев, А.В. Мезников, В.П. Кондрахин // сб. науч. тр. / Гос. предприятие "Донец. н.-и., проект.-конструктор. и эксперимент. ин-т комплексной механизации шахт "Донгипроуглемаш"; под общ. ред.: В. В. Косарев и Н. И. Стадник. - Донецк: Донгипроуглемаш - 2008.
2. К вопросу повышения технического уровня высокопроизводительных комплексов / Семенченко А. К., Шабает О. Е., Семенченко Д. А., Степаненко Е. Ю., Мотин Н. Н. // Наукові праці Донецького національного технічного університету, випуск 14 (127), Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк - 2007.
3. Нелинейные параметры гидросистемы передвижения механизированной крепи / Ю.Ф. Пономаренко, Ю.Г. Шеин, А.А. Баландин, В.К. Ауэрбах. – Научные сообщения. – М.: ИГД им. А.А.Скочинского, вып. 137. - 1976.
4. А.К. Семенченко, Д.Э. Макаренко, Ю.М. Кирилюк. Математическая модель перемещения конвейера и секции механизированной крепи очистного комплекса. - Научные работы ДонНТУ- 2010.
5. Обоснование параметров системы перемещения конвейера и секции крепи комплекса МДМ / Д.Е.Макаренко. квалиф. магистр. раб. ДонНТУ – 2010.

Д.А. Семенченко, канд. техн. наук, вед. научн. сотр.,

И.С. Гиниевская, магистрант

Донецкий национальный технический университет

ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РЕШТАКОВ КОНВЕЙЕРА ОЧИСТНОГО КОМПЛЕКСА И СПОСОБОВ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ НА ДЛИТЕЛЬНОСТЬ И ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ВОЛНОВОЙ ЗАДВИЖКИ КОНВЕЙЕРА

Выполнен анализ влияния схемы перемещения рештаков конвейера очистного комплекса и способов ее реализации (ручного и автоматического управления) на длительность и параметры процесса волновой задвижки конвейера.

Интенсификация процесса добычи угля очистным комплексом может быть обеспечена путем сокращения затрат времени на реализацию всех его технологических операций, включая и передвижку конвейера. Анализ выполненных ранее работ [1, 2, 3] показывает, что вопросу влияния схемы передвижки рештаков конвейера на длительность и параметры процесса его волновой задвижки уделено недостаточно внимания. Поэтому целью данной работы явилось установление закономерностей влияния схемы перемещения рештаков конвейера очистного комплекса и способов ее реализации на длительность и параметры процесса волновой задвижки конвейерного става.

Для достижения поставленной цели были проведены исследования процесса волновой задвижки конвейера очистного комплекса на базе математической модели передвижки конвейера с учетом дополнительных сил сопротивления его перемещению [4].

При исследовании двух способов передвижки конвейера - ручного (последовательное включение домкратов передвижки с периодом 0,5 с), и автоматического (включение домкратов передвижки по заложенному алгоритму), моделировались следующие четыре схемы задвижки конвейерного става очистного комплекса МДМ:

а) последовательная подача жидкости во все домкраты передвижки (схема 1111);

б) последовательная подача жидкости в домкраты передвижки через один (схема 10101);

в) последовательная подача жидкости в домкраты передвижки через два (схема 1001001);

г) последовательная подача жидкости во все домкраты передвижки при наличии дополнительной силы сопротивления с величи-

ной силы разрушения куска породы $F_p=100\text{кН}$ на 6-ом рештаке (схема 1111 + Fc).

Выводы и направление дальнейших исследований.

1) Из анализа полученных результатов установлено, что схема перемещения рештаков и способ ее реализации оказывает существенное влияние на длительность и прямолинейность волновой задвижки конвейерного става, а наличие дополнительной силы сопротивления на рештаке заметно влияет на последовательность устойчивого смещения рештаков.

2) Направлением дальнейших исследований является установление закономерностей влияния схем перемещения рештаков конвейера на нагруженность элементов соединения и параметры процесса передвижки.

Список источников.

1. Нелинейные параметры гидросистемы передвижения механизированной крепи / Ю.Ф. Пономаренко, Ю.Г. Шеин, А.А. Баландин, В.К. Ауэрбах. – Научные сообщения. – М.: ИГД им. А.А.Скочинского, вып. 137. - 1976.
2. Семенченко А.К., Макаренко Д.Э., Кирилюк Ю.М. Математическая модель перемещения конвейера и секции механизированной крепи очистного комплекса. / Научные работы ДонНТУ - 2010.
3. Обоснование параметров системы перемещения конвейера и секции крепи комплекса МДМ / Д.Е.Макаренко. квалиф. магистр. раб., ДонНТУ – 2010.
4. Влияние схемы передвижки рештаков конвейера очистного комплекса на длительность и параметры процесса его фронтального перемещения / Семенченко А. К., Макаренко Д.Е., Гиниевская И.С. - Механика жидкости и газа: Материалы XI Международной научно-технической студенческой конференции - Донецк: ДонНТУ. - 2012.

Д.А. Семенченко, канд. техн. наук, вед. научн. сотр.,

М.В. Зайцев, магистрант

Донецкий национальный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ КОМБАЙНА ДЛЯ ИНТЕНСИВНОЙ ВЫЕМКИ ПЛАСТОВ МОЩНОСТЬЮ 0,5-0,8М

Обоснованы требования и предложена структура очистного комбайна для интенсивной выемки тонких пластов

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

На сегодняшний день основной сырьевой и энергетической базой всех отраслей хозяйства является горнодобывающая промышленность. Общие запасы, сосредоточенные преимущественно (96,0 %) в Донецком бассейне, оцениваются в 110 млрд. тонн, промышленные - 7,13 млрд. Анализ распределения промышленных запасов угля по мощности пластов и углу их залегания показывает, что в весьма тонких (0,55-0,7 м) и тонких (0,7-1,2 м) пологих пластах находятся 83,2 % промышленных запасов угля. По расчетам специалистов, пласты мощностью менее 0,8 м будут выработаны за 110 лет. В перспективе придется отрабатывать тонкие (менее 0,8 м) и весьма тонкие (от 0,4 м) пласты. Поэтому обоснование структуры очистного комбайна для интенсивной выемки тонких пластов является актуальной научной и практической задачей.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является обоснование структуры очистного комбайна для интенсивной выемки тонких пластов мощностью 0,5-0,8 м.

Изложение материала и результаты. В работе был выполнен анализ средств механизации для выемки тонких пластов и установлено, что основными факторами оказывающими существенное влияние на их эксплуатационную производительность является недостаточная погрузочная способность исполнительных органов (ИО), а также большие потери времени на вспомогательные операции.

Исходя из этого были сформулированы следующие основные требования к комбайну для интенсивной выемки тонких пластов:

- повышенная погрузочная способность ИО и простота конструкции его привода;
- малая длина комбайна, обеспечивающая сокращение времени на выполнение вспомогательных операций.

Именно эти требования обеспечивают возможность повышения времени чистой работы комбайна по выемке угля в лаве.

Исходя из этих требований была разработана ниже приведенная структура очистного комбайна (см. рис.1) для интенсивной выемки тонких пластов.

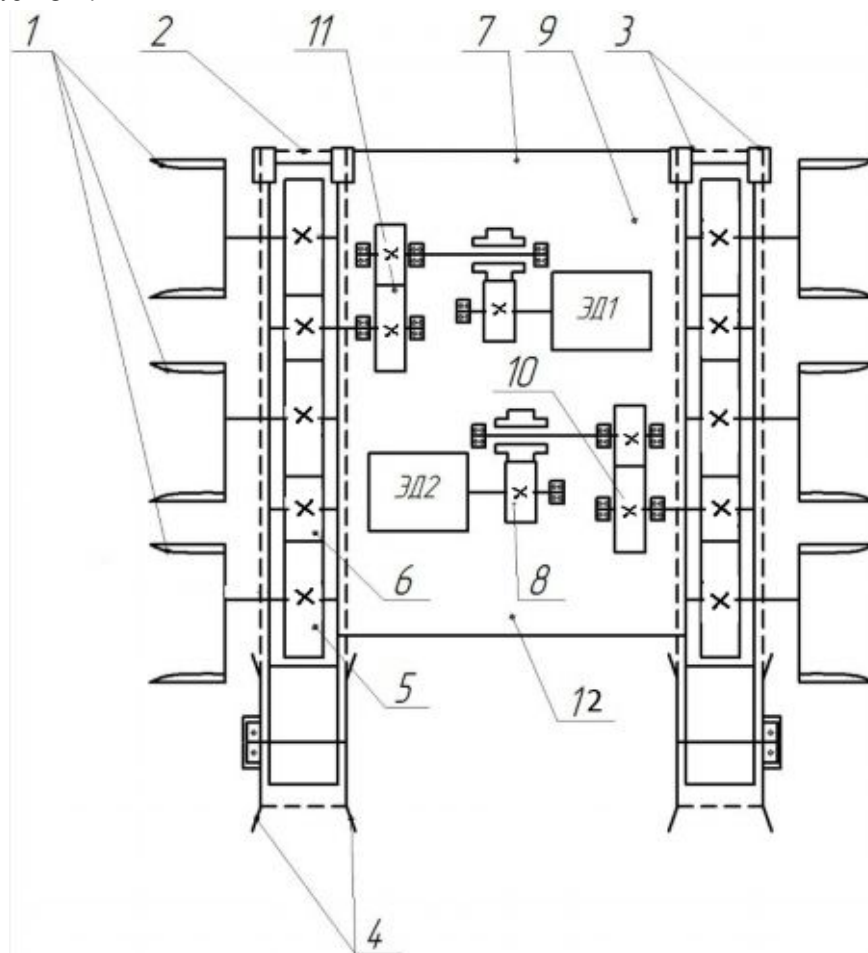


Рисунок 1 - Структура очистного комбайна для интенсивной выемки пластов мощностью 0,5-0,8 м

Комбайн разработан на базе широкозахватного комбайна 2КЦТГ, он имеет корончатый исполнительный орган 1 с захватом 0,8 м, симметрично расположенный по торцам машины и обеспечивающий безнишевую выемку и погрузку угля режущей цепью 2 на решетки лавного конвейера. Комбайн имеет вынесенную систему подачи, что уменьшает его габариты и позволяет работать на тонких пластах мощностью 0,5-0,8 м.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Предложена структура очистного комбайна для интенсивной выемки тонких пластов, обеспечивающая повышенную погрузочную

способность исполнительного органа, простоту его привода, исключение маневровых операций при выемке угля.

Направлением дальнейших исследований является обоснование рациональных параметров комбайна предложенной структуры.

Список источников

1. Нечепав В.Г. Разработка исполнительного органа повышенной погрузочной способности для очисных комбайнов, работающих в условиях тонких пластов // Известия вузов. Горный журнал. – 1996.- №1.-С.110-114.
2. Оборудование очистных забоев // Кондрахин В.П., Стадник М.И., Петрушкин Г.В., Лысенко Н.М.- Донецк, ДонНТУ, 2008.
3. Горбатов П.А. Гірничі машини для підземного видобування вугілля – Донецьк, 2006.

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

Д.Е. Макаренко, аспирант,

И.С. Гиниевская, магистрант

Донецкий национальный технический университет

ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ПЕРЕДВИЖКИ РЕШТАКОВ КОНВЕЙЕРА ОЧИСТНОГО КОМПЛЕКСА НА ДЛИТЕЛЬНОСТЬ И ПАРАМЕТРЫ ПРОЦЕССА ЕГО ФРОНТАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ

Выполнен анализ влияния схемы передвижки рештаков конвейера на длительность и параметры процесса его фронтального перемещения.

В связи с тем, что интенсификация процесса добычи подразумевает повышение нагрузки на очистной забой и может быть обеспечена сокращением затрат времени на выполнение всех технологических операций работы комплекса, вопрос сокращения затрат времени на передвижку конвейера, как одной из составляющих операций, является актуальной научной и практической задачей. Анализ выполненных ранее работ [1, 2, 3] показывает, что вопросы исследования влияния схемы передвижки рештаков конвейера при его фронтальном перемещении изучены не достаточно глубоко. Поэтому целью данной работы является исследование влияния схемы передвижки рештаков конвейера очистного комплекса на длительность и параметры процесса его фронтального перемещения.

Для достижения поставленной цели была принята расчётная схема перемещения конвейерного става [2] с учетом сил дополнительных сопротивлений (рис. 1).

На рис. 1 показаны:

- P_i, P_{i-1}, P_{i+1} – соответственно i -й, $(i-1)$ -й, $(i+1)$ -й рештаки;
- $F_{P_{li}}, F_{P_{2i}}, F_{P_{li+1}}, F_{P_{2i+1}}$, – элементы соединения i -го рештака конвейера с последующим рештаком и предыдущим;
- \bar{R}_{P_i} – вектор реакции, действующей от почвы на i -й рештак;
- F_{Γ_i} – гидродомкрат передвижки i -го рештака;
- \bar{F}_{Z_i} – вектор нагрузки, действующий от забоя на i -й рештак;
- \bar{F}_{C_i} – вектор дополнительной силы сопротивления, действующий на i -й рештак от куска породы, находящейся между конвейером и забоем.;

- $C_i X'_i Y'_i Z'_i$ – локальная система координат i -й секции крепи;
- $C'_i X'_{Pi} Y'_{Pi} Z'_{Pi}$ – локальная система координат i -го рештака.

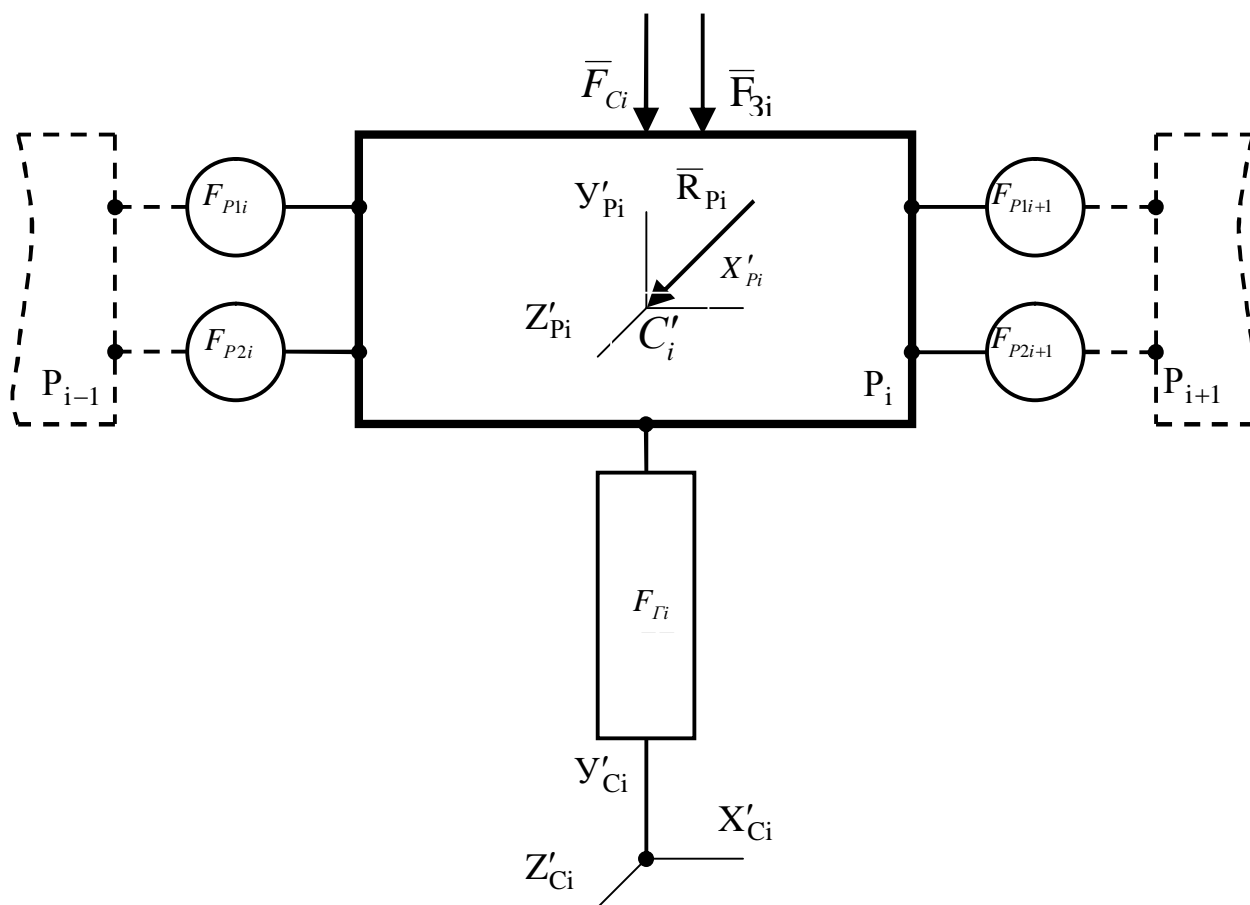


Рисунок 1 – Расчётная схема системы перемещения конвейерного става с учетом сил дополнительных сопротивлений

Согласно приведенной расчетной схемы была разработана математическая модель (ММ) процесса передвижки конвейера (с учетом дополнительных сил сопротивления, обусловленных попаданием кусков породы между конвейером и забоем), на базе которой были проведены исследования влияния схемы перемещения рештаков на длительность и параметры процесса фронтальной задвижки конвейерного става очистного комплекса из 12-ти рештаков.

При исследовании моделировались следующие четыре схемы фронтальной задвижки конвейерного става:

- а) одновременная подача жидкости во все гидродомкраты передвижки (схема 1111);
- б) одновременная подача жидкости в гидродомкраты передвижки через один (схема 10101);

в) одновременная подача жидкости в гидродомкраты передвижки через два (схема 100100);

г) одновременная подача жидкости во все гидродомкраты передвижки при наличии дополнительной силы сопротивления с величиной силы разрушения куска породы $F_p=100$ кН на 6-ом рештаке (схема 1111 + F_c).

На основе анализа полученных результатов установлено, что схема перемещения рештаков и наличие дополнительной силы сопротивления оказывают существенное влияние на длительность и прямолинейность задвижки конвейерного става. Длительность задвижки конвейерного става комплекса МДМ составила: при одновременной подаче рабочей жидкости во все гидродомкраты передвижки 25,6 с; при подаче через один гидродомкрат - 13,7 с; при подаче через два гидродомкрата - 10,5 с. Однако, как показали исследования, при подаче рабочей жидкости в гидродомкраты по схеме «через два» имеет место нарушение прямолинейности задвинутого конвейерного става.

Направлением дальнейших исследований является установление закономерностей влияния схемы передвижки рештаков конвейера очистного комплекса на длительность и характер передвижки при волновой задвижке конвейерного става очистного комплекса.

Список литературы.

1. Нелинейные параметры гидросистемы передвижения механизированной крепи / Ю.Ф. Пономаренко, Ю.Г. Шеин, А.А. Баландин, В.К. Ауэрбах. – Научные сообщения. – М.: ИГД им. А.А.Скочинского, вып. 137. - 1976.
2. Семенченко А.К., Макаренко Д.Э., Кириллюк Ю.М. Математическая модель перемещения конвейера и секции механизированной крепи очистного комплекса. / Научные работы ДонНТУ - 2010.
3. Баландин А.А. Исследование групповой работы гидроцилиндров / А.А. Баландин. – Научные сообщения. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, вып. 191. - 1980.

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

Э.К. Нартей, магистрант

Донецкий национальный технический университет

ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОБЫЧИ ЗОЛОТА В УСЛОВИЯХ ГАНЫ

Приведен анализ технологических схем добычи золота в условиях Ганы и предложено для повышения эффективности добычи, на основе анализа мирового опыта добычи руд, использовать сплошные системы разработки с закладкой выработанного пространства твердеющими смесями.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Добыча золота на территории Ганы начата в 10 в. С конца 15 в. до начала 80-х годов 20 в. добыто 1500 т металла. По добыче золота (15,3 т в 1980) Гана занимает 2-е место в Африке. Основное количество металла добывается из коренных месторождений, незначительное количество — из россыпей полукустарным способом, а также попутно из алмазоносных россыпей. Разработка ведётся в основном подземным способом. В последующие годы добыча постоянно снижалась вследствие вовлечения в разработку более бедных руд. Например, на месторождении АнглоГолд Ашанти содержание золота в добываемых рудах за период 1973-78 упало с 19 г/т до 11,7 г/т. В настоящее время около 40% золотых запасов осталось не добытыми в камерах.

В настоящее время одной из актуальных проблем, стоящей перед народным хозяйством Гане является повышение эффективности работы золотодобывающей промышленности на основе интенсификации добычи золота. Поэтому обоснование технологии для повышения эффективности добычи золота в условиях Ганы является актуальной научной и практической задачей.

Анализ исследований и публикаций. Анализ работ по добычи руд [1, 2, 3] показывает, что технологическая схема разработки месторождения оказывает определяющее влияние на эффективность их разработки. Поэтому целью данной работы явилось обоснование технологии для повышения эффективности добычи золота в условиях Ганы.

Изложение материала и результаты. Для достижения поставленной цели был выполнен анализ мирового опыта, используемых различных технологических схем добычи руд. Ниже приведены основные результаты этого анализа.

1. Установлено, что одним из перспективных направлений повышения эффективности добычи золота в условиях Ганы является применение трех вариантов сплошной системы разработки месторождений:

- выемка слоями сверху вниз под защитным слоем (нисходящий порядок выемки) при разработке руд любой нарушенности, залегающих на любых глубинах;

- выемка верхнего слоя отрабатывается с опережением, а основная часть рудного тела в защищенной зоне извлекается слоями снизу вверх сплошным фронтом или с оставлением временных целиков (комбинированный порядок - применяется для отработки слабо- и средне нарушенных руд, а также если в защищенной зоне встречаются участки сильно нарушенных руд длиной не более 14м при расстоянии между такими участками не менее 16м);

- восходящая выемка по восстанию (восходящий порядок выемки) при разработке руд слабой и средней нарушенности.

Широкое внедрение этих системы разработки, с оптимальной высотой вертикальных рудных обнажений очистных выработок в основных слоях (для руд слабой и средней нарушенности до 12м, для руд сильной нарушенности до 10м и для руд весьма сильной нарушенности до 6м), позволит повысить эффективность добычи золота в условиях Ганы за счет существенного снижения потерь руды в целиках.

2. Показано, что перспективным способом управления в условиях Ганы является создание защищенных зон, разгруженных от действующих в массиве напряжений до безопасного уровня, в которых ведутся очистные работы, закладка выработанного пространства твердеющими смесями, соблюдение оптимальной конфигурации фронтов защитного слоя. Варианты оптимального применения этого способа определяются целесообразностью реализации одной из нижеприведенных систем разработки в конкретных условиях:

- камерно-слоевой система разработки с твердеющей закладкой.

- камерно-целиковой системы с отбойкой руды из подэтажных выработок на искусственное днище.

- системы со сплошной выемкой руды и закладкой выработанного пространства твердеющими смесями.

