

Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

**ІНСТИТУТ ГЕОТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ  
ім. М.С. Полякова НАН УКРАЇНИ**



**Т Е З И**

**XVII  
науково-технічної конференції  
«ПОТУРАЇВСЬКІ ЧИТАННЯ»**

**Конференція присвячена**

***97-й РІЧНИЦІ З ДНЯ НАРОДЖЕННЯ  
АКАДЕМІКА НАН УКРАЇНИ В.М. ПОТУРАЄВА***

***80- й РІЧНИЦІ ЗАСНУВАННЯ  
КАФЕДРИ ГІРНИЧИХ МАШИН ТА ІНЖИНІРИНГУ  
НТУ «ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»***

***50- й РІЧНИЦІ ЗАСНУВАННЯ  
ІНСТИТУТУ ГЕОТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ  
ім. М.С. Полякова НАН УКРАЇНИ***

**25 січня  
Дніпро 2019**

УДК 622.232  
ББК 34.42  
П64

*Надруковано доповіді, подані на XVII щорічну науково-технічну конференцію «ПОТУРАЇВСЬКІ ЧИТАННЯ». Основна частина матеріалів відображує наукові напрями досліджень викладачів і аспірантів кафедри гірничих машин та інжинірингу, а також тематику дипломних робіт студентів IV і V курсів цієї ж кафедри.*

*До тез увійшла одна робота учня технічного ліцею м. Кам'янське, що виконана під керівництвом старшого викладача кафедри Жупієва О.Л.*

*Збірник містить дві доповіді у співавторстві з Джаміль Самі Хаддад (Assistant professor, Ph.D. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering Technology, Al-Balqa Applied University, Amman, Jordan)*

*Технічна обробка, комп'ютерний набір, верстка О.В. Анциферов*

© Національний технічний університет  
«Дніпровська політехніка», 2019

# ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЇ ПЕРЕРОБКИ ТЕХНО-ГЕННИХ МІНЕРАЛЬНИХ ВІДХОДІВ

Д.т.н., професор Бондаренко А.О.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Розроблені комплексні технологічні рішення з утилізації, накоплення й переробки відходів каменеобробної промисловості з отриманням товарної продукції, яка має комерційну цінність. Застосовані технологічні рішення роздільної утилізації, транспортування, складування й переробки зернистих відходів каменеобробної промисловості у відповідності з їх первинною крупністю.

Обгрунтована технологічна раціональність окремої доставки та складування до тимчасових складів у вигляді буртів висотою не більше 2,5 м з організацією робочої площадки між ними великогабаритних бутових відходів та середньої й дрібної кам'яної обрізі спеціалізованими автосамоскидами, обладнаними грейферними пелюстковими ковшами та самоскидними посиленними кузовами [1]. Описана технологія підготовки негабаритної сировини до подальшого подрібнення з використанням дробильного устаткування на мобільному шасі, шляхом використання гідравлічних молотів у якості навісного обладнання гідравлічного екскаватора [2]. Обгрунтована доцільність застосування технології збирання, транспортування й дренажування первинних шламів за допомогою спеціалізованих автомобільних шасі-шламовозів, обладнаних знімним бункером-шламовозом [3, 4]. Розглянуті особливості двостадійної переробки первинних шламів із забезпеченням їх дренажування спочатку у бункерах-шламовозах потім на ділянках вторинного дренажування і фінальним очищенням від дрібнодисперсних домішок та отриманням товарного продукту у вигляді штучного піску шляхом промивання. У результаті дослідно-промислових випробувань та тестування технології заповнення бункера-шламовоза шламом визначена технологічна раціональність використання бункерів-шламовозів [5, 6].

## Література.

1. Bondarenko, A. A., 2012. Mathematical modeling of soil dredger absorption processes in the underwater bottomhole. *Metallurgical and Mining Industry*, 3, pp. 79–81.
2. Bondarenko, A. A., 2012. Laws of determination of fine materials suction limits in submarine suction dredge face. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 4, pp. 59–64.
3. Bondarenko, A. A., 2018. Theoretical bases of pulp suction process in the shallow dredge underwater face. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 3, pp. 22–29.
4. Bondarenko, A. A., 2018. Modeling of interaction of inclined surfaces of a hydraulic classifier with a flow of solid particles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 4, pp. 13–20.
5. Franchuk, V. P. and Bondarenko, A. A., 2016. Horizontal classifiers. Fundamentals of theory and calculation. Dnipro: *National mining university*.
6. Бондаренко А.О. Метод расчета конструктивных параметров горизонтальных классификаторов / Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2017, Вып. 5. – С. 40 – 47.