- системы разработки с закладкой по схеме камера-целик, отбойкой руды глубокими скважинами и выпуском ее на орты вторичных камер.

- системы разработки с закладкой по схеме "камера-целик".

- камерно-столбовой система с искусственными целиками.

- камерной системы со сплошной выемкой руды и закладкой.

3. Закладка обеспечивает безопасную и эффективную эксплуатацию месторождения с наибольшей полнотой извлечения полезного ископаемого и управление горным давлением при ведении очистных работ. Для эффективного управления горным давлением выработок могут быть использованы следующие виды крепи: анкерная крепь, комбинированное (штанги + набрызг-бетон), усиленная комбинированная (штанги + набрызг-бетон + металлическая сетка) и анкерная крепь.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Из выше проведенного анализа следует:

1. В Гане разработка золотоносных месторождений ведется преимущественно подземным способом, который является весьма трудоемким и усложняется потребностью в полном извлечении рудных залежей.

2. Основной применяемой схемой разработки является камерно-столбовая. В зависимости от применяемых условий используют: камерно-столбовую систему разработки с разбивкой на блоки, на панели и систему разработки "спаренными камерами". Основным недостатком существующих технологических схем являются большие потери руды, оставляемой в целиках.

3. Повышение эффективности работы золотодобывающей промышленности Ганы может быть обеспечено на основе интенсификации добычи золота путем совершенствования технологических схем и более полного использования потенциальных возможностей применяемых средств механизации.

4. Перспективным направлением развития технологии добычи золота в условиях Ганы является внедрение систем со сплошной выемкой руды и закладкой выработанного пространства твердеющими смесями.

Направлением дальнейших исследований является разработка рекомендаций для повышения эффективности использования оборудования для механизации буровых работ в условиях Ганы.

Список источников.

1. Скорняков Ю.Г. и др. Разработка мощных пологопадающих залежей системой со сплошной выемкой руды и закладкой выработанного пространства твердеющими смесями [Текст] // Горный журнал.-1972.- №1.- С.55-58
2. Н.Ф. Замесов, И.И. Айнбиндер, Л.И. Бурцев, Ю.И. Родионов, Н.Ф. Овчаренко, В.В. Аршавский. Развитие интенсивных методов добычи руд на больших глубинах / Отв. Редактор Д.М. Бронников; Составитель И.И Айнбиндер. – М.; ИПКОН АН СССР, 1990. – 236с.
3. Скорняков Ю.Г. Системы разработки и комплексы самоходных машин при подземной добыче руд.[Текст] М., "Недра", 1972. 232с.

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

Э.К. Нартей, магистрант

Донецкий национальный технический университет

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ БУРОВЫХ РАБОТ В УСЛОВИЯХ ГАНЫ

На основе анализа результатов хронометража работы буровых машин в условиях Ганы рекомендуется использовать адаптивную систему управления ими, что позволит повысить эффективность их использования.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Гана занимает 2-е место в Африке по добыче золота. Основная доля металла добывается из коренных месторождений подземным способом. В последующие годы добыча постоянно снижалась вследствие вовлечения в разработку более бедных руд. Например, на месторождении Ашанти содержание золота в добываемых рудах за период 1973-78 упало с 19 г/т до 11,7 г/т. В настоящее время около 40% золотых запасов осталось не добытыми в камерах .

В настоящее время одной из актуальных проблем, стоящей перед народным хозяйством Ганы является повышение эффективности работы золотодобывающей промышленности на основе интенсификации добычи золота. Поэтому повышение эффективности использования средств механизации при добычи золота в условиях Ганы является актуальной научной и практической задачей.

Анализ исследований и публикаций. Постановка задачи.

Анализ ранее выполненных работ по подземной добыче [1-4] показывает, что существенным фактором их эффективности является уровень использования средств механизации, в значительной мере определяемый способом управления. Так на основе анализа изменений тока двигателя привода резания проходческого комбайна КПД (см. рис.1) [5] установлено, что процесс обработки забоя характеризуется чередованием периодов работы во включенном состоянии t_p (разрушение массива) и простоя t_n (маневрирование, техническое обслуживание комбайна и т.д.) двигателя привода.

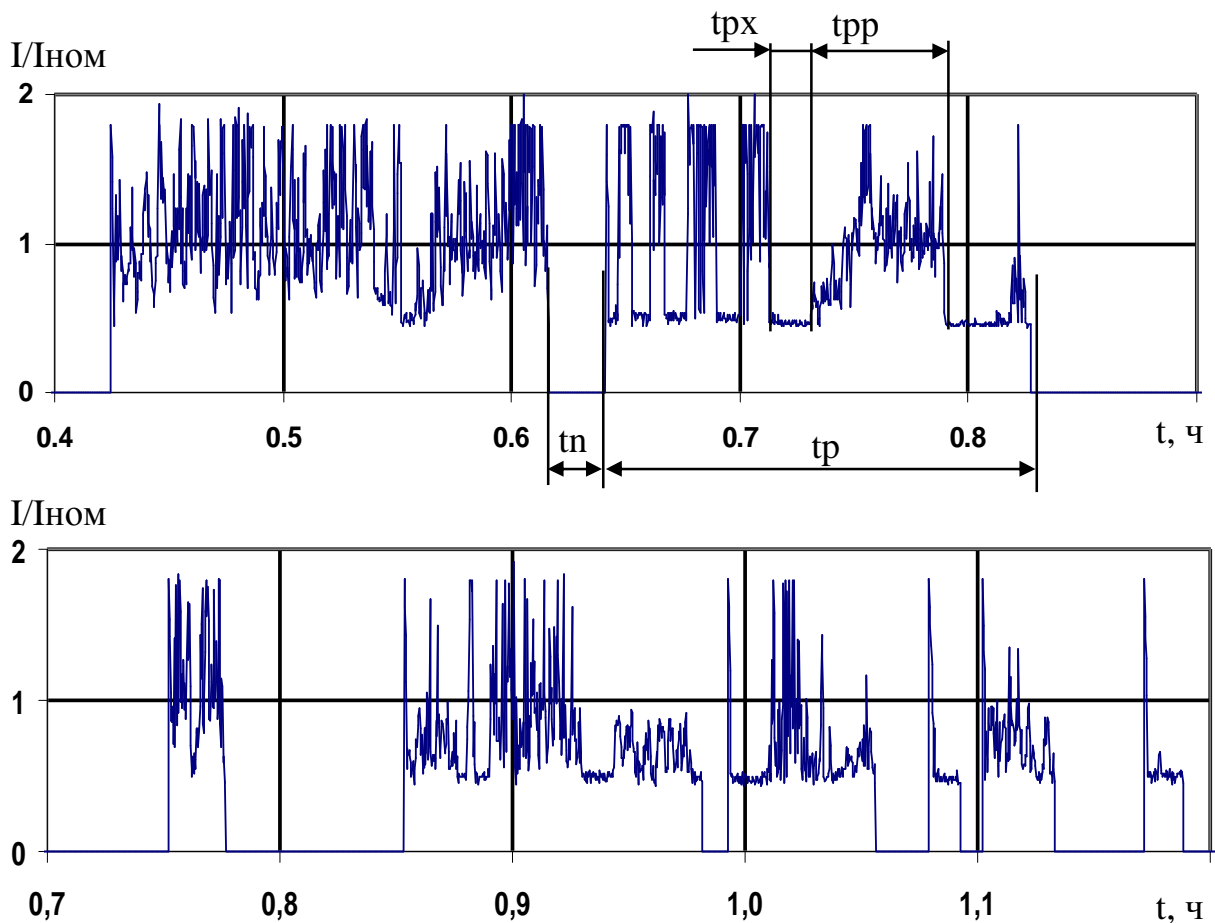


Рисунок 1 - Изменение отношения тока двигателя привода резания проходческого комбайна КПД к его номинальному значению в процессе разрушения забоя и длительности режимов работы двигателя

Период работы двигателя привода резания t_p характеризуется чередованием периодов случайной длительности его работы под нагрузкой t_{pp} и холостого хода t_{px} .

Холостой ход объясняется несовершенством ручного способа управления подачей ИО (например, ручное переключение гидрораспределителей между режимами работы) и особенностями существующих схем обработки забоя (холостые перемещения ИО).

Таким образом, было установлено, что при ручном управлении подачей ИО процесс обработки забоя характеризуется чередованием периодов работы и простоя двигателя привода резания. При этом работа двигателя складывается из периодов его работы под нагрузкой и холостого хода, обусловленного несовершенством ручного способа управления подачей ИО и особенностями существующих схем обработки забоя.

Учитывая, что одной из наиболее трудоемких технологических операций при добыче руд является обустройство забоя и уровень ис-

пользования буровой техники в условиях Ганы изучен еще не достаточно, то целью данной работы была разработка рекомендаций для повышения эффективности использования оборудования для механизации буровых работ в условиях Ганы.

Изложение материала и результаты. Для достижения поставленной цели была проведена хронометраж работы буровой машины Sandvik DL430-7C, представленной на рис.2.



Рисунок 1 - Работа буровой машины Sandvik DL430-7C

Sandvik DL430-7C является наиболее гибкой электрогидравлической буровой установкой (LONGHOLE - длинное отверстие) для производства бурения в подземных рудниках. Буровая установка способна бурить отверстия диаметром 64 - 102 мм (2 ½ " - 4") длиной до 40 метров и была разработана для обеспечения максимальной производительности с превосходной точностью бурения. Система управления имеет сложную диагностику системы, которая позволяет сократить простои.

Результаты хронометража приведены в табл. 1

Таблица 1. Результаты хронометража работы буровой машины Sandvik DL430-7C

Операции при бурении в забое	t, мин								
	№ шпура								
	1	2	3	4	5	6	7	8	
	Длина шпуров ,м								
	6	8.2	12.7	15	9.9	8.6	8.8	6.4	75.6
Установки и ориентация буровой машины	10								
Перемещение и ориентация манипулятора	3	3	3	4	3	4	4	3	27
Установки и ориентация направляющей	3	3.5	3	4	3.5	4	4	3	28
Фиксация направляющей	2	2	2	2.5	2.5	2	3	2	18
Бурение шпуров	11	14	21	29	17	15	13	13	133
Продувка шпура и извлечение штанг	2	3	4	5	4	3	3	2	26
Снятие распора с направляющей	2	3	3	2	2	3	3	3	21
Затраты времени на выполнение операций t,мин	23	29.5	37	46.5	32	31	30	26	254
Подготовка к переезду буровой машины	5								

Из приведенных данных в табл.1 следует что:

- общие затраты времени на обустройство забоя составляют 269 мин,
- чистое время на сам процесс бурения скважин -133 мин,
- выполнение вспомогательных операций (установки и ориентация буровой машины, перемещение и ориентация манипулятора, установки и ориентация направляющей и др.) – 136 мин.

Таким образом, затраты времени на вспомогательные операции достигают порядка 50 % от общего времени процесса бурения при ручном способе управления. Сокращение этих затрат на основе использования адаптивных систем управления процессом бурения обеспечивает возможность повысить реальную производительность буровых машин, а следовательно и эффективность добычи золота в условиях Ганы .

Выводы и направление дальнейших исследований.

На основе анализа результатов хронометража работы буровой машины Sandvik DL430-7C установлено, что затраты времени на вспомогательные операции достигают порядка 50 % от общего времени процесса бурения при ручном способе управления. Для повышения эффективности добычи золота предлагается разработать и использовать буровые машины с адаптивной системой управления их манипуляторами, позволяющей сократить эти затраты за счет автоматизации реализации схемы обурирования забоя, что ускорит процесс бурения в сравнении с ручным управлением.

Направлением дальнейших исследований является разработка алгоритма адаптивной системы управления буровой машиной

Список источников.

1. Скорняков Ю.Г. Подземная добыча руд комплексами самоходных машин:[Текст] – М.: Недра, 1986. – 204с.
2. Скорняков Ю.Г. Системы разработки и комплексы самоходных машин при подземной добыче руд.[Текст] М., "Недра", 1972. 232с.
3. Хомяков В.И. Зарубежный опыт закладки на рудниках. [Текст] М., Недра, 1984. 224с.
4. Н.Ф. Замесов, И.И. Айнбиндер, Л.И. Бурцев, Ю.И. Родионов, Н.Ф. Овчаренко, В.В. Аршавский. Развитие интенсивных методов добычи руд на больших глубинах / Отв. Редактор Д.М. Бронников; Составитель И.И Айнбиндер. – М.; ИПКОН АН СССР, 1990. – 236с.
5. Степаненко Е.Ю. Структура и математическая модель мехатронной системы подачи стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна / Степаненко Е.Ю., Шабаетов О.Е., Семенченко Д.А. // Вісник Криворізького технічного університету

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

Д.С. Яковенко, магистрант

Донецкий национальный технический университет

АЛГОРИТМ СОЗДАНИЯ 3D МОДЕЛИ ДИСКОВОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Описан алгоритм программы создания 3D модели дискового исполнительного органа горной машины.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Современное развитие угольной промышленности Украины предусматривает сокращение числа нерентабельных и малонагруженных забоев на основе непрерывного увеличения нагрузки на забой, что может быть достигнуто только за счет дальнейшего совершенствования применяемого горного оборудования, широкого применения его автоматизации и программного управления.

Важнейшим элементом, определяющим технический уровень горной машины, является ее исполнительный орган (ИО) [1,2]. Поэтому создание высокоэффективных ИО для горных машин является актуальной научной и практической задачей.

Анализ исследований и публикаций. Анализ выполненных ранее работ по совершенствованию исполнительных органов показал, что вопросу автоматизированного проектирования исполнительных органов в настоящее время уделено еще не достаточно внимания.

Постановка задачи. Цель данной работы – разработать алгоритм для создания 3D модели дискового ИО.

Изложение материала и результаты.

В основу разработки алгоритма могут быть положены два принципа: быстроедействие или масштабирование. Каждый из вариантов имеет свои плюсы и минусы. На основе анализа этих вариантов был принят второй принцип, как наиболее перспективный, для разработки ниже приведенного алгоритма создания 3D модели дискового ИО.

1. Входные параметры (тип органа, количество ступеней, начальный радиус, толщина среза, толщина грани, количество кулаков на ступени, количество кулаков на грани, направление спирали).
2. Построение полости исполнительного органа:
 - a. Построение профиля органа;
 - b. Выдавливание эскиза вращением вокруг оси.

3. Построение резцов, кулачков, прокладок для резцов:
 - a. Пока *stup* в диапазоне «количество ступеней»
 - i. Пока *chast* в диапазоне «количество кулаков на грани»
 1. Построение вспомогательной плоскости на середине грани к ступени *stup* части *chast*
 2. Построение кулачков на вспомогательной плоскости
 - a. Построение эскизов всех кулачков
 - b. Выдавить эскизы кулачков
 - c. Если «тип органа» зеркальный
 - i. Зеркальное копирование кулачков относительно базовой плоскости
 3. Построение прокладки резца
 - a. Построение эскиза прокладки для положения *stup*, *chast*
 - b. Выдавливание эскиза прокладки резца
 - c. Массив по концентрической сетке относительно оси
 - d. Если «тип органа» зеркальный
 - i. Зеркальное копирование прокладок массива относительно базовой плоскости
 4. Построение резца
 - a. Построение эскиза резца для положения *stup*, *chast*
 - b. Выдавливание эскиза резца
 - c. Массив по концентрической сетке относительно оси
 - d. Если «тип органа» зеркальный
 - i. Зеркальное копирование прокладок массива относительно базовой плоскости
4. Построение погрузочных лопастей
 - a. Построение эскиза направляющей спирали
 - b. Построение профиля для выреза лопасти
 - c. Вырезать выдавливанием профиль лопасти в направлении спирали
5. Построение посадочных отверстий
 - a. Построим посадочный вырез
 - i. Построим эскиз отверстия
 - ii. Вырежем выдавливанием эскиз отверстия
 - b. Построим эвольвентное соединение
 - i. Построение эскиза профиля зуба эвольвенты
 - ii. Вырежем выдавливанием эскиз зуба эвольвенты
 - iii. Массив по концентрической сетке зуба эвольвенты

- с. Построение выреза для крышки
 - і. Смещение плоскости на расстояние «количество ступеней»
 - * «кулаков на грани»
 - 1. Построение эскиза выреза крышки
 - 2. Вырежем эскиз выреза крышки
- б. Построение расчетов
 - а. Построение схемы разрушения
 - в. Построения толщины среза
 - с. Построение моментов нагрузки
 - д. Построение схемы набора исполнительного органа

Выводы и направление дальнейших исследований.

Таким образом, разработан алгоритм для создания 3D модели дискового исполнительного органа.

Направлением дальнейшей работы является разработка программного обеспечения для визуализации 3D модели дискового исполнительного органа и его основных характеристик.

Список источников

1. Перспективы развития проходческого комбайнов / Семенченко А.К., Шабает О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В. (Донецкий национальный технический университет) // Каталог-справочник «Горная техника – 2006»
2. Горбатов П.А. Гірничі машини для підземного видобування вугілля. – Донецьк, 2006

А.К. Семенченко, д-р техн. наук, проф.,

Д.С. Яковенко, магистрант

Донецкий национальный технический университет

ПРОГРАММА ВИЗУАЛИЗАЦИИ 3D МОДЕЛИ ДИСКОВОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА И ЕГО ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Приведено описание программного кода для визуализации 3D модели дискового исполнительного органа и его основных параметров

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Современное развитие угольной промышленности Украины предусматривает непрерывного увеличения нагрузки на забой. Это обуславливает необходимость ускоренного создания горного оборудования нового технического уровня.

Важнейшим элементом, определяющим технический уровень горной машины, является ее исполнительный орган (ИО) [1,2]. Поэтому задача создание высокоэффективных ИО для горных машин является актуальной научной и практической.

Анализ исследований и публикаций. Анализ выполненных ранее работ по совершенствованию исполнительных органов показал, что вопросу автоматизированного проектирования исполнительных органов в настоящее время уделено еще не достаточно внимания. Поэтому целью данной работы явилась разработка программного кода для визуализации 3D модели дискового исполнительного органа и его основных параметров на базе ранее разработанного алгоритма [2].

Изложение материала и результаты. Программное обеспечение было разработано на языке C++ с использованием API Компас-3D [1] и имеет вид подключаемой библиотеки расширения. Для ввода начальных параметров используется MFC. После ввода начальных данных (рис.1) происходит построение выбранных опций.

После построения, имеем в результате 3D модель (рис. 2), а также основные параметры (схема разрушения массива, диаграммы толщины стружки, диаграмма моментов, схему набора) (рис. 3).

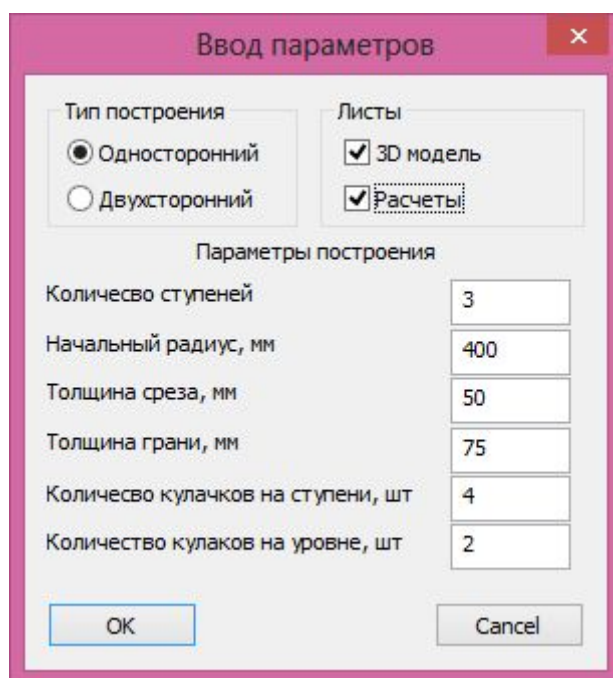


Рисунок 1- Диалоговое окно ввода параметров

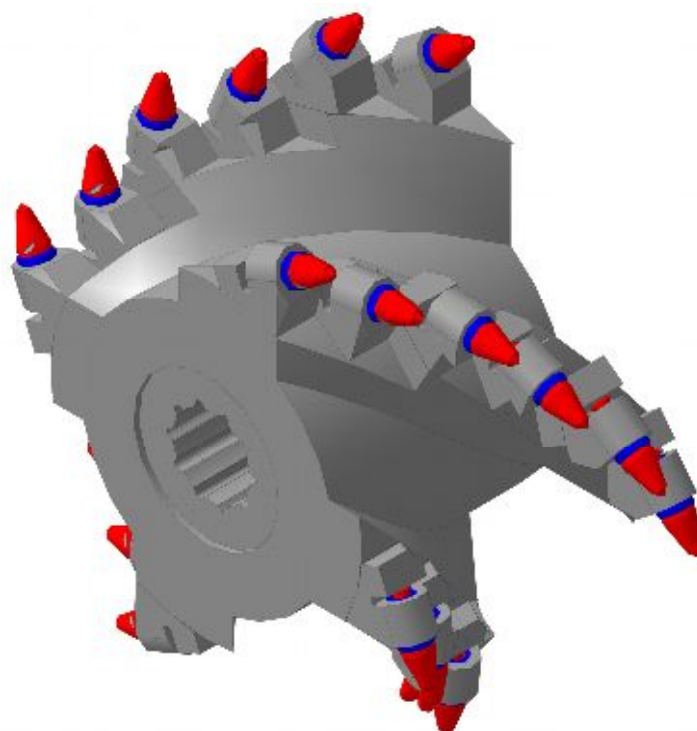


Рисунок 2 - 3D модель дискового исполнительного органа

Выводы и направление дальнейших исследований.

Разработан программный код, позволяющий визуализировать 3D модели дискового исполнительного органа и его основных параметров для режимов бокового реза и режима зарубки (схему разрушения массива, диаграмму изменения толщины стружки, диаграмму момента сил сопротивления на исполнительном органе и схему набора его резцов).

Построенную модель можно использовать для дальнейшего прочностного анализа и оптимизации проектируемого дискового исполнительного органа.

Список источников.

1. КОМПАС-3D V10 на 100 % / Кидрук М. И. – «Питер», 2009 год, 560 с.
2. Алгоритм программы построения 3D модели дискового исполнительного органа / Семенченко А.К., Яковенко Д.С. (Донецкий национальный технический университет) - Механика жидкости и газа: Материалы XI Международной научно-технической студенческой конференции - Донецк: ДонНТУ, 2012.
3. Перспективы развития проходческого комбайнов / Семенченко А.К., Шабаетов О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В. //Каталог-справочник «Горная техника – 2006»
4. Горбатов П.А. Гірничі машини для підземного видобування вугілля. – Донецьк, 2006

Н.А. Скляр, канд. техн. наук, проф.,

С.И.Бабич, магистрант

Донецкий национальный технический университет

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ВИНТОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ И РАЗРАБОТКА ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЖЕЛОБА И РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ КОНВЕЙЕРА

Представлен анализ долговечности желоба и винтового вала винтовых конвейеров для транспортирования сыпучих грузов, изложены предложения по расширению диапазона рабочих скоростей транспортирования в зависимости от свойств материала, предложения по повышению долговечности желоба и ремонтпригодности винтового конвейера в целом.

Ключевые слова: винтовой конвейер, долговечность, ремонтпригодность, производительность, желоб, вал

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Наибольшего распространения винтовые конвейеры (рис.1) получили в машиностроительном, механическом, цементном производстве, на участках углеподачи котельных, электростанций, которые работают на мелком и пылевидном топливе, в химической, сахарной и других областях промышленности.

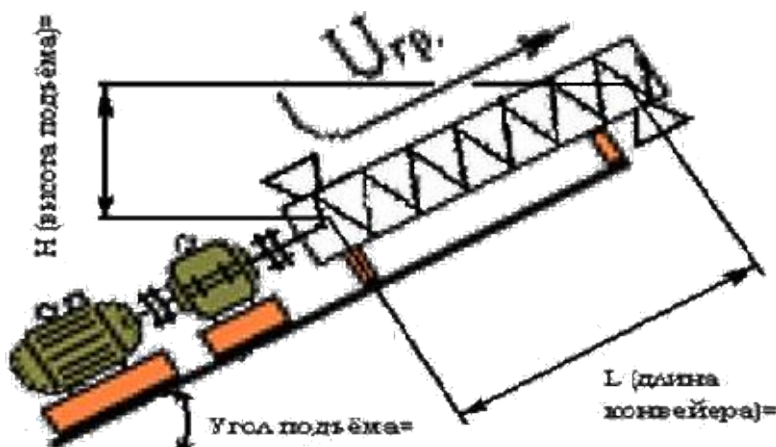


Рисунок 1 – Схема винтового конвейера

Винтовые конвейеры специального назначения, кроме транспортировки грузов выполняют некоторые технологические процессы. Они применяются в керамическом, химическом и других производст-

вах. На машиностроительных и ремонтно-механических заводах винтовыми конвейерами транспортируют стружку.

Обычно винт и желоб изготавливают металлическими, но для сильно абразивных материалов, которые быстро “съедают” детали, винт и желоб изготавливается из чугуна или специальных сплавов. Такие же конвейеры применяют и при перемещении разъедающих и кислотных материалов. В химической, а также пищевой промышленности, где нужно уберечь продукты от действия окалина, встречаются конвейеры, которые изготовлены из сплавов алюминия, бронзы, меди и нержавеющей стали разных составов. В отмеченных условиях такие конвейеры служат значительно дольше, чем изготовленные из углеродистой стали.

К главным *преимуществам* винтовых конвейеров нужно отнести: компактность конструкции и удобства расположения; конструктивную простоту и дешевизну; полностью закрытую конструкцию, которая приемлема для транспортирования продуктов тонкого помола, остропахнущих, горячих и материалов, выделяющих газы и пары; простоту досмотра конструкции и технического обслуживания; удобство промежуточной загрузки и разгрузки материалов.

Из *недостатков* винтовых конвейеров следует заметить: большие расходы электроэнергии, обусловленные интенсивным смешиванием материала, затягиванием и растиранием его в зазоре между винтом и желобом; большие коэффициенты сопротивления; измельчение и истирание транспортируемых материалов, в связи с чем снижается их потребительская ценность; необходимость равномерной работы во избежание застоя и слеживаемости материала.

Анализ исследований и публикаций.

Вопросу транспортирования сыпучих материалов уделяется большое внимание отечественных и зарубежных ученых, исследователей и работников и работников научно-производственных предприятий.

Средствами транспортирования сыпучих материалов занимались проф. А.В.Докукин, А.В.Евневич, доценты Т.Ш.Гочиташвили, П.А.Преображенский, А.А.Труфанов, И.Д.Пшеничный, инж. Л.М.Шведов, Ю.Ф.Краденов, Ю.П.Евтухов, К.Л.Котляров, В.В.Модинов и др.

Вопросы совершенствования данного вида транспорта исследовались в ряде ниже перечисленных институтов, организаций и предприятий как Казанский химико-технологический институт им.

С.М.Кирова, Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения, институт горного дела им. А.А.Скочинского, Одесский филиал научно-производственного объединения «Агропривод», Новолипецкий металлургический завод и др.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является разработка предложений по расширению диапазона скоростей транспортирования материала винтовым конвейером, повышению долговечности желоба и ремонтпригодности конвейера.

Изложение материала и результаты.

Простои основного оборудования заводов (печей, мельниц, сушильных барабанов и др.) в большинстве случаев происходят из-за низкой долговечности элементов транспортных машин. Более 60% ремонтного персонала заводов занято поддержкой в работоспособном состоянии и обеспечением непрерывной работы указанного оборудования. Поэтому наряду с улучшением конструкции и ужесточением требований к эксплуатации машин и оборудования, необходима разработка и внедрение транспортных средств нового технического уровня, которые отвечали бы требованиям производительности, долговечности и ремонтпригодности.

В винтовом конвейере наибольшему износу подвергаются вкладыши и шейки подвесных подшипников, винтовая спираль и желоб. При неравномерно увеличенной подаче материала или попадании кусков металла происходят поломки соединительных шеек вала, обрывы упорных, а иногда и подвесных подшипников, повреждение винтовой спирали и желоба. При изнашивании подшипников винт цепляется за желоб, что вызывает перегрузку электродвигателя и поломку деталей конвейера.

Подвесные подшипники винта, взаимодействуя с абразивным материалом, практически работают без смазки. Чтобы предотвратить их быстрое изнашивание, некоторые заводы наплавляют шейки вала и вкладыши сталинитом со следующим шлифованием трущихся поверхностей. Срок службы такого узла увеличивается в 5 – 6 раз по сравнению с обычно устанавливаемыми стальными соединительными шейками и чугунными вкладышами. Изнашивание подвесных подшипников снижают путем уменьшения коэффициента заполнения рабочего пространства до 0,2 (при сильно абразивных материалах) и до 0,4 (при транспортировке угля), а также уменьшая число оборотов винта до 30 за минуту.

Для предупреждения аварийного изнашивания и поломок других деталей конвейера должно быть обеспечено равномерное поступление материала, чтобы предотвратить перегрузку привода и электродвигателя при завалах транспортируемого материала. Для предотвращения попадания в конвейер крупных металлических частей необходимо на питателе установить сетку и, кроме того, ставить к электродвигателю предохранители нормального сечения, которые не допускали бы повышения силы тока более чем на 25 – 30% от нормального значения.

Главная (базовая) деталь койеверса – *желоб*. Он служит без ремонта только около *полугода*, затем нуждается в капитальном ремонте или замене на новый.

Вторая важная деталь - *винтовой вал*. Он изнашивается до предельного состояния при транспортировке сыпучих материалов примерно через *50 - 80 дней*, после чего его нужно восстанавливать путем приварки новых лопастей. Эта деталь меньше влияет на ремонтоспособность конвейера, чем желоб.

Для реализации поставленной задачи авторами предложено:

1. Предусмотреть в приводе конвейера *двухскоростной редуктор* со скоростями 0,35 м/с (для тяжелых сильно вязких материалов, например цементный раствор) и 1,05 м/с (для сухих пылевидных и мелкокусковых грузов, например, рядовых углей);

2. С целью увеличения ресурса желоба изготавливать его методом *центробежного каменного литья* в виде труб нужного диаметра;

3. Производить *футеровку* внутренней поверхности металлического желоба *базальтовыми плитками*;

4. Желоб изготавливать быстроразъемным из отдельных кусков стальных труб по ГОСТ 10704-76 длиной 1000...1500 мм с предварительным упрочнением внутренней поверхности до микротвердости $H_m = 6000 \dots 8000 \text{ Н/мм}^2$ методом *электрохимического упрочнения* (ЭМО).

1. Переключение скоростей ведомого вала редуктора предлагается производить с помощью муфты (кулачковой, магнитной и др.) по следующей кинематической схеме рис.2.

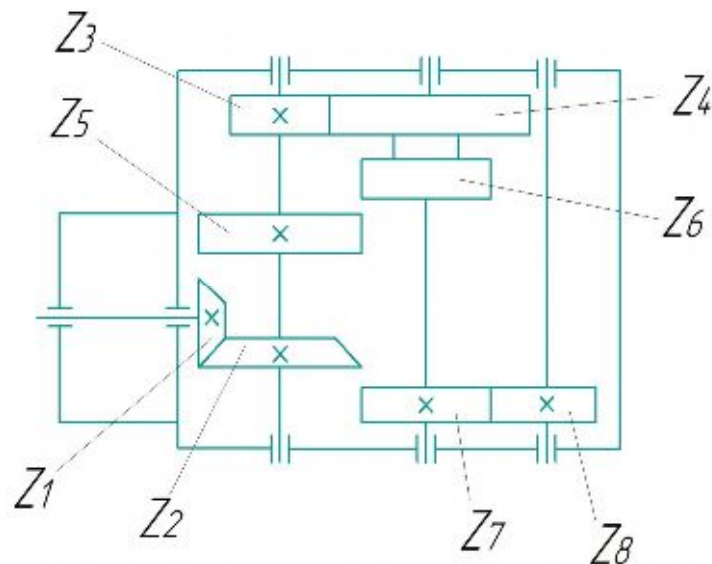


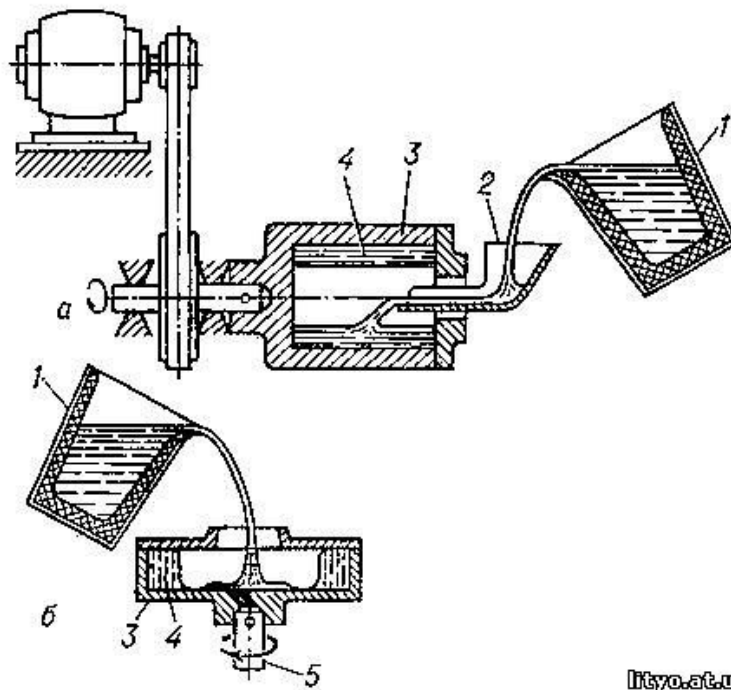
Рисунок 2 – Кинематическая схема двухскоростного редуктора винтового конвейера: : Z_1, Z_3, Z_5, Z_7 - шестерни; Z_2, Z_4, Z_6, Z_8 - зубчатые колеса (Z_4 и Z_6 объединены в блок шестерен)

2. *Каменное литье труб* — это способ получения отливок в металлических формах (рис.3). для изготовления желоба винтового конвейера. При центробежном литье растворенный каменный раствор базальта, подвергаясь действию центробежных сил, отбрасывается к стенкам формы и затвердевает. Таким образом получается отливка.

Этот способ литья широко используется в промышленности, особенно для получения пустотелых отливок (со свободной поверхностью).

В угольной промышленности базальтовым литьем футеруют желоба и отсадочные машины, скребковые транспортеры, бункера и трубопроводы. Во всех случаях срок службы по сравнению с металлом увеличивается от 3 до 10 раз. Хвостотводы обогатительных фабрик, футерованные базальтовым литьем, служат 10 и более лет, в то время как металлические хвостотводы в этих же условиях – не более 6 – 10 мес. [4].

Технология *центробежного каменного литья* обеспечивает целый ряд преимуществ, зачастую недостижимых при других способах, к примеру: высокая износостойкость, плотность материала, изоляционная способность (до 1010 В), отсутствие раковин, низкое водопоглощение и др.



lityo.at.ua

Рисунок 3 - Схема получения отливок способом центробежного литья на машинах с горизонтальной (а) и вертикальной (б) осями вращения:
1 - ковш; 2 - жёлоб; 3 - форма; 4 - отливка; 5 - шпиндель.

3. *Футерование желоба плитками.* Каменное литье является новым конструкционным материалом с высокими физико-химическими и техническими свойствами. Экспериментально доказано, что каменнолитейные изделия по некоторым техническим свойствам значительно превышают свойства черных и цветных металлов и сплавов.

Футеровальные плитки, полученные каменным литьем, представлены на рис.4.

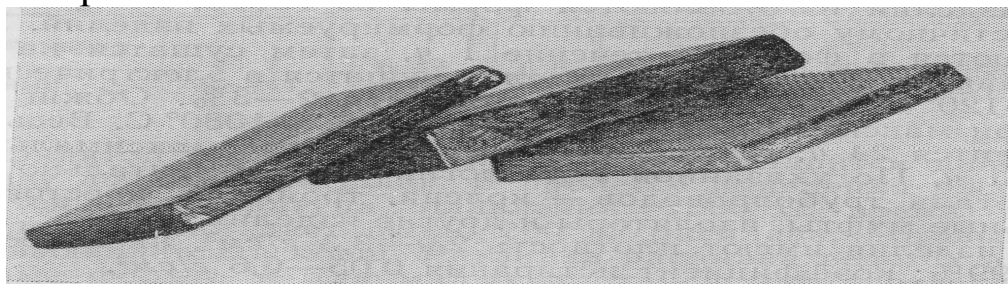


Рисунок 4 – Футеровальные плитки размером 180×115×18 мм.

4. *Способ электромеханического упрочнения внутренней поверхности желоба винтового конвейера* заключается в электромеханической обработке (ЭМО) внутренней поверхности отдельных элементов желоба из стальных труб длиной 1 – 1,5 м на токарно-

винторезном станке 16К20М. Этот станок позволяет обработку труб с наружным диаметром до 400 мм длиной до 1500 мм.

(Диапазон диаметров труб: 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400 мм).

Частота вращения шпинделя от 16 до 2000 об/мин).

Диаметр винта определяем из формулы производительности. Формулу берем из источника [3]:

$$Q = 60 (pD^2/4) * S * n * C * r * y, \quad (1)$$

где r - насыпная плотность груза (см. пункт 1.8.1.), т/м³; C - поправочный коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера: при угле наклона равном $j = 10^0$, $C=0,8$; S - шаг винта, м; n - частота вращения вала винта, об./мин; y - коэффициент наполнения желоба винта.

Опытная установка электромеханической обработки внутренней поверхности цилиндров из стали 30ХГСА представлена на рис.5.

Сущность способа ЕМО деталей заключается в том, что через деформирующий элемент, например, накатный ролик, пропускают ток большой силы и низкого напряжения. В результате прохождения через зону контакта ролика с деталью электрического тока высокой плотности происходит локальный разогрев контактной зоны к температуре, что отвечает фазовому превращению материала для среднеуглеродистых и легированных сталей $T=850...950^{\circ}C$. За счет высоких скоростей нагревания и охлаждения контактной зоны в условиях определенного усилия деформации в поверхностном слое образуются высокотвердые и износостойкие поверхности, так называемые, "белые" и "серые" слои глубиной 0,02...0,3 мм .

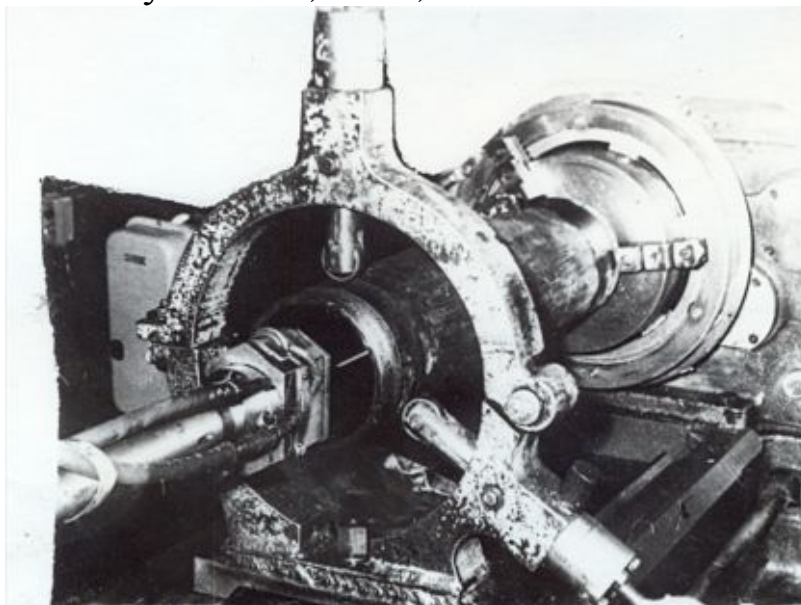


Рисунок 5 – Опытная установка электромеханической обработки цилиндров (Рутченковский завод «Гормаш»)

При этом одновременно достигается снижение шероховатости поверхности на 2...3 класса, причем микронеровности имеют округлую форму, что на 30...40% увеличивает площадь фактического контакта по сравнению с обработкой шлифованием к одинаковому значению параметра шероховатости / 1 /.

Параметры установки ЭМО

1.Скорость вращения опытного образца, (об/мин)	60...700
2.Подача суппорта устройства, (мм/об)	0,08...0,32
3.Усилие при давлении ролика к образцу, (Н)	50...1200
4.Сила тока (А)	100...1500
5.Напряжение силового источника тока, (В)	0,5...7

В работе использовался метод планирования эксперимента. Проводилось построение планов первого порядка полнофакторного эксперимента 2^3 (табл. 1).

Входными параметрами служили:

R_a - средняя шероховатость поверхности, мкм;

H_{M1}, H_{M2} – средняя микротвердость на глубине соответственно 0,02 и 0,05 мм от поверхности, Н/мм².

Входная шероховатость образцов в эксперименте была принята $R_a = 1,8 \div 1,9$ мкм.

Расчетная площадь контакта $F = 0,5$ мм².

Проведено два повторных эксперимента.

В результате подсчета регрессионных коэффициентов и проверки их значимости по критерию Стьюдента с уровнем значимости $1 - \alpha = 0,80$ (незначимые коэффициенты были исключены), получены уравнения регрессии:

Таблица 1 – Факторы и уровни их варьирования

Факторы	Кодовое обозначение	Уровни варьирования фактора		
		нижний $x_i = -1$	основн. $x_i = 0$	верхний $x_i = +1$
Скорость обкатки, м/мин	x_1	7	10,5	14
Плотность тока, А/мм ²	x_2	500	630	760
Удельное давление, Н/мм ²	x_3	300	400	500

$$R_a=0,728+0,061x_1-0,085x_2-0,011x_3 \quad (2)$$

$$H_{m1}=6940-813x_1+1938x_2-938x_3-563x_1x_2+563x_1x_3-688x_2x_3 \quad (3)$$

$$H_{m2}=4413+1013x_2 \quad (4)$$

Проверка адекватности моделей производилась по критерию Фишера при $P = 0,95$ с числом степеней свободы для оценки дисперсии ошибок наблюдения $\varphi_2 = 8$ и для суммы квадратов, которые характеризуют неадекватность моделей $\varphi_1 = 4$.

Следует отметить тот факт, что при плотности тока $j = 760$ А/мм² отмечена очень высокая микротвердость в поверхностной зоне $h = 0 \div 0,05$ мм ($H_m = 13000$ Н/мм²), что, очевидно вызвано повышенным изнашиванием и диффузией материала накатного ролика (твердый сплав) в поверхностном слое обрабатываемого образца.

Из проведенных исследований очевидно, что после электрохимической обработки образцов из стали микротвердость увеличивается в 2-3 раза по сравнению с упрочнением поверхности твердым роликовым инструментом.

Установлены рациональные режимы ЭМО:

$J = 500 \div 750$ А/мм², $p = 300-500$ Н/мм², $V = 7-14$ м/хв, при которых достигается шероховатость поверхности металлических образцов в пределах $Ra = 0,6 \dots 0,7$ мкм наряду с высоким значением микротвердости $H_m = 6000 \dots 7500$ Н/мм² по сравнению $H_m = 2600$ н/мм² без ЭМО.

Оценка коррозионной стойкости образцов производилась по методике ускоренных испытаний на коррозионную стойкость материалов разработанной в ИГД им. А.А. Скочинского [4]. Схема процесса исследования представлена на рис. 6.

Исследуемые участки 5 образца покрывались фильтровальной бумагой 6, концы 7 которой опускались в трехпроцентную эмульсию 8 с присадкой АКВОЛ-3, которая является рабочей жидкостью гидроцилиндров мехкрепей, изготовленных из стали 30ХГСА. Образцы 1 помещались в герметично закрытый эксикатор 4 с крышкой 3.

С целью проведения ускоренных испытаний над опытным образцом подвешивался тигель 2 с серной кислотой.

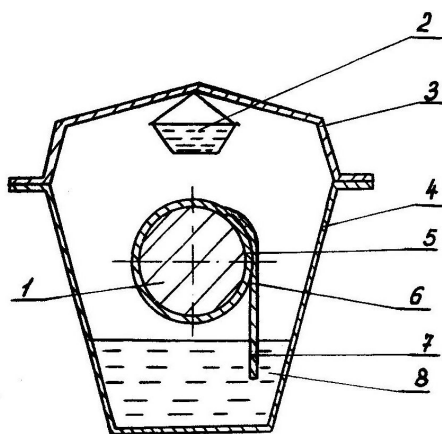


Рисунок 6 - Схема процесса исследования коррозионной стойкости опытных образцов

Условная коррозионная стойкость (K) определялась по формуле:

$$K = \frac{100 - A}{100} \quad (5)$$

где A – площадь поверхности, поврежденной коррозией, %

Результаты исследования образцов на коррозионную стойкость приведены в табл. 2.

В результате исследования построены графики зависимостей условной коррозионной стойкости K , параметра шероховатости Ra и поверхностной микротвердости H_m от плотности электрического тока j в зоне контакта упрочняющего ролика с обрабатываемой поверхностью образцов, которые представлены на рис. 7

Таблица 2 - Режимы ЭМО и коррозионное повреждение образцов

№№ образцов	Плотность тока, j , А/мм ²	Удельное давление ролика, p , Н/мм ²	Скорость обкатки V , м/мин	Коррозия, %
1	0	2000	60	12,20
2	350	500	10,5	7,75
3	500	500	10,5	4,85
4	600	500	10,5	0
5	650	500	10,5	0
6	700	500	10,5	0
7	800	500	10,5	1,47

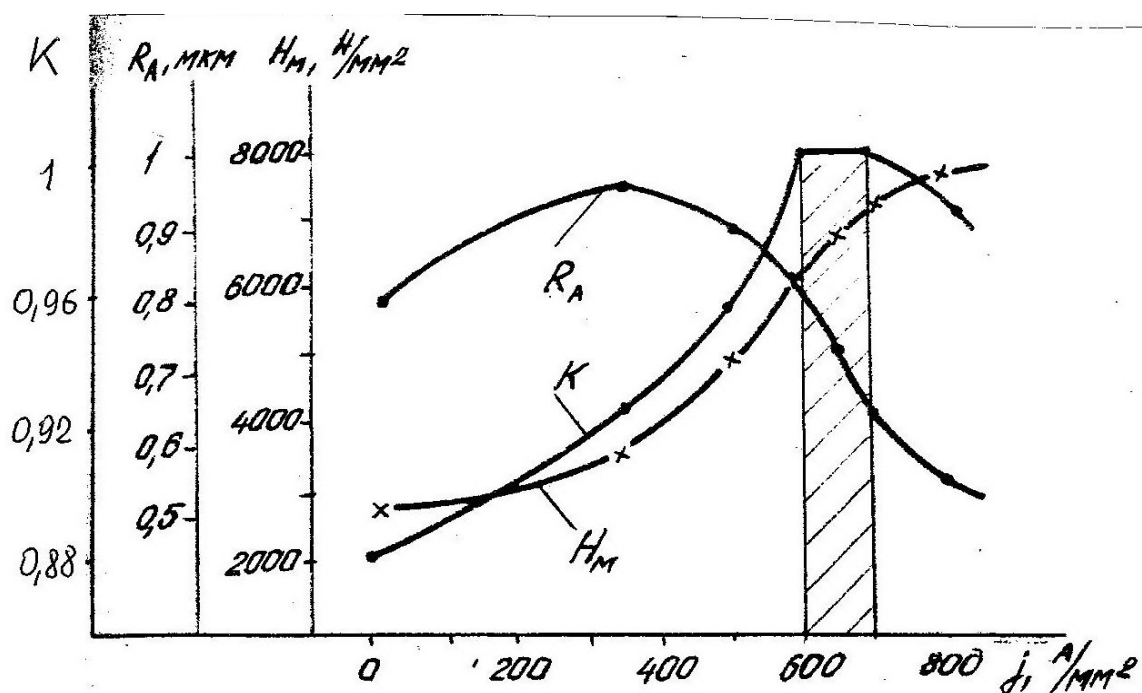


Рисунок 7 - Зависимости условной коррозионной стойкости K , параметра шероховатости R_a поверхностной микротвердости H_m образцов из стали 30XГСА, упрочненной при $V=10,5$ м/мин и $p=500$ Н/мм² от плотности электрического тока j

Из результатов исследования следует, что наилучшим режимом ЭМО, при котором отсутствует коррозия испытанных образцов, является режим с плотностью тока $j=600...700$ А/мм², при этом обработанная поверхность имеет хорошие показатели параметра шероховатости $R_a=0,65...0,80$ мкм и поверхностную микротвердость $H_m=5700...7000$ Н/мм² (заштрихованная область на рис. 7).

Таким образом, использование указанных в работе методов изготовления и обработки желоба позволит увеличить его долговечность, а сборка желоба из отдельных секций длиной 1000...1500 мм обеспечит повышение ремонтпригодности винтового конвейера в целом. Кроме того, применение двухскоростного редуктора – позволит регулировать производительность винтового конвейера в зависимости от свойств транспортируемого груза.

Список источников

1. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей электромеханической обработкой. Л.: Машиностроение. 1977.-183 с.
2. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов/К. Картман, Э. Лецкий, В. Шеффер и др.-М.:Мир, 1977.-552с.
3. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры.- М.: Машиностроение, 1972. 184 с.: ил.

4. Зенков Р.Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные, машины и оборудование». – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.: ил.
5. Комплекс методик лабораторных испытаний рабочих жидкостей для гидросистем для шахтных крепей и гидромурф.-М.: ИГД им. А. А.Скочинского, 1981.-16с.

Н.А. Скляр, С. Бабич. Аналіз характерних пошкоджень елементів гвинтових конвеєрів та розробка пропозицій щодо підвищення довговічності жолобу й ремонтпридатності конвеєра. У статті приведений аналіз довговічності жолобу й гвинтового валу гвинтових конвеєрів для транспортування сипучих вантажів, викладені пропозиції щодо поширення діапазону робочих швидкостей транспортування залежно від якостей матеріалу, пропозиції щодо підвищення довговічності жолобу й ремонтпридатності гвинтового конвеєра в цілому.

Гвинтовий конвеєр, довговічність, ремонтпридатність, продуктивність, жолоб, вал

N. Sklarov , S. Babich. Signature analysis damage elements of screw conveyors and proposals to improve durability and maintainability of the conveyor chute. In this article were presented the analysis of the gutter and durability screw shaft screw conveyor for conveying bulk goods, proposals to broaden the range of operating speeds that depending on the transport properties of the material to enhance the durability and maintainability trough screw conveyor as a whole.

Screw conveyor, durability, maintainability, performance, chute, shaft.

A.V. Snytkina, l'étudiante

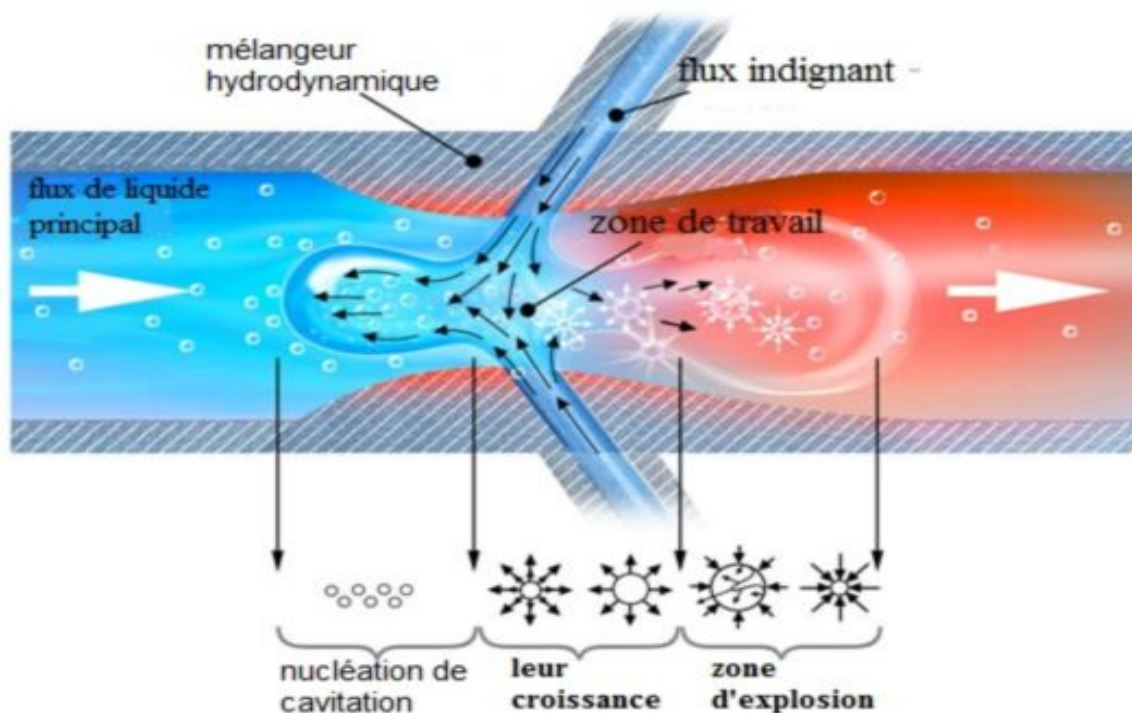
A.F. Yatcenko, candidat des sciences techniques, professeur,
L'université de Donetsk nationale technique

ÉTUDE DE LA CAVITATION DES POMPES REGIMES MINIERS

On examine le phénomène de la cavitation, son principe, les raisons de l'apparition, le compte, et les méthodes de la prévention.

La cavitation s'appelle le phénomène de la formation de vapeur et la mise en relief de l'air, conditionné par la baisse de la pression au liquide. Le bouillonnement du liquide sert de la raison de son apparition à la température normale et la pression basse. L'apparition de la cavitation est favorisée l'air dilué dans l'eau, qui se détache à la réduction de la pression.

Théoriquement le liquide commence à bouillir, quand la pression dans certains terrains du flux baisse à la pression de ses vapeurs saturées. En réalité la pression, à qui commence la cavitation, dépend beaucoup de l'état physique du liquide. Si le liquide contient une grande quantité d'air dilué, la réduction de la pression amène à la mise en relief de l'air du liquide et la formation des cavités à gaz, auxquelles la pression plus haut que la pression des vapeurs saturées du liquide. À la présence dans le liquide des bulles microscopiques, non vues par l'oeil la cavitation peut apparaître aux pressions excédant la pression de la vapeur saturée. Chacun la bulle de la cavitation, en étant formé du noyau, grandit jusqu'aux



montants finaux, après quoi converge. Tout le procès se passe pendant quelques millisecondes. Les bulles peuvent apparaître l'un après l'autre tellement vite que semblent par une caverne.

La cavitation est accompagnée par d'autres phénomènes physiques. Ainsi, au moment de la convergence on observe une faible luminescence de la bulle, les raisons de qui jusqu'ici on ne savent pas, ainsi qu'à l'intérieur de la bulle apparaissent de hautes pressions et les températures.



Cavitation dans les pompes et ses aspects.

Dans les conditions de la cavitation le fonctionntment des pompes se caractérise par la réduction du débit et du rendement, d'apparition du bruit et de la vibration dans les installations de pompage, de la sortie des pompes de l'ordre.

Les pompes fonctionnent en régime de la cavitation, quand les pressions sont assez basses ou les vitesses sont assez grandes.

$$\frac{p_a}{\rho} - gh_s - g\Delta h \approx \frac{p_v}{\rho}$$

où p_a - la pression atmosphérique,

p_v - les pressions des vapeurs ou la pression critique,

$$g\Delta h = \frac{V_{m1}^2}{2} + \lambda \frac{W_1^2}{2}$$

ici λ - le coefficient empirique dépendant de la forme de l'omoplate.

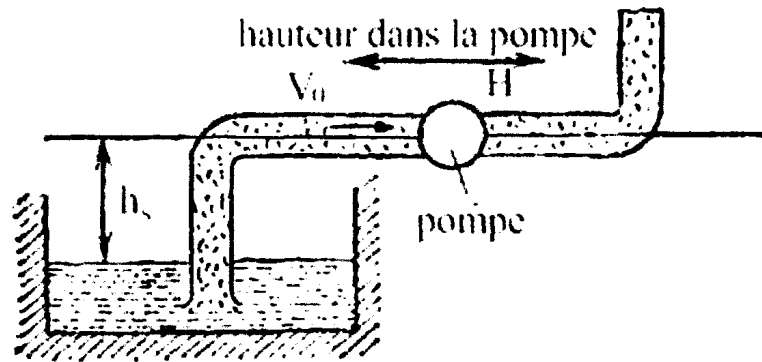


Figure 2.4 – Schéma de la pompe

Tomas a supposé [9] que la valeur Δh est proportionnelle H , et a défini le nombre de la cavitation dans l'aspect

$$\sigma_{Th} = \frac{\Delta h}{H}$$

où H - la pression complète de la pompe,

Δh - la différence portée vers le poids spécifique de la pression statique dans le raccord de tuyau d'aspiration et la pression des vapeurs saturées (le stock de la cavitation):

$$\Delta h = \frac{p_a}{\rho g} - h_s \frac{p_v}{\rho g}$$

Souvent se servent aussi de la valeur

$$g\Delta h = \frac{p_a}{\rho} - gh_s \frac{p_v}{\rho}$$

Ainsi, $g\Delta h$ est égale à l'énergie complète (par unité de la masse) en collerette d'aspiration de la pompe à l'exception de l'énergie de la vapeur.

Alors

$$\sigma_{Th} = \frac{\Delta h}{\frac{H}{g}} = \frac{g\Delta h}{H}$$

où H - l'énergie totale spécifique égale gH .

Le nombre de la cavitation pour les omoplastes de la pompe est défini selon la formule

$$\sigma_b = \frac{p_1 - p_v}{\frac{W_1^2}{2g}}$$

Où p_1 - la pression statique devant l'omoplate,

W_1 - la vitesse relative devant l'omoplate (à l'entrée de la roue).

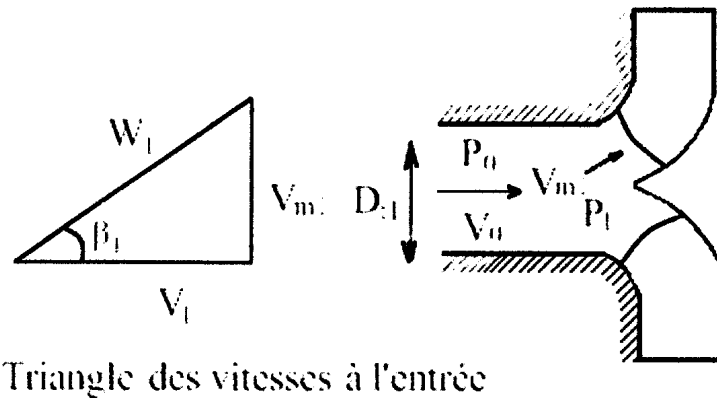


Figure 2.5 – Schéma du courant dans la pompe

Un autre paramètre utile est le coefficient analogue selon la structure au coefficient de la rapidité, mais défini par:

$$K_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{31}$$

La valeur σ_{Th} est liée K_s au rapport

$$\sigma_{Th}^{3/4} = \frac{K_n}{17}$$

où K_n - le coefficient de la rapidité. Pour les pompes géométriquement semblables à de diverses vitesses et les diamètres est juste la loi suivante du modelage:

$$\frac{\Delta H_1}{H_1} = \left(\frac{N_1}{N} \right) \cdot \left(\frac{D_1}{D} \right)$$

Le fonctionnement de la pompe en régime de la cavitation, en général, ne cède pas à la gestion.

Dans les pompes centrifuges la chute soudaine des caractéristiques se passe à cause de la fermeture de l'intervalle de la roue à aube.

La cavitation non seulement se fait sentir négativement le régime de fonctionnement de la pompe, mais son développement amène vers intense les érosions de la cavitation des roues à aube et d'autres éléments de la partie courante.

Raisons de l'apparition de la cavitation

Les raisons de l'apparition de la cavitation sont:

1. Augmentation de la hauteur d'aspiration géodésique.
2. Augmentation de la température du liquide pompé. La température à la profondeur de H:

$$T = T_0 + \alpha H$$

où a - le gradient thermique, que pour les puits de mine secs peut être accepté égale à $0,01 \text{ } ^\circ\text{C/m}$.

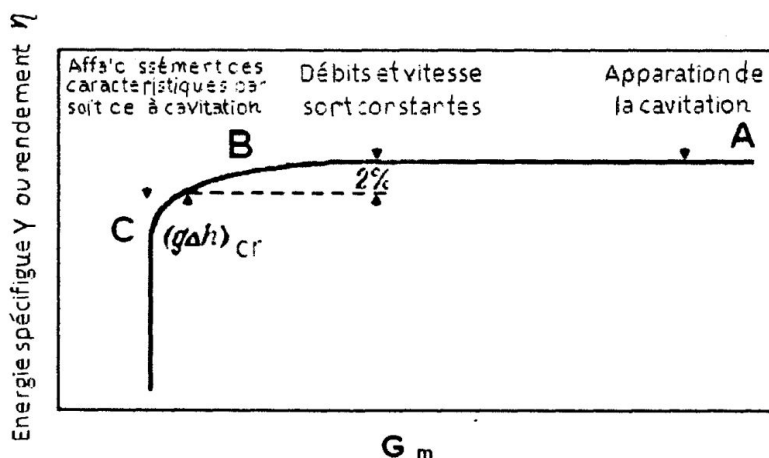


Figure 2.7 – Caractéristiques de la cavitation de la pompe

1. Augmentation des pertes de pression dans la conduite d'aspiration à la suite de sa obstruction ou la panne de l'armature de pompe.
2. Aspiration de l'air par l'étanchéité dans l'amenée de la pompe.



Le moyen le plus efficace pour prévenir l'apparition de la cavitation dans les systèmes hydrauliques est d'augmenter la pression de service dans les zones problématiques. En particulier, d'une manière radicale pour faire face à la cavitation dans les pompes est l'utilisation de pompes à main.

Pour la réduction de l'effet détruisant de la cavitation utilisent les matières antiérosives, les couvertures spéciales du bronze, le chrome etc.

Le plus ferme à l'érosion hydraulique sont le titan, le bronze et l'acier inoxydable, mais les moins ferme - la fonte et acier au carbone.

Список источников.

1. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки //В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. М: Недра,1987.-266 с
2. Гидропривод и гидропневмоавтоматика //Т.М.Башта. М: Машиностроение, 1972.-26 с

Е.Ю. Степаненко, ассистент, **Б.Д. Вепринцев**, студент
Донецкий национальный технический университет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Разработаны структура и интегрированная математическая модель системы подачи стреловидного исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Основным энергоносителем для всех отраслей народного хозяйства Украины является уголь, 80% залежей которого сосредоточено в тонких пластах. Это обуславливает высокую себестоимость добычи и необходимость интенсивного роста производительности очистных забоев. Основным сдерживающим фактором роста нагрузки на лаву является отставание в подготовке нового фронта очистных работ. Ресурс существующих проходческих комбайнов (6-32 тыс. м³), не всегда позволяет проходить выработку без капитальных ремонтов. Кроме того, выработки проводятся со значительными переборами породы (до 20%), а прочность разрушаемых пород в пределах даже одного подготовительного забоя колеблется в довольно широком диапазоне (1:8). Все это негативно сказывается на ресурсе и производительности проходческих комбайнов (ПК), одним из направлений повышения технического уровня которых является совершенствование системы подачи их исполнительного органа.

Анализ исследований и публикаций. Вопросу исследования функционирования систем подачи исполнительных органов ПК посвящено множество работ [1-3]. Авторами [1,2] разработаны классификации существующих способов регулирования нагрузки на привод резания ПК. В работе [3] предложена структура гидропривода подачи исполнительного органа с плавным регулированием нагрузки путем изменения рабочего объема гидронасоса. Однако, как показали исследования, указанный способ обладает высокой инерционностью, что негативно сказывается на ресурсе и производительности комбайна. Таким образом, необходим дальнейший поиск рациональных путей регулирования производительности ПК на основе совершенствования структуры и параметров системы подачи их исполнительного органа.

Постановка задачи. Разработать структуру и математическую модель системы подачи стреловидного исполнительного органа с регулируемым гидроприводом с низкой инерционностью.

Изложение материала и результаты.

Структура системы подачи исполнительного органа существующих ПК избирательного действия, наиболее широко используемых на шахтах Украины, может быть условно разделена на:

1) силовую часть, включающую корпус комбайна, поворотную турель, стрелу, редуктор исполнительного органа; гидроцилиндры поворота турели, подъема стрелы и выдвигания исполнительного органа; гидрозажимы исполнительного органа и его привода в направляющих стрелы; шарниры соединения поворотной турели с корпусом комбайна и стрелы с поворотной турелью, а также опоры корпуса комбайна о почву и опоры редуктора привода исполнительного органа в направляющих стрелы;

2) гидропривод подачи, типовая схема которого приведена в работе [3] на примере комбайна КПД как типичного представителя ПК среднего типа, наиболее распространенных на шахтах Украины.

Основным недостатком рассмотренной структуры системы подачи стреловидного исполнительного органа является нерегулируемая скорость его движения, что не позволяет максимально использовать установленную мощность привода резания комбайна и снижать пиковые нагрузки, возникающие при разрушении крепких пород и твердых включений в забоях неоднородной прочностной структуры.

Различают несколько способов регулирования скорости подачи исполнительного органа ПК [1]:

1. Ступенчатое регулирование подачи насосной установки путем подключения к исполнительным гидроцилиндрам разного числа нерегулируемых насосов или секций нерегулируемого насоса.

2. Дроссельное регулирование гидropередачи «нерегулируемый насос - гидроцилиндры» путем отвода регулируемой части подаваемой рабочей жидкости в бак.

3. Объемное регулирование гидropередачи «регулируемый насос - гидроцилиндры» путем изменения рабочего объема регулируемого гидронасоса.

Безусловно, наиболее перспективным по критериям плавности регулирования и нагрева рабочей жидкости является объемное, позволяющее реализовать рациональные значения скорости подачи исполнительного органа ПК в зависимости от характеристик разрушае-

мой среды. Однако, как показано в работе [3], объемное регулирование подачи гидронасоса обладает высокой инерционностью (порядка 1,5 – 2,0 с при переходе на разрушение породы пятикратной контактной прочности) при значениях скорости изменения коэффициента регулирования $0,03-1,0 \text{ с}^{-1}$.

Одним из возможных способов регулирования скорости подачи исполнительного органа с более низкой инерционностью является частотное регулирование асинхронных двигателей, связанных с нерегулируемыми гидронасосами. Частотный преобразователь позволяет точно управлять скоростью и моментом электродвигателя по заданным параметрам в соответствии с характером нагрузки, что в свою очередь, позволяет осуществлять точное регулирование без тяжёлых переходных процессов. Время реакции современных частотных преобразователей на изменение выходного тока двигателя (момента нагрузки) составляет 50...200 мсек.

Структура системы подачи стреловидного исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом приведена на рис. 1.

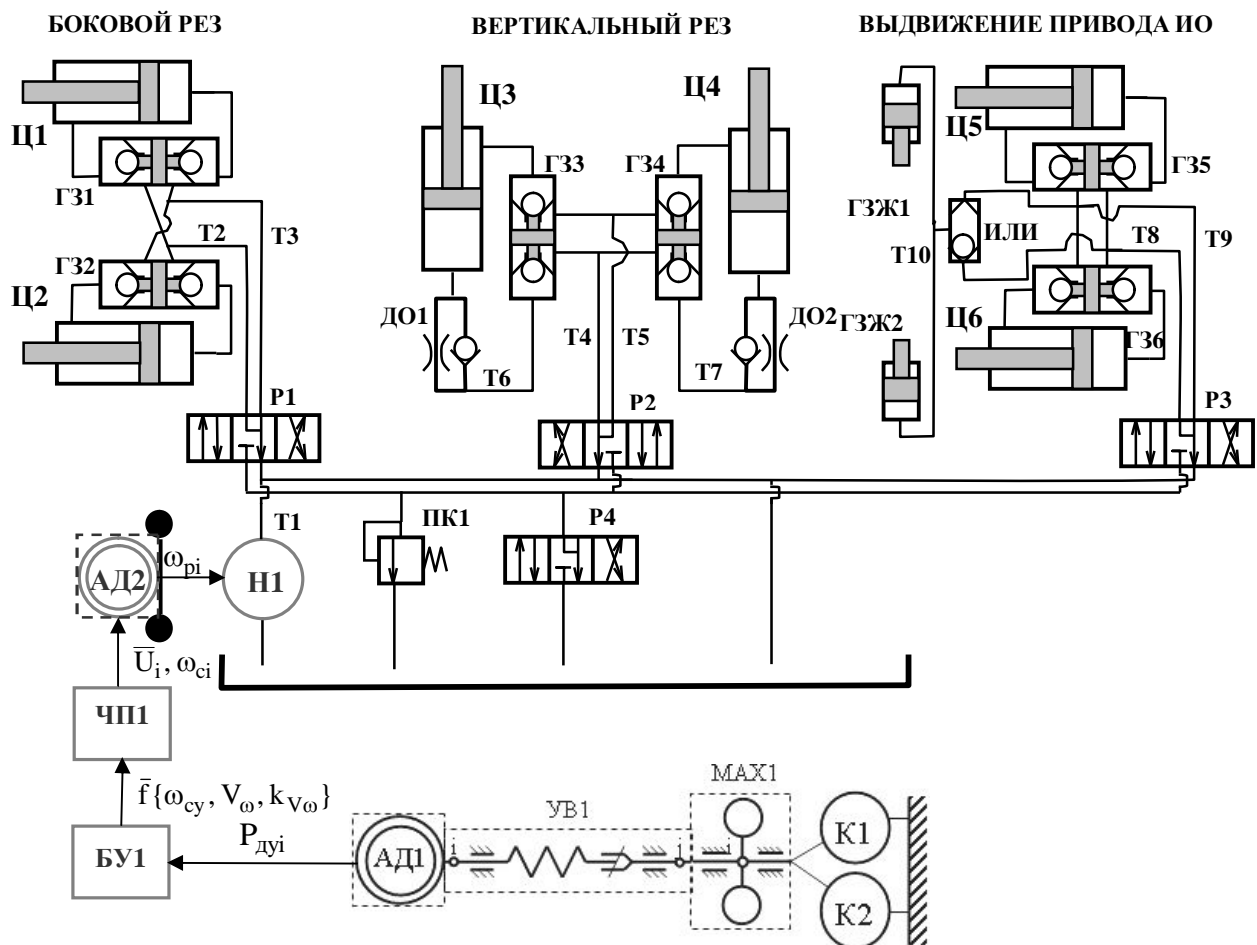


Рис. 1 – Структура системы подачи стреловидного исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом

Подлежащий регулированию параметр (мощность двигателя резания АД1) измеряется датчиком, сигнал $P_{дi}$ которого подаётся в блок управления БУ1 частотным преобразователем ЧП1. БУ1 рассчитывает усредненное значение мощности двигателя резания $P_{дyi}$ за заданное число шагов регулирования k и сравнивает его с диапазоном рациональных значений мощности ($P_{ном} \pm P$). Если значение $P_{дyi}$ принадлежит указанному диапазону, то значение угловой скорости питающего напряжения ω_{ci} остается неизменным, в противном случае угловая скорость определяется как функция $\omega_{ci} = F(\omega_{cy}, V_{\omega}, k_{V\omega})$:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{дyi} = \left(\sum_{j=(i-k)}^{j=i} P_{дj} \right) / k; \\ \omega_{ci} = \omega_{c(i-1)} \text{ if } (P_{ном} - P) \leq P_{дyi} \leq (P_{ном} + P); \\ \omega_{ci} = \omega_{c(i-1)} + \Delta t (V_{\omega} + k_{V\omega} |\omega_{cy} - \omega_{c(i-1)}|) \cdot \text{sign}(\omega_{cy} - \omega_{c(i-1)}) \text{ else,} \end{array} \right.$$

где $\omega_{c(i-1)}$ - значение угловой скорости питающего напряжения на $(i-1)$ шаге регулирования; Δt - шаг регулирования; V_{ω} - постоянная скорости изменения угловой скорости питающего напряжения; $k_{V\omega}$ - коэффициент пропорциональности между скоростью изменения угловой скорости питающего напряжения и его отклонением от заданной блоком управления синхронной угловой скорости ω_{cy} .

На выходе частотного преобразователя ЧП1 имеем значения напряжений в соответствующих фазах и угловой скорости питающего напряжения, которые являются входными величинами для двигателя подачи исполнительного органа АД2. Закон изменения напряжения зависит от характера момента нагрузки и для насоса напряжение на статоре приводного двигателя должно регулироваться пропорционально квадрату угловой скорости. Математические модели функционально-законченных элементов, входящих в структуру системы подачи стреловидного исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом (рис. 1) приведены в работах [4,5]. Двигатель АД2 развивает угловую скорость ротора ω_{pi} , которая является скоростью вращения гидронасоса Н1, нагнетающего рабочую жидкость в напорную магистраль.

Математическая модель рабочего процесса системы подачи стреловидного исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом в интегрированном виде запишется как:

$$F_{\text{спч}}(X_{\text{спч}}, P_{\text{спч}}, Y_{\text{спч}}) = 0,$$

где $X_{\text{спч}}$ – входной вектор, компонентами которого являются параметры внешней разрушаемой среды и режима работы системы подачи исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом; $P_{\text{спч}}$ – вектор параметров; $Y_{\text{спч}}$ – выходной вектор, компонентами которого являются нагрузки, положения пространственно-перемещающихся масс, моменты и угловые скорости элементов систем подачи и привода исполнительного органа.

Выводы и направление дальнейших исследований.

Установлено, что одним из наиболее перспективных способов регулирования скорости подачи исполнительного органа проходческого комбайна является частотное регулирование. Разработаны структура и интегрированная математическая модель рабочего процесса системы подачи стреловидного исполнительного органа с частотно-регулируемым гидроприводом, обладающим высокой скоростью реакции на изменение нагрузки приводного двигателя резания проходческого комбайна (порядка 50...200 мсек). Направлением дальнейших исследований является оценка эффективности предложенной структуры системы подачи на основе имитационного моделирования ее рабочего процесса.

Список источников.

1. Горбатов П.А. Гірничі машини для підземного видобування вугілля. - Донецьк, 2006. - 669с.
2. Семенченко А.К. Обоснование рационального способа регулирования нагрузки на привод исполнительного органа проходческого комбайна / Семенченко А.К., Хиценко Н.В. // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. - Донецьк, 2003. - Вип. 96. - С. 165-172.
3. Повышение ресурса проходческих комбайнов с аксиальными коронками на основе регулятора нагрузки в системе подачи исполнительного органа / Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В., Семенченко Д.А., Степаненко Е.Ю.// Наукові праці ДонНТУ. Серія: гірничо-електромеханічна. - Донецьк, 2008. - Вип. 16 (142). - С. 265-274.
4. Семенченко А.К. Многокритериальный синтез горных машин и процесса их восстановления как динамических систем / Семенченко А.К., Кравченко В.М., Шабаев О.Е. – Донецк, 2002 – 312 с.
5. Шабаев О.Е. Математическая модель рабочего процесса частотно регулируемого привода мехатронного выемочного комбайна / Шабаев О.Е., Семенченко А.К., Хиценко Н.В. // Наукові праці ДонНТУ. Серія: гірничо-електромеханічна. - Донецьк, 2009. – Вип. 17(157). - С. 266-273.

Д.С. Сульжук, студент,
Б.В. Гавриленко, канд. техн. наук, доц.
Донецкий национальный технический университет

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СТАБИЛИЗАЦИЯ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Ленточные конвейеры являются в настоящее время основным средством непрерывного транспорта на шахтах и рудниках. В угольных шахтах рост нагрузок на очистной забой, происходящий благодаря совершенствованию технологий и применению высокопроизводительных механизированных комплексов и струговых установок, концентрации горных работ, совершенствованию схем вскрытия и подготовки, обусловил широкое применение конвейеров для транспортирования угля и сланца от очистных забоев.

Эффективность использования ленточных конвейеров определяется сроком службы лент и надежностью узлов конвейера в сложных условиях горнодобывающих предприятий.

Долговечность конвейерных лент в наибольшей степени зависит от свойств транспортируемого груза, от уровня динамических нагрузок, которые она испытывает в загрузочном пункте и при движении по роlikоопорам. Одним из важных факторов является также отсутствие регулярных явлений проскальзывания ленты по приводным барабанам.

В настоящее время этим вопросам уделяется недостаточное внимание. Динамические процессы в ленточных конвейерах, в особенности во время пуска, могут привести к неустойчивой работе привода конвейера, связанной со срывом сцепления, частичной или полной пробуксовке ленты по приводному барабану. Пробуксовка недопустима по причинам, связанным с изнашиванием футеровки барабана и нерабочей обкладки ленты, нагревом барабана и снижением коэффициента сцепления тягового органа с ведущей конструкцией. Все это в итоге не только приводит к аварийным ситуациям, но и может стать причиной возникновения пожаров.

Разработка натяжных устройств, позволяющих автоматически поддерживать соотношение натяжений ленты в точках набегания и сбегания на приводном барабане и сравнивать его с тяговым фактором, позволит во многих случаях исключить пробуксовку.

Таким образом, одним из наиболее актуальных направлений исследований является поиск и научное обоснование новых конструктивных решений систем и устройств автоматического регулирования натяжения конвейерной ленты.

При непрерывном регулировании скорости ленточного конвейера, натяжение на приводном барабане постоянно изменяется.

Анализ [1] показывает, что соотношение между натяжениями на набегающей и сбегающей ветвях не отвечает соотношению Эйлера:

$$S_4 = S_1 \cdot E^{\mu\alpha} \quad (1)$$

где S_4 - натяжение на грузовой ветви, S_1 - натяжение на порожней ветви, α - угол охвата барабана лентой, μ - коэффициент сцепления ленты с барабаном.

Анализ (1) показывает, что устранение пробуксовки возможно за счет изменения натяжений ветвей ленты. Таким образом, регулируя перемещение каретки натяжного устройства, выполняется соотношение Эйлера (1)

Расчетная схема для конвейера с двухдвигательным головным приводом и натяжным устройством, расположенным в хвостовой части конвейера, изображена на рис. 1.

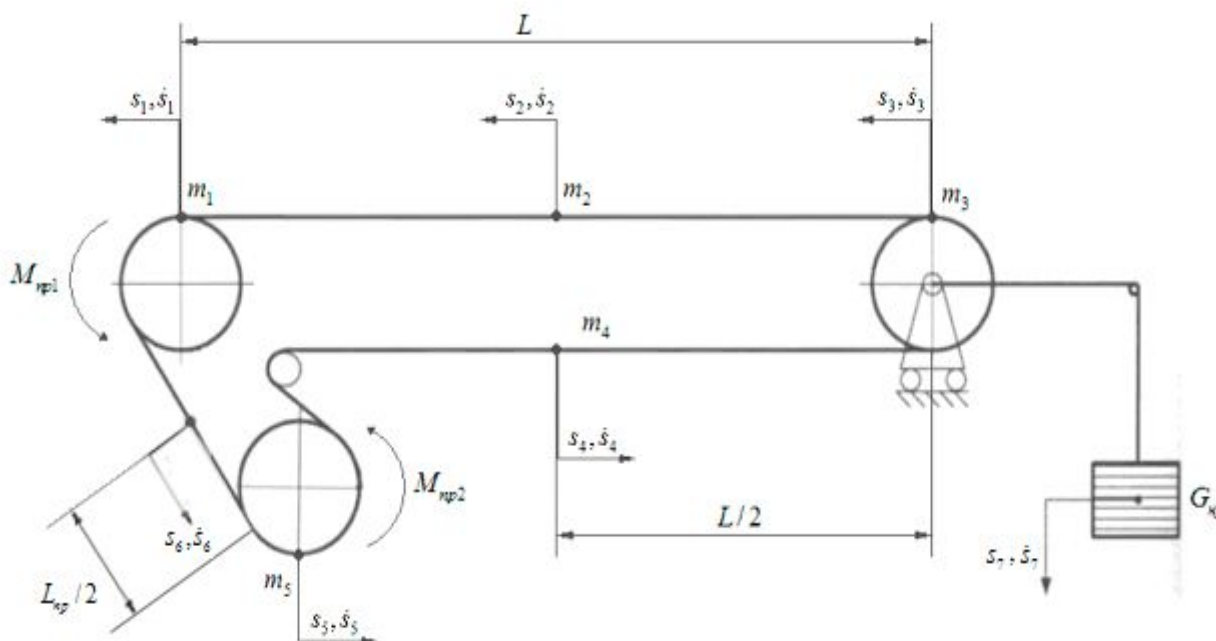


Рисунок 1- Расчетная схема ленточного конвейера

При построении математической модели, распределенная масса ленты с грузом представлена тремя массами на грузовой ветви и тремя массами на порожней ветви (в том числе распределенная масса на промежуточной ветви между приводными барабанами). В качестве обобщенных переменных приняты координаты положения пяти сосредоточенных масс $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6$, их скоростей $\dot{s}_1, \dot{s}_2, \dot{s}_3, \dot{s}_4, \dot{s}_5, \dot{s}_6$, перемещения $s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6$, а так же положение и скорость перемещения натяжного устройства s_7, \dot{s}_7 .

Результаты моделирования системы «ленточный конвейер – асинхронные привода» – графики переходных процессов по скоростям сосредоточенных масс ленты конвейера и динамики тягового фактора приведены на рис.2. и рис. 3.

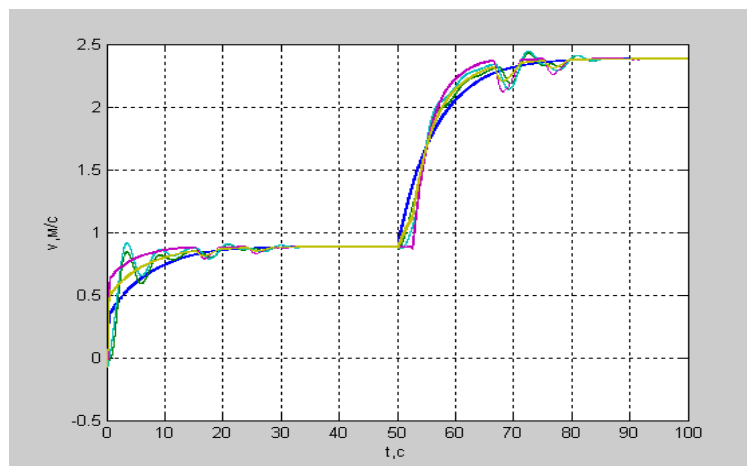


Рисунок 2 - Переходные процессы по скоростям сосредоточенных масс ленты конвейера без применения регулирования.

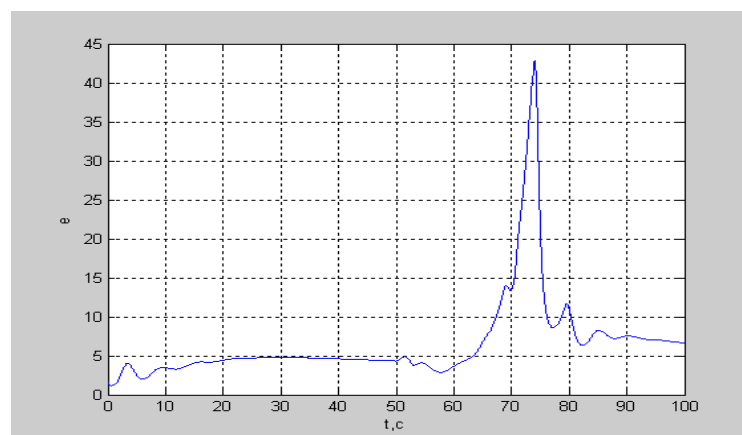


Рисунок 3 - Динамика тягового фактора без применения регулирования.

Результаты моделирования показывают, что система ленточного конвейера без стабилизации тяговой способности работает неудовлетворительно, так как наблюдаются значительные колебательные процессы в переходных режимах, а величина тягового фактора не отвечает условию беспробуксовочной работы ленточного конвейера.

Для изменения положение каретки натяжного устройства конвейера, разработаны: модель, описывающую движение ленты с грузом, и модель движения натяжного устройства.

На рис. 4 показана структурная схема модели конвейера со стабилизацией тягового фактора. В модели конвейера переменными выступают перемещения x_1, x_2, x_3, x_4 , скорости $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4$ и ускорения $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3, \ddot{x}_4$ четырех сосредоточенных масс, а в модели натяжного устройства - скорость и перемещение каретки натяжного устройства: $\delta = z_1, \dot{\delta} = z_2 = \dot{z}_1$

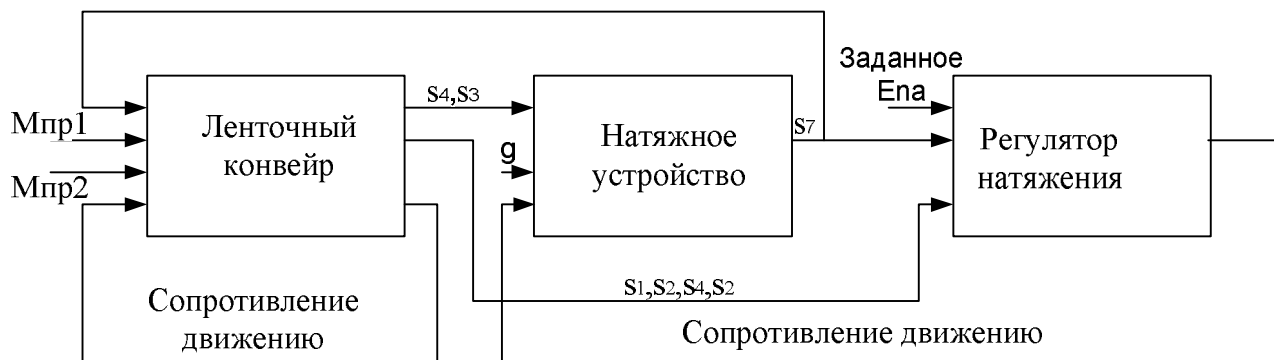


Рисунок 4 - Структурная схема модели ленточного конвейера с автоматической стабилизацией тяговой способности

Для исследования модели ленточного конвейера с автоматической стабилизацией тяговой способности ленточного конвейера (рис. 5.) , были разработаны алгоритмы управления величиной тягового фактора, и комплекс программных средств для проведения моделирование в программе Simulink вычислительной среды MATLAB

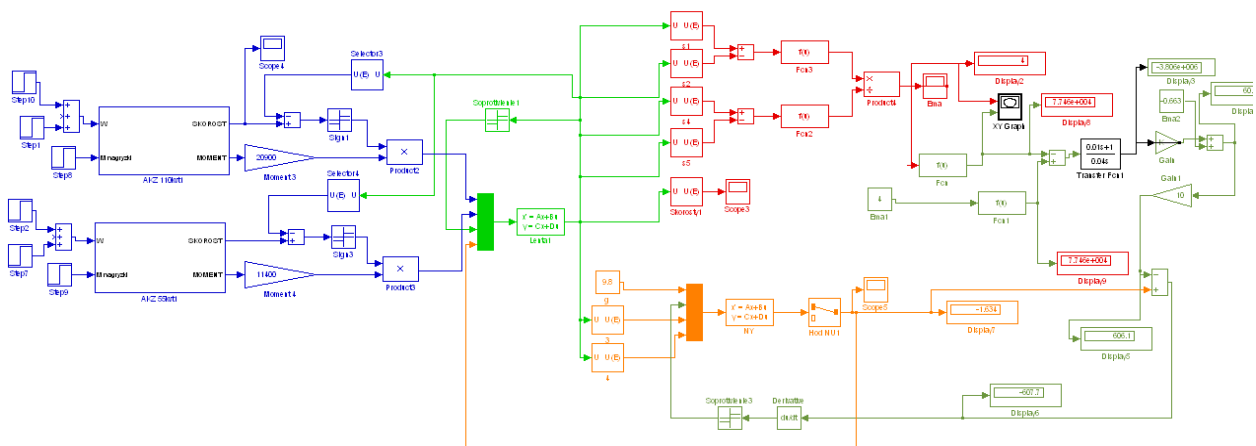


Рисунок 5 - Схема получения ошибки и осуществление регулирования положением каретки натяжного устройства

Результаты моделирование работы двухдвигательного ленточного конвейера с системой автоматической стабилизации тяговой способности в переходных режимах приведены на рис.6. и рис.7

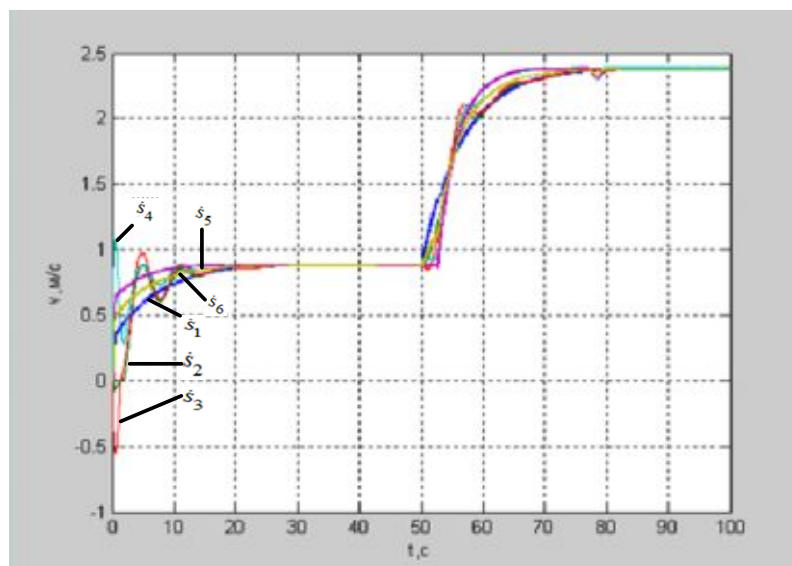


Рисунок 6 - Переходные процессы по скоростям сосредоточенных масс ленты конвейера при осуществлении регулирования.

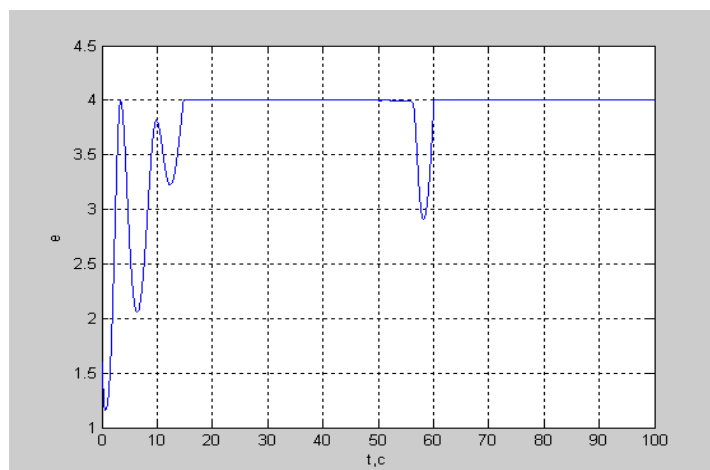


Рисунок 7 - Динамика тягового фактора при регулировании положения каретки натяжного устройства

Результаты моделирования показывают (рис.6), что при скоростях движения ленты конвейера с - 0 до 0,9 м/с время переходного процесса уменьшается с 26 с до 16 с , а перерегулирование - соответственно с 27% до 20%. При увеличении движения ленты - с 0,9 до 2,4 м/с время переходного процесса снижается до 20 с , а перерегулирование - до 5% . Величина тягового фактора (рис. 7) отвечает заданным условиям, ($E^{\mu\alpha} \leq 4$) и выполняется требование беспробуксовочного движения ленты конвейера. Таким образом, обеспечивается оптимальная работе системы стабилизации тягового фактора двухдвигательного ленточного конвейера.

Разработанная система автоматического управления автоматическим натяжным устройством конвейера , позволяет в статических и динамических режимах работы , снижать усилия в ленте и поддерживать заданное соотношение натяжений в ветвях ленты, устраняет ее проскальзывание , пробуксовку привода, снижает вероятность аварийной ситуации.

Список источников.

1. Дмитриева В.В., Певзнер Л.Д. Автоматическая стабилизация погонной нагрузки ленточного конвейера, М. 2004. - 25 с.

М.Ю. Удовенко, студент,
В.И. Мизерный, старший преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

РАЗРАБОТКА СРЕДСТВ ОЧИСТКИ ЗУМПФА СКИПОВОГО СТВОЛА ШАХТЫ «ОКТЯБРЬСКИЙ РУДНИК»

Рассмотрены способы удаления твердого при очистке зумпфа и выбран рациональный вариант в условиях шахты «Октябрьский рудник»

Очистка водосборных емкостей – одно из необходимых мероприятий шахты для обеспечения непрерывной работы по добыче угля. В условиях увеличения глубины стволов и, соответственно притоков воды возникает необходимость уменьшения трудозатрат на очистку и вспомогательные операции. Гидромеханизированные способы очистки во многих случаях являются более эффективными, чем механические способы.

Приток воды по шахте достигает $340 \text{ м}^3/\text{час}$, в т. ч. в зумпф скипового ствола поступает около $18 \text{ м}^3/\text{час}$. В данный момент зумпф находится в заштыбованном состоянии на глубине 25-30 м, из-за чего невозможно осуществлять очистку твердых отложений и откачку воды по технологически оптимальной схеме. Откачку воды и очистку зумпфа в настоящее время производят насосами ЦНС 60x150 со стороны камеры чистки зумпфа и углесосом с двухступенчатым гидроэлеватором со стороны скипового ствола в водосборники гор.995 м. Твердый осадок поднимают на уровень камеры загрузки скипов в специальном скипе. При таком состоянии зумпфа затраты ручного труда и времени на его очистку и откачку воды значительны и весьма непроизводительны. Для внедрения рациональной, более эффективной схемы очистки необходимо прежде всего очистить зумпф до проектной глубины.

Очистку зумпфа можно выполнять несколькими способами. Механический подъем наиболее трудо- и энергоемкий. В этом случае породу транспортируют до уровня камеры загрузки скипов отдельным транспортом. Откачка воды осуществляется центробежными насосами или углесосами. В схеме есть множество движущихся деталей, что приводит к уменьшению надежности, сложности в обслуживании и автоматизации.

Гидравлические способы позволяют перекачивать твердый осадок в виде пульпы используя шламовые насосы, гидроэлеваторы и

эрлифты. Электропривод экономичен, однако шламовые насосы работают в очень неблагоприятных условиях. Также значительному абразивному износу подвергаются рабочие колеса насосов.

Гидроэлеватор и эрлифт – наиболее совершенные устройства очистки шахтных подземных емкостей. Перенос сыпучих материалов и воды происходит за счет энергии потока жидкости или воздуха по трубопроводу. К достоинствам относят отсутствие каких-либо движущих частей, взаимодействующих с пульпой, что обеспечивает высокую надежность, простоту и низкую трудоемкость обслуживания, простоту автоматизации установки. Эрлифты успешно откачивают агрессивные жидкости и смеси с большим количеством абразивных частиц. Существуют специальные конструкции эрлифтов, улучшающие их эксплуатационные характеристики: вакуумный эрлифт, эрлифт с элементами струйного аппарата, эрлифт с эжектором в воздухопроводе. Оптимальный режим работы эрлифта обычного исполнения возможен при относительном погружении смесителя $\alpha = 0,15 - 0,35$. Недостатком гидравлического способа очистки есть относительно низкий КПД, составляющий для гидроэлеваторов 10-15%, для эрлифтов до 30%, небольшой создаваемый напор на выходе и резкое снижение КПД при изменении удельного расхода воздуха или относительного погружения.

Для очистки зумпфа скипового ствола шахты «Октябрьский рудник» предлагается использовать эрлифт обычного конструктивного исполнения.

Эрлифт предлагается использовать только для удаления твердого из зумпфа. Воздух подается из компрессорной установки в смеситель по отдельному трубопроводу. Компрессор УКВШ располагается в насосной камере чистки зумпфа. Вода со взвешенными частицами твердого поступает в подводящее устройство и поднимается по подъемной трубе. На выходе из подъемной трубы пульпа попадает в разделитель – дуговой отражатель, воздух уходит в атмосферу, вода через сливную трубу возвращается в зумпф, а твердый материал поступает в скип. По мере заполнения скип лебедкой перемещается на камеру загрузки скипов, твердый материал погружается в скипы и поднимается на поверхность. Для откачки воды на уровень околоствольного двора гор. 995 м предлагается использовать имеющийся двухступенчатый гидроэлеватор. Рабочей жидкостью является вода, поступающая по трубопроводу из напорного става главного водоотлива. Уровень воды в зумпфе во время работы должен поддерживаться на

оптимальном уровне, соответствующем относительному погружению эрлифта.

Организация работы эрлифта принята в одну смену. В качестве исходных данных принимаем:

- глубина погружения смесителя – 2 м, геометрическая высота подъема – 4 м;
- максимальный диаметр твердого (крупность) – 0,04 м;
- плотность твердого – 1,8 т/м³.

Исходя из условия среднего притока воды 18 м³/час и твердого, соответственно 1,8 м³/час определяется необходимая подача, равная 54 м³/час пульпы.

Основные параметры установки

Критическая скорость в подводящей трубе

$$v_{кр} = 0,82 \sqrt{\frac{gd_k}{c} \left(\frac{\rho_{mv}}{\rho} - 1 \right)} = 0,82 \sqrt{\frac{9,81 * 0,04}{0,25} \left(\frac{1,8}{1} - 1 \right)} = 1,30 \text{ м/с}$$

Скорость гидросмеси

$$v_2 = (1,2 - 1,3) * 1,30, \text{ принимаем } 1,60 \text{ м/с.}$$

Подача эрлифта

$$Q_3 = 54 \text{ м}^3/\text{час}$$

Диаметр подводящей трубы

$$d_{п.т.} = \sqrt{\frac{4 * Q}{v * \pi}} = \sqrt{\frac{4 * 54}{3600 * 1,6 * 3,14}} = 0,11 \text{ м.}$$

Относительное погружение

$$\alpha = \frac{h}{h + H} = \frac{2}{2 + 4} = 0,33$$

Диаметр подъемной трубы

$$D = \left(\frac{Q_3}{C} \right)^{0,4} = \left(\frac{54}{0,6} \right)^{0,4} = 0,23 \text{ м.}$$

Удельный расход воздуха

$$q = 6.$$

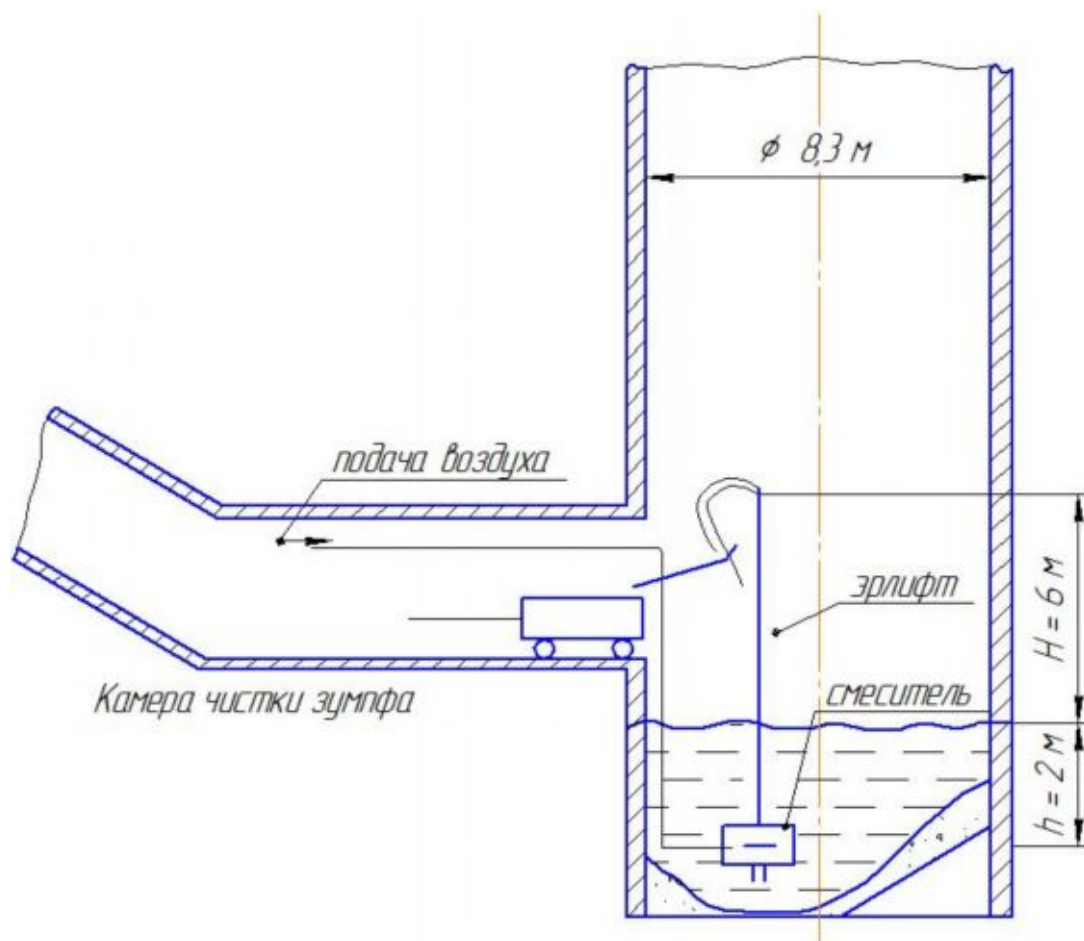


Рисунок 1 - Схема очистки зумпфа эрлифтом

Список источников.

1. Методические рекомендации по применению средств механизации очистки шахтных водосборных емкостей// В.Г.Гейер, В.С.Дулин, В.И.Лазаренко, В.М.Яковлев. Донецк, ДПИ, 1983.
2. Эрлифтные установки: учебное пособие// В.Г.Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пащенко, Я.К. Антонов. Донецк, ДПИ, 1982.

О.В. Хіценко, студент,
М.В. Брюшин, канд. техн. наук, доц.,
Г.І. Хіценко, канд. техн. наук, доц.,
Донецький національний технічний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КРІПЕВСТАНОВЛЮВАЧА ДЛЯ ВИРОБОК АРОЧНОГО ПЕРЕТИНУ

Виконано аналіз технологічного процесу зведення арочного кріплення та обгрунтуванні вимоги до кріпівстановлювача. На базі виконаного аналізу обгрунтована раціональна структура кріпівстановлювача.

Вступ. Своєчасна проходка гірничих виробок є важливою умовою забезпечення високого рівня видобутку вугілля та рентабельної роботи вугільних шахт. Необхідною умовою високих темпів проходки є скорочення тривалості прохідницького циклу, який може бути представлений у вигляді послідовності технологічних операцій. При проведенні гірничих виробок розрізняють основні і допоміжні операції. Основні пов'язані з проведенням і кріпленням виробки. Допоміжні - зведення тимчасового кріплення, навішування вентиляційних труб, нарощування конвеєра або настилання рейкових шляхів, прокладка труб, кабелів та ін. Основні операції, як правило, виконуються послідовно і їх тривалість в основному визначає сумарну тривалість циклу.

Кріпівстановлювач являє собою пристрій для зведення в привибійній зоні постійного арочного металевого кріплення. Завдяки його наявності в складі прохідницького комплексу, можлива механізація такої витратної за часом операції прохідницького циклу, як зведення постійного арочної кріплення одразу після руйнування гірського масиву. Скорочення тривалості операції установки кріплення дозволяє підвищити темпи проходки.

Аналіз публікацій. У роботах [1,2] доведено, що важливою умовою підвищення темпів проведення підготовчих виробок є підвищення продуктивності та ресурсу прохідницьких комбайнів за рахунок підвищення ефективності використання встановленої потужності приводу, зниження питомих енерговитрат руйнування, впровадження мехатронних підходів до створення цих машин. Разом з цим, не менш тривалою операцією поряд з руйнуванням вибою є возведення кріплення. Аналіз відомих конструкцій кріпівстановлювачів [3-5] показав, що жоден з них не відповідає одночасно вимогам виключання

маневрування комбайна при установці кріплення, базування за встановленими секціями кріплення, ув'язки з комбайном при обробці виробок малого перерізу, зручності затягування хомутів (наявність мобільного монтажного полку).

Мета і завдання дослідження. Метою даної роботи є підвищення темпу проведення підготовчих виробок за рахунок механізації процесу зведення арочного кріплення. Для досягнення даної мети слід розв'язати наступні завдання:

- аналіз технологічного процесу зведення арочного кріплення та обґрунтування вимог до кріпівстановлювача;
- обґрунтування раціональної структури та визначення параметрів виконавчого механізму кріпівстановлювача;
- оцінка ефективності роботи кріпівстановлювача у складі прохідницького комплексу.

Викладення матеріалу та результати.

У таблиці 1 наведена послідовність та орієнтовна тривалість операцій встановлення арочного кріплення при використанні комбайна з кріпепідйомником на стрілі. Такий варіант механізації кріплення є зараз найбільш поширеним. Розрахункова тривалість циклу з встановлення кріплення при цьому складає

$$\begin{aligned} T &= t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10} + t_{11} + t_{12} + t_{13} + t_{14} + t_{15} + t_{16} + t_{17} + t_{18} = \\ &= (1..2) + (2..3) + (1..1,5) + (0,5..1) + (2..3) + (1..1,5) + \\ &+ (0,5..1) + (2..3) + (1..1,5) + (1..2) + (2..5) + (3..4) + \\ &+ (3..4) + (4..6) + (4..6) + (2..4) + (2..3) + (2..3) = (34..54,5) \text{ хв.} \end{aligned}$$

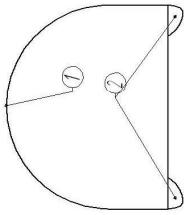
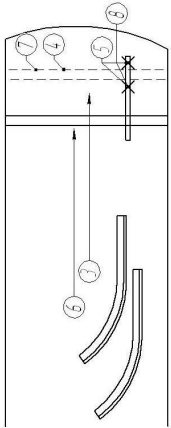
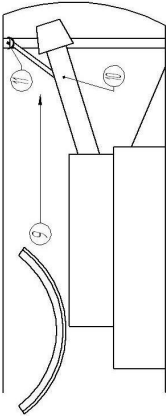
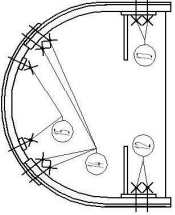
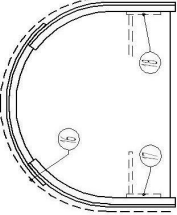
де $t_1 - t_{18}$ – тривалості операцій з відповідними номерами.

З розрахунку бачимо, що мінімальні витрати часу на встановлення 1 секції арочного кріплення при використанні комбайна з кріпепідйомником на стрілі становлять 34 хв., максимальні - 54,5 хв., середні – 44,3 хв.

Аналіз витрат часу та відомих конструктивних рішень дозволив сформулювати наступні вимоги до кріпівстановлювача:

- доставка матеріалів до місця ведення робіт;
- установка верхняка маніпулятором у потрібне положення;
- виключення маневрування комбайна при установці кріплення;
- базування за встановленими секціями кріплення;
- ув'язка з комбайном при обробці виробок малого перерізу;

Таблиця 1 – Послідовність та орієнтовна тривалість операцій встановлення арочного кріплення

1		<p>1 – Очищення породи по контуру вироботки 2 – Очищення прямиків для дічних стійок кріплення</p>	$t_{1-2} = t_1 + t_2 =$ $= (1..2) + (2..3) = (3..5) \text{ хв}$
2		<p>3 – Підношення дічної стійки 4 – Установка дічної стійки 5 – Установка стяжки 6 – Підношення дічної стійки 7 – Установка дічної стійки 8 – Установка стяжки</p>	$t_{3-8} = t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 =$ $= (1..15) + (05..1) + (2..3) +$ $+ (1..15) + (05..1) + (2..3) =$ $= (7..11) \text{ хв}$
3		<p>9 – Підношення верхняка 10 – Установка верхняка на кріпелювачник з подальшим підйомом верхняка 11 – Маневрування та установка верхняка</p>	$t_{9-11} = t_9 + t_{10} + t_{11} =$ $= (1..15) + (1..2) + (2..5) =$ $= (4..8.5) \text{ хв}$
4		<p>12 – Піднесенню та встановлення лівої монтажної полиці 13 – Піднесенню та встановлення правої монтажної полиці 14 – Стягування замків хомутами 15 – Установка стяжок</p>	$t_{12-15} = t_{12} + t_{13} + t_{14} + t_{15} =$ $= (3..4) + (3..4) + (4..6) +$ $+ (4..6) = (14..20) \text{ хв}$
5		<p>16 – Закладка сітки 17 – Демонтаж лівої монтажної полиці 18 – Демонтаж правої монтажної полиці</p>	$t_{16-18} = t_{16} + t_{17} + t_{18} =$ $= (2..4) + (2..3) + (2..3) =$ $= (6..10) \text{ хв}$

- наявність механізованої монтажної полиці;
- механізація операцій затягування гайок.

Проведений аналіз вільного простру для кріпівстановлювача в комплексі з комбайном КСП-32 при мінімальному перетині виробки (рис 1) виявив, що кріпівстановлювач повинен мати складану конструкцію. При цьому у перетинах А-А і Б-Б він має проходити у транспортному (складеному) стані, у перетині В-В починати розкладатись, а у перетині Г-Г переходити у робочій стан.

Розроблена конструкція кріпівстановлювача, що відповідає поставленим вимогам, наведена на рис. 2. Кріпівстановлювач рухається вздовж монорейкового шляху 1 під покрівлю виробки, спираючись на нього двома підвісами 2, 3. На рамі 4 встановлений механізм пересування 5, маніпулятор 6 для встановлення верхняків, складана монтажна полиця 7. Насосна станція 8 згідно команд оператора здійснює подачу робочої рідини до гідроциліндрів маніпулятора 6 і монтажної полиці 7, а також гідромотору системи пересування та гідравлічних гайковертів для затяжки хомутів.

За рахунок використання кріпівстановлювача тривалості окремих операцій циклу (див. табл. 1) будуть скорочені та приймуть значення:

$$t_1 = (1..2) \text{ хв.}, t_2 = (2..3) \text{ хв.}, t_3 = (1..1,5) \text{ хв.}, t_6 = (0) \text{ хв.}, t_4 = (0,5..1) \text{ хв.},$$

$$t_7 = (0,5..1) \text{ хв.}, t_5 = (1..2) \text{ хв.}, t_8 = (1..2) \text{ хв.}, t_9 = (0) \text{ хв.}, t_{10} = (0) \text{ хв.},$$

$$t_{11} = (0) \text{ хв.}, t_{12} = (0,5..1) \text{ хв.}, t_{13} = (0) \text{ хв.}, t_{14} = (2..3) \text{ хв.}, t_{15} = (2..3) \text{ хв.},$$

$$t_{16} = (2..4) \text{ хв.}, t_{17} = (0,5..1) \text{ хв.}, t_{18} = (0) \text{ хв.}$$

Нульова тривалість деяких операцій відповідає їх суміщенню з іншими операціями. Тривалість циклу встановлення 1 секції арочного кріплення при використанні розробленого кріпівстановлювача складає від 14 до 25 хвилин (у середньому – 19,5 хв).

Оцінка ефективності використання кріпівстановлювача у складі прохідницького комплексу здійснювалась за методикою [4]. Розрахункові умови використання: прохідницький комбайн КСП-32, площа перерізу виробки в проходці $S_v=16\text{м}^2$, міцність порід за шкалою Протод'яконова: підшви пласту $f_n = 4$; вугільного пласту $f_y = 2$; покрівлі пласту $f_k = 6$; середня потужність пласту $m = 1.35$ м; кут падіння пласту $\beta = 10$ град. Розрахункові темпи проходки складають: з використанням кріпівстановлювача – 255 м/міс, без використання – 175 м/міс.

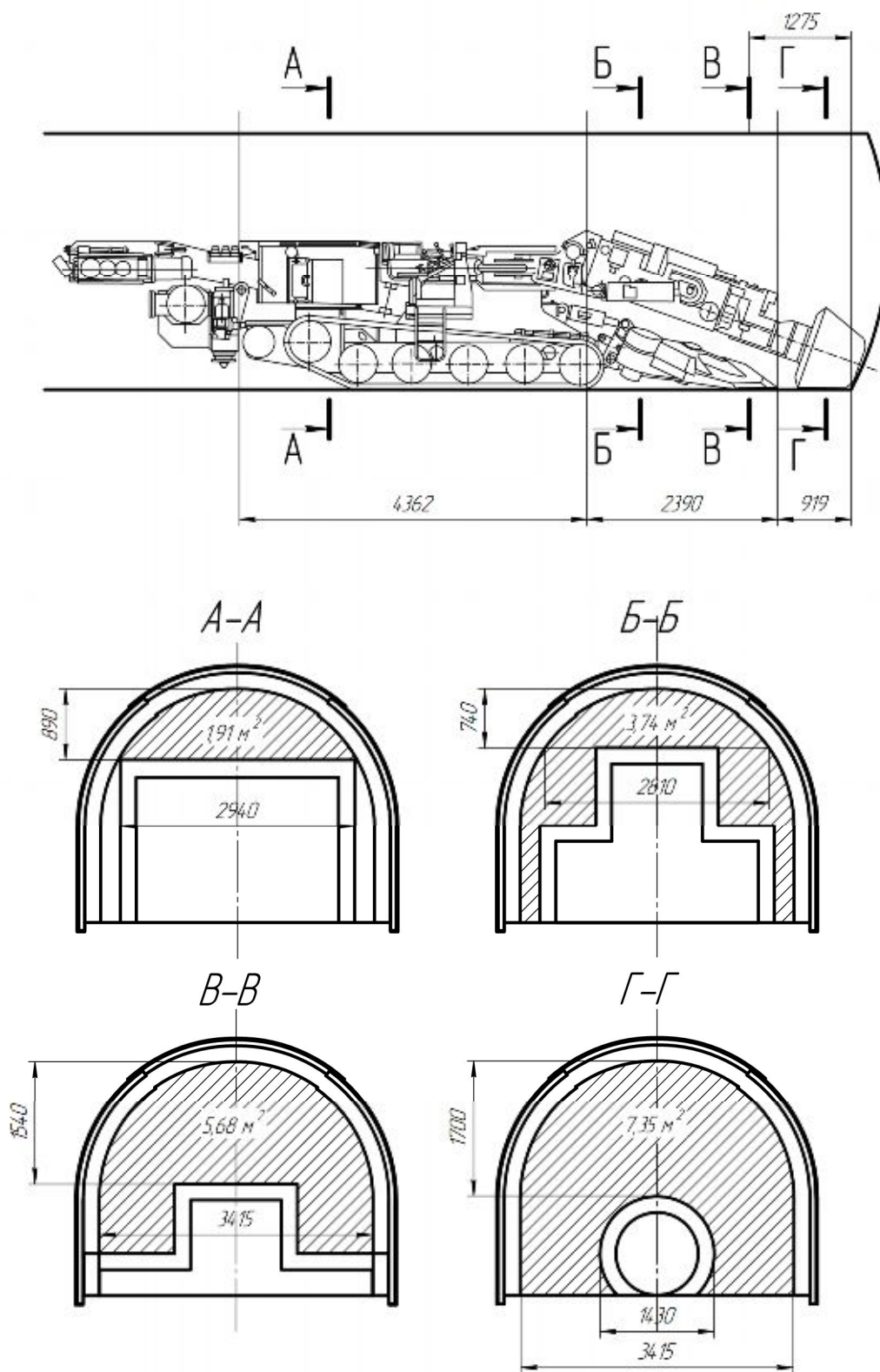
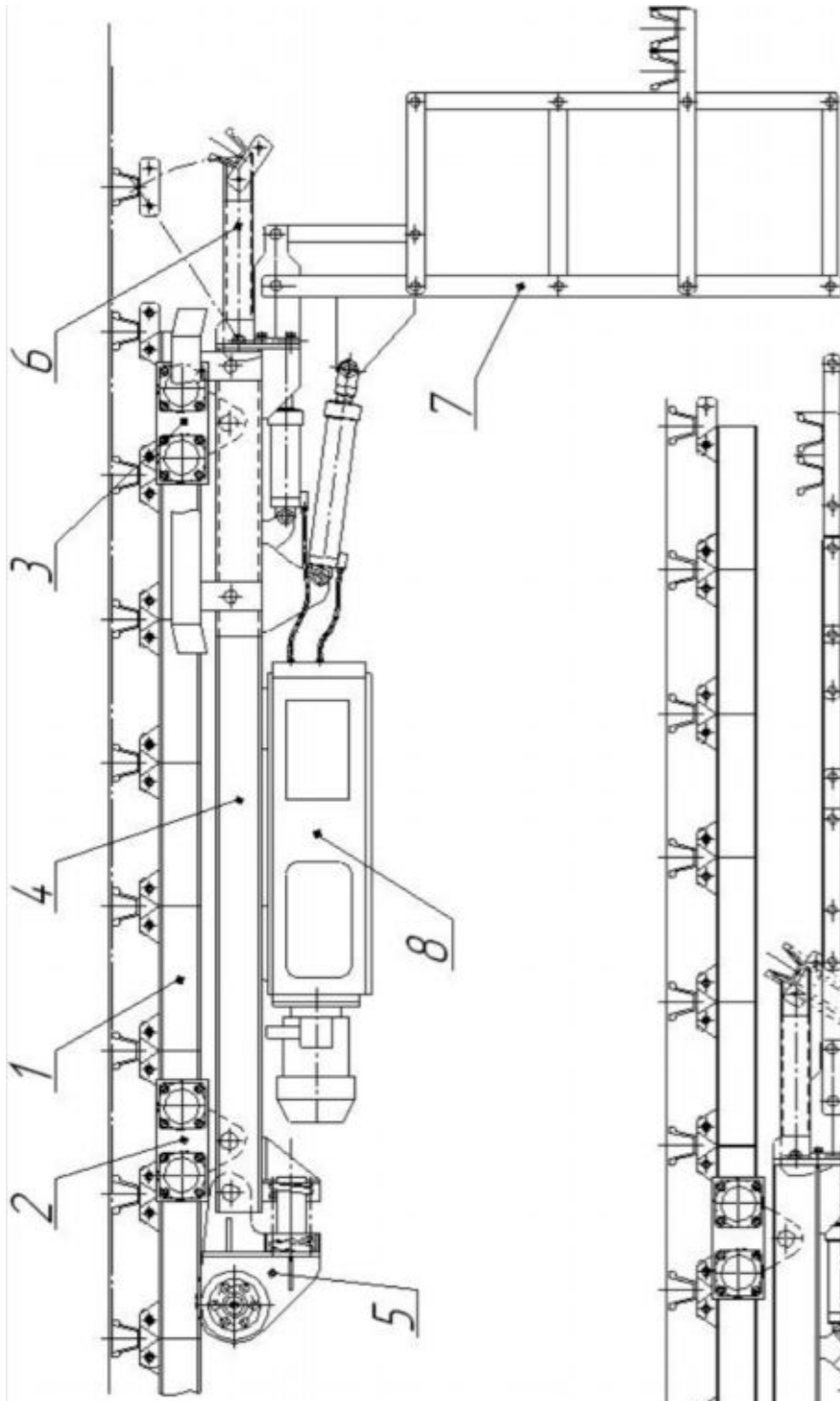


Рисунок 1 - Габарити вільного проходу для кріпівстановлювача у комплексі з комбайном КСП-32 при мінімальній перетині виробки

a)



б)

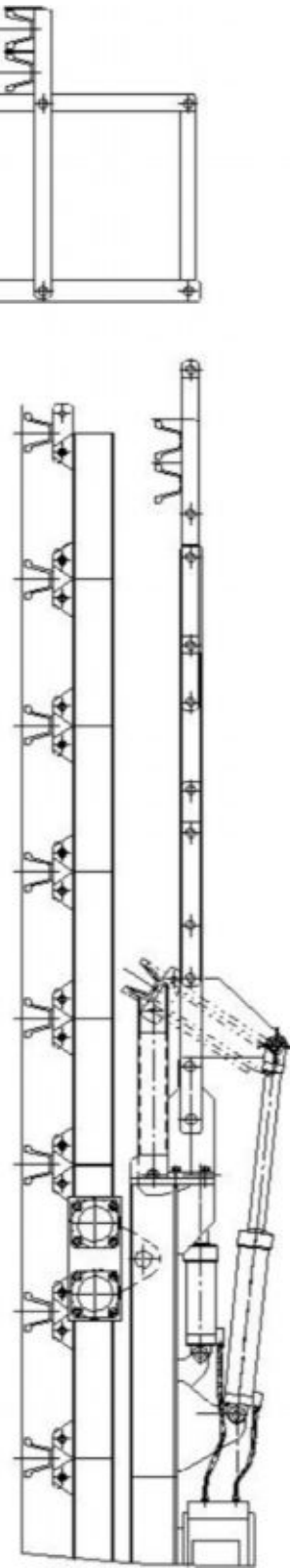


Рисунок 2 – Загальний вид кріпестановлювача у робочому (а) та транспортному (б) стані

Висновок. Запропонована конструкція мехнізованого кріпівстановлювача, що забезпечує витрати часу на встановлення 1 секції арочного кріплення від 14 до 25 хвилин (у середньому – 19,5 хв), що у середньому на 24 хвилин (56%) менше, ніж при використанні кріпепідйомника на стрілі комбайна. Це дозволить значно збільшити темпи проведення виробок, зокрема у типових умовах використання комбайна КСП-32 – з 175 до 255 м у місяць.

Список літератури:

1. Семенченко А.К. и др. Перспективы развития проходческих комбайнов // Горная техника 2006. Каталог-справочник. – С-Пб: ООО «Славутич», 2006. – С. 8-15.
2. Семенченко А.К. и др. Перспективы создания проходческих комбайнов нового технического уровня // Горная техника 2005. Каталог-справочник. – С-Пб: ООО «Славутич», 2005. – С. 60-69.
3. Каталог. Средства механизации вспомогательных работ и ручного труда на шахтах. Каталог. – М.: ЦНИИЭИуголь, 1987. – 136 с.
4. Малевич Н.А. Горнопроходческие машины и комплексы. – М.: Недра, 1980. – 384 с.
5. <http://www.sandvik.com/> Гірниче обладнання фірми Sandvik.

О.Е. Шабаетв, д-р техн. наук, проф.

С.В. Тыртычный, студент

Донецкий национальный технический университет

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНЫХ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА РАЗРУШЕНИЕ ПРОХОДЧЕСКИМ КОМБАЙНОМ ТИПА КПД

Рассмотрены экспериментальные характеристики рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна, позволяющие оценить эффективность своевременной замены рабочего инструмента.

Опыт подготовки нового фронта выработок показывает, что выемочный столб длиной 1,2- 2 км с запасом 0,6-1,0 млн. т. отрабатывается за 8-14 месяцев. Для подготовки нового выемочного столба за этот период времени требуется пройти в среднем 3-5 км подготовительных выработок. Эта задача реально выполняема при проходке горных выработок с темпами 400-600 м/месяц.

Необходимость обеспечения все более высоких темпов проходки приводит к проблеме повышения технического уровня проходческих комбайнов. Применение существующих математических моделей и методов оптимального проектирования этих машин возможно лишь при корректном задании режимов их работы, которые могут быть получены только в результате натурного эксперимента. Данные эксперимента также могут быть использованы при проверке адекватности математических моделей рабочих процессов и обосновании путей дальнейшего совершенствования проходческих машин.

Повышение темпа проходки выработки требует усовершенствования конструкции оборудования проходческого комплекса. Совершенствование конструкции может осуществляться по трем направлениям [1]:

1) за счет повышения мощности привода исполнительного органа комбайна, что требует соответственного увеличения размеров органа разрушения, прочности конструкций и производительности погружной системы комплекса;

2) за счет увеличения времени разрушения забоя исполнительным органом в течение смены путем максимального сокращения и совмещения других операций проходческого цикла. При этом возможными направлениями являются:

- применение более стойкого инструмента, что позволит сократить затраты времени на замену резцов;

- применение призабойной механизированной крепи, что позволит крепить кровлю выработки анкерной крепью за зоной работы комбайна параллельно с разрушением забоя;

3) за счет повышения эффективности рабочих процессов комбайна и контроля его технического состояния на базе реализации мехатронных подходов [2]:

- повышение коэффициента использования мощности привода исполнительного органа;

- реализация конструкции, требующей минимального обслуживания в течение смены (непрерывная техническая диагностика);

- снижение удельных энергозатрат процесса разрушения забоя путем оптимизации конструкции органа разрушения и алгоритма обработки забоя;

Как видно из вышеприведенного анализа, вопрос износа рабочего инструмента является одним из сдерживающих факторов дальнейшего роста темпов проведения подготовительных выработок и подлежит учету при проектировании и эксплуатации проходческих комбайнов.

Для получения сведений о рабочем процессе в настоящее время разработаны и внедряются устройства для непрерывной регистрации характеристик рабочего процесса, например, блок регистрации произошедших событий на комбайне [3]. Такая реализация натурального эксперимента, в отличие от известных методик лабораторного эксперимента [4] и натурального эксперимента с применением специальной измерительной аппаратуры [5], установка которой требует изменения конструкции машины («тензокулак»), позволяет осуществлять эксперимент в реальных условиях в течение достаточно длительного времени, что позволяет получить статистически достоверные данные без ущерба для нормальной работы проходческого участка. Перечисленные выше показатели рабочего процесса могут быть косвенным путем определены по мощности, который развивает двигатель привода исполнительного органа. Для определения мощности фиксировался ток двигателя. Измерения тока двигателя привода исполнительного органа проводились посредством блока регистрации произошедших событий [1].

Целью работы является получение и анализ характеристик рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходче-

ского комбайна, позволяющих оценить эффективность своевременной замены рабочего инструмента.

В качестве типичного представителя комбайнов среднего типа был принят проходческий комбайн КПД (см. рис. 1)



Рисунок 1 – Проходческий комбайн КПД

Исследования проводились в представительных условиях эксплуатации при прохождении проходческим комбайном КПД вентиляционного штрека северной коренной лавы, пласта l_2^1 АП «Шахта «Белицкая» ГП «Добропольеуголь» в период с 18.11.08 по 22.11.08. Структура забоя приведена на рис. 2. Выработка сечением 13 м^2 в проходке крепилась арочной крепью с шагом 0,8 м. Суточный режим работы забоя – три рабочие смены по 6 часов и одна ремонтная [6].

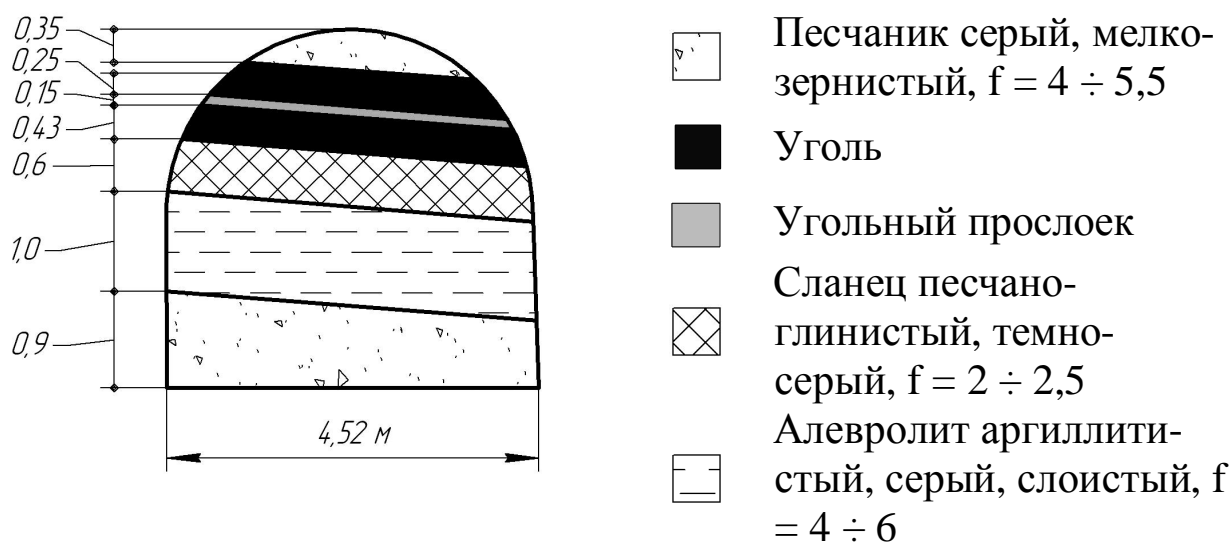


Рисунок 2 – Структура забоя

Схема подключения в силовую цепь электродвигателей приведена на рис. 3

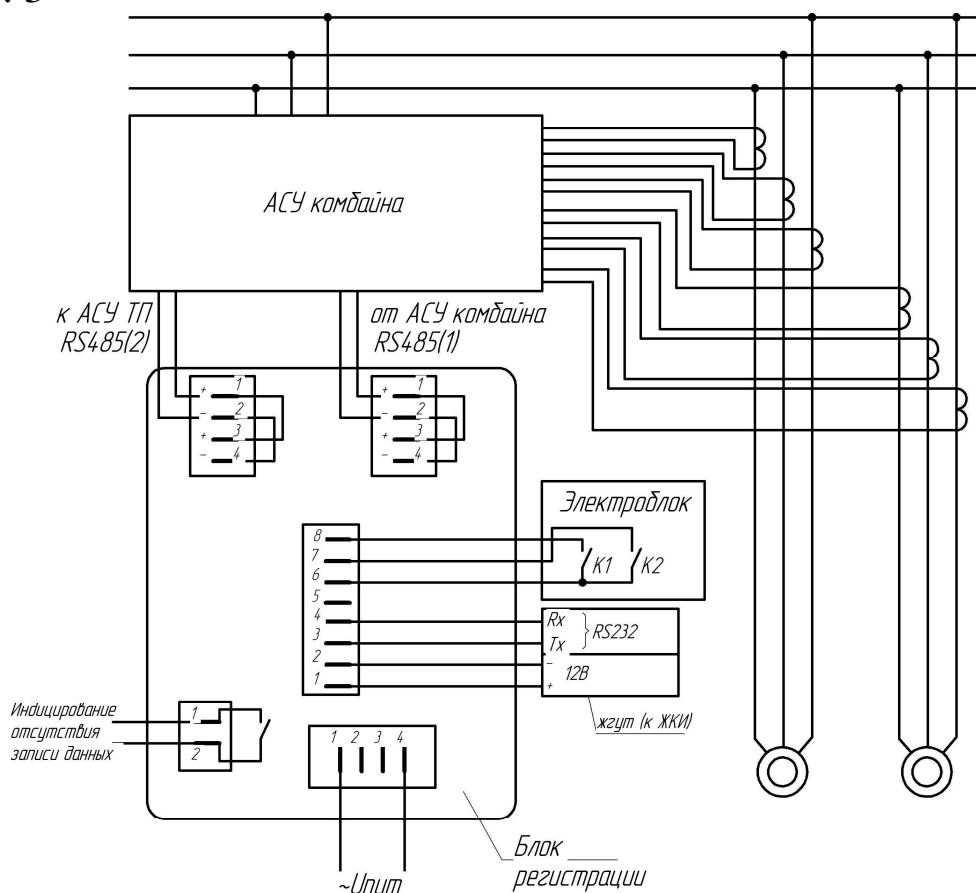


Рисунок 3 – Схема включения блока регистрации в силовую цепь

Для проведения эксперимента была разработана методика, в соответствии с которой в течение 120 часов (5 суток) осуществлялась непрерывная регистрация с шагом 1 с действующего значения тока двигателя, усредненного за 1 с. С целью возможности дальнейшей обработки полученных массивов данных одновременно осуществлялся хронометраж работы комбайна. За период проведения эксперимента комбайном было пройдено 15,2 м выработки (соответственно посуточно: 2,4 м, 3,2 м, 3,2 м, 3,2 м, 3,2 м).

Пример реализации тока двигателя приведен на рис. 4. График построен в относительных единицах, за базу принят номинальный ток двигателя.

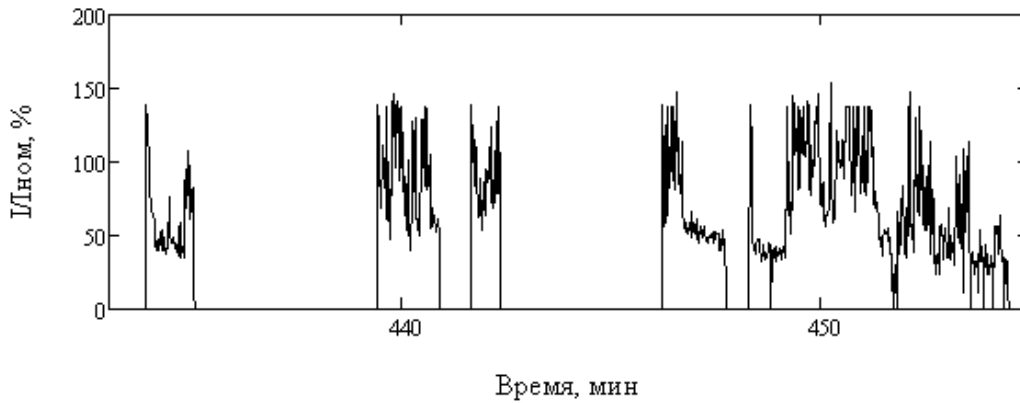


Рисунок 4 – Фрагмент записи тока двигателя

Согласно методике проведения эксперимента предусматривалось определения среднюю за цикл обработки забоя теоретическую производительность комбайна.

Для получения удельных энергозатрат за цикл обработки забоя по зафиксированным в процессе эксперимента значениям тока приводного электродвигателя использовалась следующая зависимость:

$$W_{ци} = \frac{P_{ном}}{3600SB_{ци}} \int_{T_{ци}} \frac{I(t)}{I_{ном}} \cos(\varphi(I(t))) dt,$$

где: $P_{ном}$ - номинальная мощность двигателя привода исполнительного органа;

S - площадь сечения выработки;

$B_{ци}$ - суммарная глубина зарубки исполнительного органа в i -том цикле.

$\cos(\varphi(I))$ - зависимость коэффициента мощности двигателя от полного тока, полученная экспериментально для данного двигателя, приведенная на рис. 5;

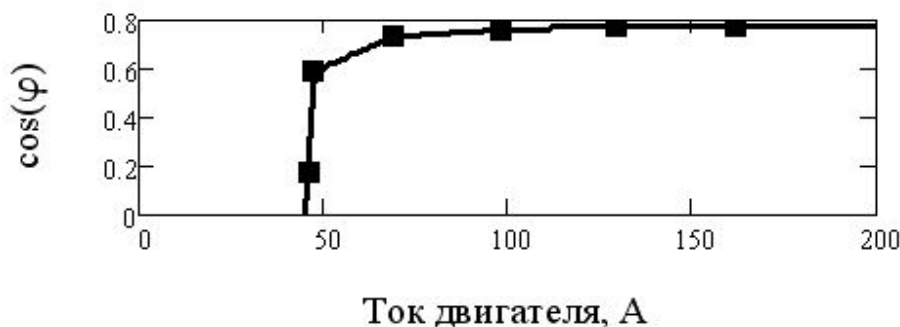


Рисунок 5 – Зависимость $\cos(\varphi)$ от полного тока двигателя

Аналогично рассчитывались удельные энергозатраты за сутки и за время проведения эксперимента.

С использованием специализированного программного обеспечения были получены характеристики рабочего процесса разрушения забоя исполнительным органом проходческого комбайна КПД.

В таблице 1 приведены среднесуточные значения удельных энергозатрат процесса разрушения забоя, полученные в результате обработки данных эксперимента. Как видно из приведенных данных, удельные энергозатраты изменялись более чем в 2 раза при среднем значении $4,68 \text{ кВтч/м}^3$.

Таблица 1

Среднесуточные значения удельных энергозатрат процесса разрушения забоя

Дата	18.11.2008	19.11.2008	20.11.2008	21.11.2008	22.11.2008
Удельные энергозатраты, кВтч/м ³	6,62	4,83	4,29	4,87	3,30

На рис. 6 приведены диаграмма изменения средних за цикл обработки забоя удельных энергозатрат и гистограмма распределения этой величины. Среднее значение составляло $(4,68 \pm 0,61) \text{ кВтч/м}^3$, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95 – от $2,29 \text{ кВтч/м}^3$ до $7,03 \text{ кВтч/м}^3$. Так как в процессе проведения эксперимента горно-геологические условия изменялись незначительно, колебания удельных энергозатрат вызваны переборами и случайным характером воспроизведения цикла обработки забоя машинистом комбайна, а также износом и поломками режущего инструмента.

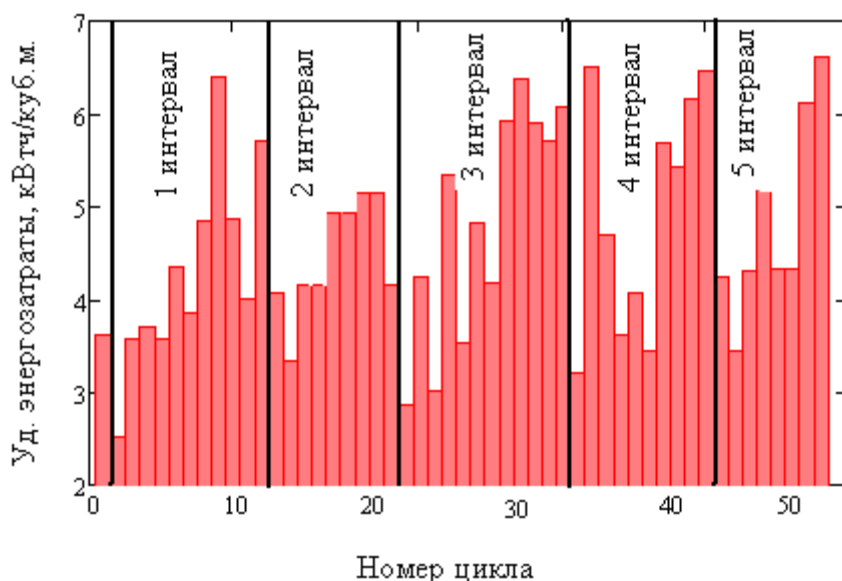


Рисунок 6 – Изменение средних за цикл обработки забоя удельных энергозатрат в ходе эксперимента

Для определения влияния износа рабочего инструмента на изменение величины удельных энергозатрат график изменение средних за цикл обработки забоя удельных энергозатрат в ходе эксперимента разбивался на интервалы (см рис. 6). Начало каждого интервала соответствовало началу первой рабочей смены, следующей после ремонтной, в которой осуществлялось замена резцов. Заканчивался анализируемый интервал сменой, предшествующей очередной ремонтной. Таким образом, было получено 5 интервалов (см. табл. 2).

Таблица 2

Прохождение выработки в период между ремонтными сменами

Интервал	1	2	3	4	5
Время и дата	14 ⁰⁰ 18.11	14 ⁰⁰ 19.11	14 ⁰⁰ 20.11	14 ⁰⁰ 21.11	14 ⁰⁰ 22.11
	–	–	–	–	–
	8 ⁰⁰ 19.11	8 ⁰⁰ 20.11	8 ⁰⁰ 21.11	8 ⁰⁰ 22.11	24 ⁰⁰ 22.11
Пройденная длина, м	3,3	2,7	3,6	3,0	2,4

В качестве примера на рис 7 приведена диаграмма изменения удельных энергозатрат за период между ремонтными сменами, соответствующий первому интервалу и линия тренда изменения удельных энергозатрат.

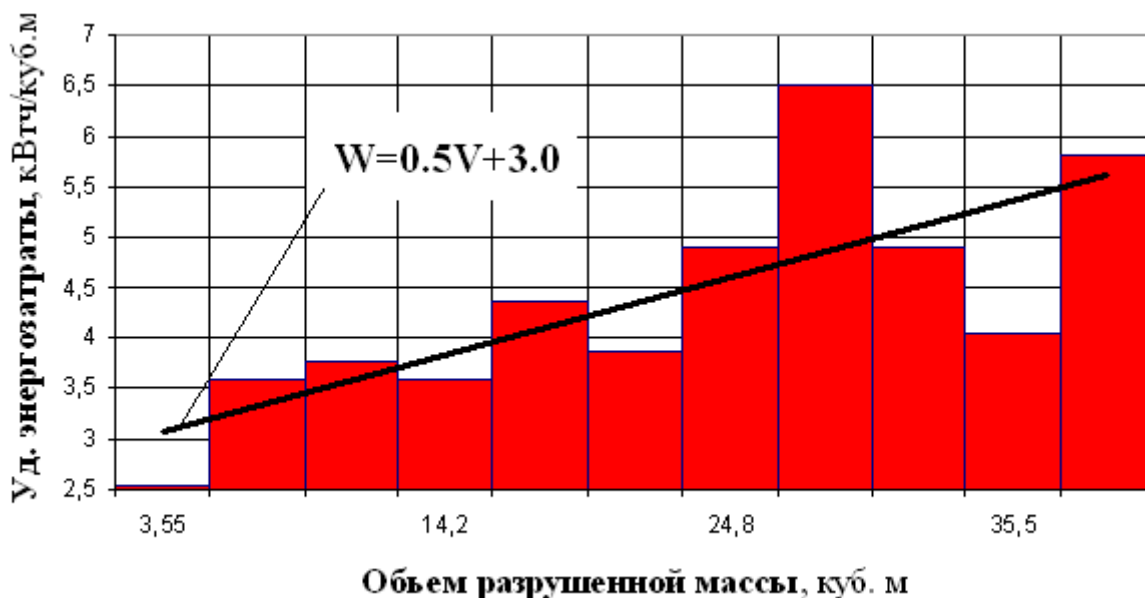


Рисунок 7 – Изменения удельных энергозатрат за период между ремонтными сменами (интервал 1)

Для каждого интервала была получена линейная регрессионная зависимости удельных энергозатрат от объема разрушаемой горной массы:

$$W = K_1 \cdot V + K_2$$

где: K_1, K_2 - коэффициенты регрессии;

V - объем разрушаемой массы, m^3 .

Коэффициенты регрессии определялись методом наименьших квадратов с использованием программного обеспечения Excel.

Удельные энергозатраты за цикл обработки забоя и период между ремонтными сменами являются случайными величинами и зависят от ряда факторов, в том числе, таких как: величина перебора породы, опыт оператора проходческого комбайна, неравномерность замены рабочего инструмента и т.д.

Среднее значение полученные в результате обработки экспериментальных данных коэффициентов регрессии составляло $K_1 = 0,50 \pm 0,03$; $K_2 = 3,44 \pm 0,05$, а диапазон возможных значений с доверительной вероятностью 0,95, соответственно – для K_1 от 0,28 до 0,73 и для K_2 от 2,98 до 3,82.

Анализ рис. 6 и рис. 7 показывает, что после замены рабочего инструмента во время ремонтной смены удельные энергозатраты резко падают, а затем по мере затупления рабочего инструмента в течении рабочих смен возрастают.

Полученные значения изменения удельных энергозатрат при проведении и обработке эксперимента полностью подтверждают результат полученный при теоретическом обосновании предельного уровня износа рабочего инструмента по критерию производительности [7], в которой при затуплении инструмента производительность падает на 20%.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что для поддержания необходимого уровня удельных энергозатрат и производительности необходимо отслеживать и своевременно производить замену рабочего инструмента, для чего необходимо создавать аппарат контроля износа рабочего инструмента.

Список источников.

1. Функциональная модель комбайна для повышения темпов проведения выработок/ О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, А.И. Хиценко, О.Ю. Степаненко// Наукові праці Донецького нац. техн. ун-ту. Серія гірничо-електромеханічна. - Донецьк, .2012. - Вип. 23(196). – С.220-225.

2. Шабаев О.Е. Моделирование рабочего процесса проходческого комбайна как мехатронного объекта / О.Е. Шабаев, Н.В. Хиценко, Н.И. Стадник, В.А. Мизин // Вісті Донецького гірничого ін-ту / Донецький національний технічний університет. – Донецьк, 2011. – №1. – С. 72-83.
3. Кудлай Р.А. Блок регистрации произошедших событий на проходческом комбайне / Р.А. Кудлай, А.В. Мезников, Н.И. Стадник // Решение научно–технических проблем при создании и внедрении современного горно–шахтного оборудования. – Донецк, 2008. – С. 647–660.
4. Семенченко Д.А. Влияние кинематических изменений заднего и переднего углов поворотного резца на формирование усилия подачи// Наукові праці ДонДТУ. Серія гірничо–електромеханічна. Донецьк – 2001. – Вип.27. – С.340–344.
5. Мизин В.А. Экспериментальные исследования нагруженности системы подвески исполнительного органа проходческого комбайна КПД // Наукові праці ДонНТУ. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – Вип. 113. – С. 192–198.
6. Экспериментальные исследования режимов работы исполнительного органа проходческого комбайна / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, Н.В. Хиценко, Н.И. Стадник // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – №10. – С.49 – 56.
7. Шабаев О.Е. Обоснование предельного уровня износа режцового инструмента проходческого комбайна КПД / Шабаев О.Е., Тыртычный С.В // Инженер. Студентський науково–технічний журнал. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. С. 132- 137.

А.В. Шульгин, В.А. Зинченко, студенти

В.М. Яковлев, канд. техн. наук, доц.

Донецкий национальный технический университет

ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГЛИБОКОВОДНОГО ГІДРО ПІДЙОМУ КОРИСНИХ КОПАЛИН

Проведен аналіз енергетичних витрат двох типів гідро підйому (насосний та гідроелеваторний).

Вихідні дані: діаметр твердих часток - 16мм; подача по пульпі – 300 м³/г; щільність твердого – 2700 кг/м³; щільність води – 1050 кг/м³; концентрація на вході до всмоктувального пристрою (Тверде:Рідина) – 1:7; глибина занурення всмоктувального пристрою – 1000м; висота підйому над рівнем водоймища – 10м; подача насоса – 300 м³/год.

Схема підйому за допомогою гідроелеватору.

Вода від питомого насоса 3 по трубопроводу подачі 2 подається до гідроелеватору 1, який всмоктує конкреції з дна водоймища. Внаслідок того, що гідроелеватор занурено на деяку глибину, то перед насадком створюється додатковий тиск, що дорівнює H . По підйомній трубі 4 суміш води та залізомарганцевих конкрецій зі швидкістю $V_{\text{транс}}$ транспортується до прийомного трюму корабля 5.

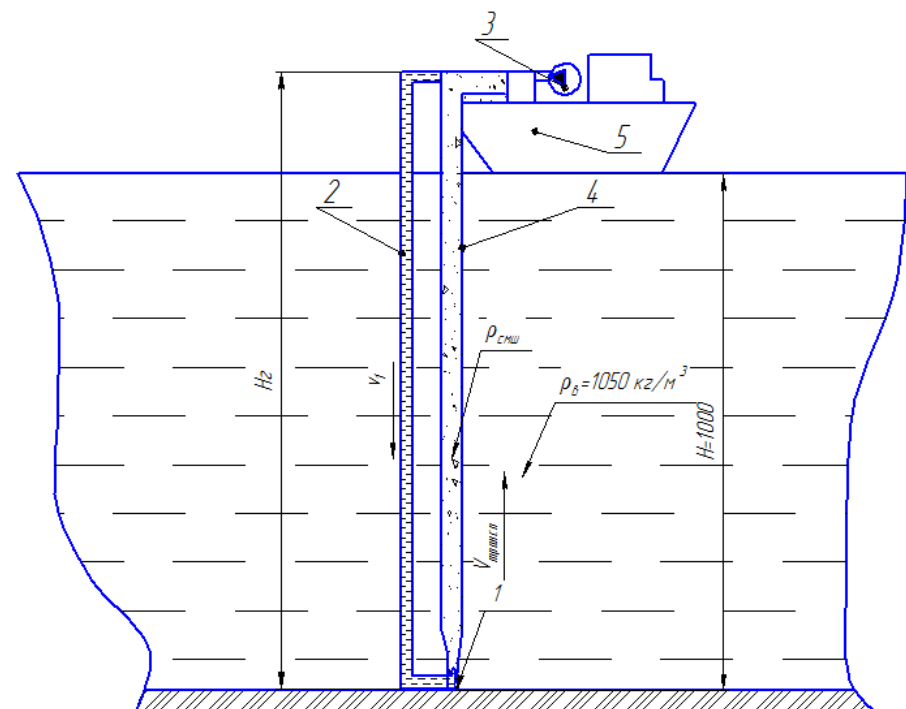
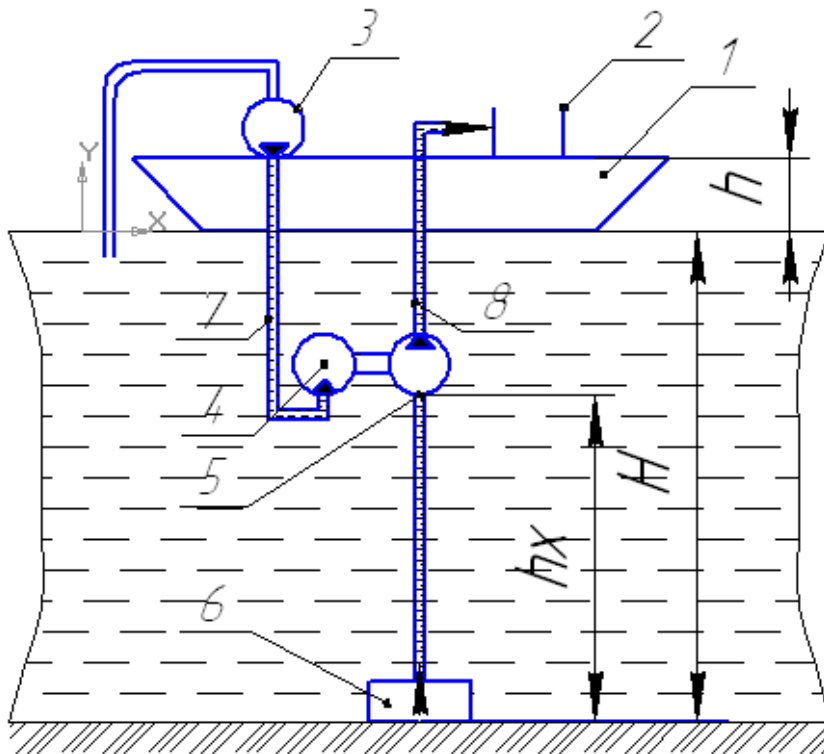


Схема підйому за допомогою насосу.

Основними елементами установки є: занурений насос 5, з'єднаний валом з приводною турбіною 4. По енергетичному трубопроводу 7 за допомогою приводного насоса 3, встановленого на баржі 1, надходить вода, що приводить в обертання турбіну, яка, в свою чергу, обертає вал зануреного насоса. Занурений насос піднімає підготовлену завантажувальним пристроєм 6 гідросуміш по підіймальному трубопроводу 8 на баржу, де проводиться її зневоднення та первинне збагачення збагачувальною установкою 2. Занурений насос доцільно виконувати корпусно-секційним, з радіальними ступенями. Застосування відцентрових коліс радіального типу дозволяє підвищити напір в порівнянні з колесами діагонального типу і зменшити осьовий габарит машини, що дозволяє збільшити жорсткість валу і спрощує статичне і динамічне балансування ротора.



При гідравлічних розрахунках був розрахований діаметр трубопроводів подачі пульпи (для обох випадків), що забезпечує мінімальну швидкість транспортування. Виходячи з умови безкавітаційної роботи була визначена мінімальна глибина занурення насоса (гідроелеватору). Були розраховані значення коефіцієнта Дарсі, в залежності від концентрації пульпи, і виходячи з цього – втрати напору у енергетичному трубопроводі та пульпопроводі. Також були визначені основні робочі параметри допоміжних гідравлічних установок.

Висновки.

Для гідроелеваторної схеми підйому. Напір насосу складає 660м, потужність насосу на валу – 567 КВт, енергія на підйом однієї тони твердого – 5,6 КВт. Мінімальна швидкість транспортування суміші становить 1 м/с, при якій мають місце найменші втрати напору у напірному трубопроводі – 4,1 м. Швидкість подачі робочої води по трубопроводу становить 1,5 м/с, відповідні втрати напору – 17 м. Зовнішній діаметр трубопроводу подачі дорівнює 299 мм, зовнішній діаметр напірного трубопроводу – 480 мм, швидкість води на виході з насадку складає 176 м.

Для насосної схеми. Потужність зануреного насосу $N_{\text{н}} = 217,4 \text{кВт}$, його напір $H_{\text{н}} = 212 \text{м}$, потужність, яка споживається турбіною $N_{\text{т.спож}} = 494,7 \text{кВт}$ та потужність приводного насосу $N_{\text{н.пр}} = 415 \text{кВт}$, енергія на підйом однієї тони твердого – 4,9 КВт.

Отже, у результаті розрахунків було встановлено, що найефективніше з енергетичної точки зору застосовувати насосну схему гідропідйому залізомарганцевих конкрецій.

Перелік посилань.

1. Яковлев В.М., Холоша А.С., Малигін С.С. Аналіз ефективності гідроелеваторів без дифузору при роботі їх у вакуумному режимі.
2. Малєєв В.Б., Алієв Н.А. Гідропідйом корисних копалин з дна морів і океанів із застосуванням корпусних-секційних заглибних насосів. / В.Б. Малєєв, Н.А. Алієв. - Збірник праць НДІГМ ім. М.М.Федорова. - Донецьк, 2006.

СОДЕРЖАНИЕ

Альмадждалави А.С. <i>Обоснование структуры прибора измерения содержания растворенного кислорода в природной воде</i>	3
Божко Р.И., Мизерный В.И. <i>Способы и схемы удаления твердых отложений из предварительных отстойников</i>	8
Винников С.О., Мизерный В.И. <i>Заливка центробежных насосов с помощью бакового аккумулятора</i>	12
Головатый М.В., Маренич К.Н. <i>Обоснование рациональности квазичастотного принципа управления приводом рудничной транспортной установки</i>	16
Гусак В.В., Мизерный В.И. <i>Регулирование шахтной водоотливной установки впуском воздуха во всасывающий трубопровод</i>	19
Гутаревич Н.В., Гуляев В.Г. <i>Обзор современных насосных станций, тенденции их развития и проблемы проектирования</i>	26
Zlatova I., Yatsenko A. <i>Protection des installation d'extraction contre les accidents</i>	33
Zragevskij A., Overko V., <i>Le mode de la protection contre le coup de belier de l'instalation d'exhaure principale de l'horizon 805 m de la mine «Pokrovskja»</i>	35
Лысенко Н.М., Мищенко Б.Ю. <i>Разработка технических решений, направленных на повышение показателей назначения подсистем перемещения серийных очистных комбайнов типа РКУ</i>	37
Маренич О.К., Масленко Ю.В. <i>Аналіз економічної доцільності реконструкції магістральних трубопроводів шахтного водовідливу у контексті енергозбереження в умовах шахти „Жовтневий рудник”</i>	45
Martsis T., Morgounov V. <i>Les moyens de nettoyage de l'eau technique a la mine</i>	49
Мизерный В.И., Литвак А.В. <i>Изменение удельного расхода воздуха и плотности газожидкостной смеси по длине подъемной трубы эрлифта</i>	53
Ошовский В.В., Дюбанов А.В. <i>Моделирование противоточного вихревого эффекта</i>	56
Потапов В.Г., Заворотинский А.С. <i>К вопросу о надежности комбайна очистного УКД 200-250</i>	60
Потапов В.Г., Полежака Ю.Н. <i>О надежности проходческо-очистного комбайна типа «УРАЛ – 10КСА»</i>	69

Pupysheva Y., Morgounov V. <i>Calcul des angles de rotation des chaînes du manipulateur avec une cinématique de série pour l'emballage des produits des dimensions petites aux coordonnées données de l'objet déplacé</i>	76
Пупышева Ю.И., Моргунов В.М. <i>К разработке математической модели пневмоприводов манипуляторов с последовательной кинематикой для укладки малогабаритных изделий</i>	79
Свістельник Д.Н. <i>Моделювання електронної системи визначення й компенсації ємності силового кабелю трьохфазної мережі з ізольованою нейтраллю</i>	86
Семенченко А.К., Гиниевская И.С. <i>Математическая модель сил сопротивления перемещению рештаков конвейера очистного комплекса</i>	92
Семенченко Д.А., Гиниевская И.С. <i>Влияние схемы перемещения рештаков конвейера очистного комплекса и способов ее реализации на длительность и параметры процесса волновой задвижки конвейера</i>	96
Семенченко Д.А., Зайцев М.В. <i>Обоснование структуры комбайна для интенсивной выемки пластов мощностью 0,5-0,8м</i>	98
Семенченко А.К., Макаренко Д.Е., Гиниевская И.С. <i>Влияние схемы передвижки рештаков конвейера очистного комплекса на длительность и параметры процесса его фронтального перемещения</i>	101
Семенченко А.К., Нартей Э.К. <i>Обоснование технологии для повышения эффективности добычи золота в условиях Ганы</i>	104
Семенченко А.К., Нартей Э.К. <i>Повышение эффективности использования оборудования для механизации буровых работ в условиях Ганы</i>	107
Семенченко А.К., Яковенко Д.С. <i>Алгоритм создания 3D модели дискового исполнительного органа</i>	112
Семенченко А.К., Яковенко Д.С. <i>Программа визуализации 3D модели дискового исполнительного органа и его основных параметров</i>	115
Склярів Н.А., Бабич С.І. <i>Анализ характерных повреждений элементов винтовых конвейеров и разработка предложений по повышению долговечности желоба и ремонтпригодности конвейера</i>	119
Snytchina A., Yatcenko A. <i>Etude de la cavitation des pompes regimes miniers</i>	131
Степаненко Е.Ю., Вепринцев Б.Д. <i>Совершенствование системы подачи исполнительного органа проходческого комбайна</i>	136

Сульжук Д.С., Гавриленко Б.В. <i>Автоматическая стабилизация тяговой способности ленточного конвейера</i>	141
Удовенко М.Ю., Мизерный В.И. <i>Разработка средств очистки зумпфа скипового ствола шахты «Октябрьский рудник»</i>	147
Хіценко О.В., Брюшин М.В., Хіценко Г.І. <i>Обгрунтування параметрів кріпівстановлювача для виробок арочного перетину</i>	151
Шабает О.Е., Тыртычный С.В. <i>Экспериментальное определение удельных энергозатрат на разрушение проходческим комбайном типа КПД</i>	158
Шульгин А.В., Зинченко В.А., Яковлев В.М. <i>Гідравлічний розрахунок глибоководного гідропідйому корисних копалин</i>	167

Материалы
XI международной научно-технической
студенческой конференции
" М Е Х А Н И К А
Ж И Д К О С Т И И Г А З А "
28 – 30 ноября 2012 г.

(українською, російською, французькою мовами)

Відповідальний за випуск
д-р техн. наук, проф. А.П.Кононенко.
Відповідальний секретар випуску В.В. Грач

Адреса редакційної колегії:
83001, Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ, к.1.117,
тел. (062) 301-07-24

Підготовлено до випуску:
83001, Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ,
1-й учбовий корпус, ауд. 1.419, тел. (062) 301-07-41

E-mail: femacl@pop.dgtu.donetsk.ua