# РОЗРАХУНОК МАКСИМАЛЬНОЇ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ ОДНОСЕКЦІЙНОГО ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВУ З ІНДИВІДУАЛЬНИМ ПРИВОДОМ

Професор Франчук В.П., доцент Зіборов К.А.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Можливі межі найбільш важливих експлуатаційних показників шахтних транспортних засобів, які визначають конкурентоспроможність і економічну ефективність роботи всієї системи шахтного транспорту, - маса вантажу, що перевозиться і швидкість руху, - за інших рівних умов визначаються тяговою здатністю цих транспортних засобів. Сучасні інформаційні технології надають можливість приймати для досліджень вихідні передумови та розрахункові схеми з урахуванням конструктивних особливостей транспортних систем та визначати характеристики системи «транспортний засіб - зовнішнє середовище» [1, 2].

Теоретичною основою досліджень таких систем служать рівняння Лагранжа в узагальнених координатах. Щоб скористатися формою рівнянь Лагранжа записуються вирази для визначення кінетичної (по теоремі Кеніга), потенційної (по теоремі Клапейрона) енергії системи і роботи непотенційних сил на можливих переміщеннях. Для вирішення даного завдання прийняті числові значення параметрів шахтного локомотива 4КР-600 (рис. 1) з індивідуальним приводом.

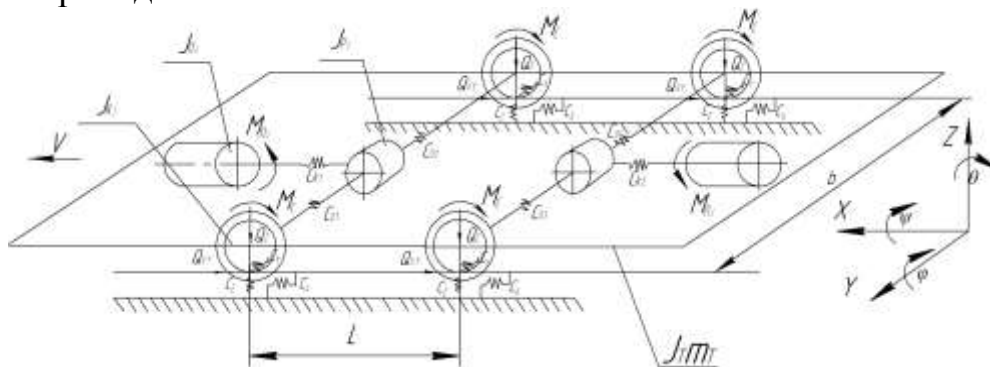


Рис.1

Різні співвідношення швидкості руху і окружної швидкості обертання вихідних ланок шахтного локомотиву можна характеризувати величиною відносного ковзання (прослизання), яке впливає на максимальну тягову здатність транспортного засобу в цілому [3].

Сила тяги, що реалізується кожним  $i$ -м колесом, визначена як

$$Q_{X_i} = Q_i \mu_0 \alpha_0 \frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{V_{t_i} \left[ \delta \left( \frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{V_{t_i}} \right)^2 V_{t_i} + \beta \frac{V_{t_i} - \omega_i R_{k_i}}{V_{t_i}} + \lambda \right]}$$

Для визначення максимального значення сили тяги, яка реалізується однією віссю, знайдемо похідну  $\frac{\partial Q_{X_{12}}}{\partial \omega}$  від суми тяги двох коліс, об'єднаних одні-

єю віссю. Відповідним чином, максимальна тягова здатність односекційного шахтного локомотиву з індивідуальним приводом  $Q_{X_{\Sigma}} = Q_{X_{12}} + Q_{X_{34}}$ .

Внаслідок взаємодії колеса і рейкового шляху кривизна обох дотичних поверхонь істотно спотворюється і величини деформацій цих поверхонь безперервно змінюються, змінюючи ефективність реалізації сили тяги [3]. Врахування в моделі різниці розмірів коліс по колу катання однієї колісної пари (розглядаючи різні співвідношення ступеня зношеності (до 5%) та їх розташування за компоновальною схемою шахтного локомотива) дозволяють оцінити вплив цього параметру на тягові властивості транспортного засобу.

Максимальна тягова здатність шахтного локомотиву є величиною, що змінюється в часі, і залежить, в тому числі, від показників його руху та умов транспортування гірської маси (магістральна швидкість та радіус кривизни рейкового шляху в плані).

Так на рис.2 (а, б) показані залежності максимального тягового зусилля односекційного шахтного локомотиву з індивідуальним приводом при різних радіусах кривизни рейкового шляху та швидкостях руху.

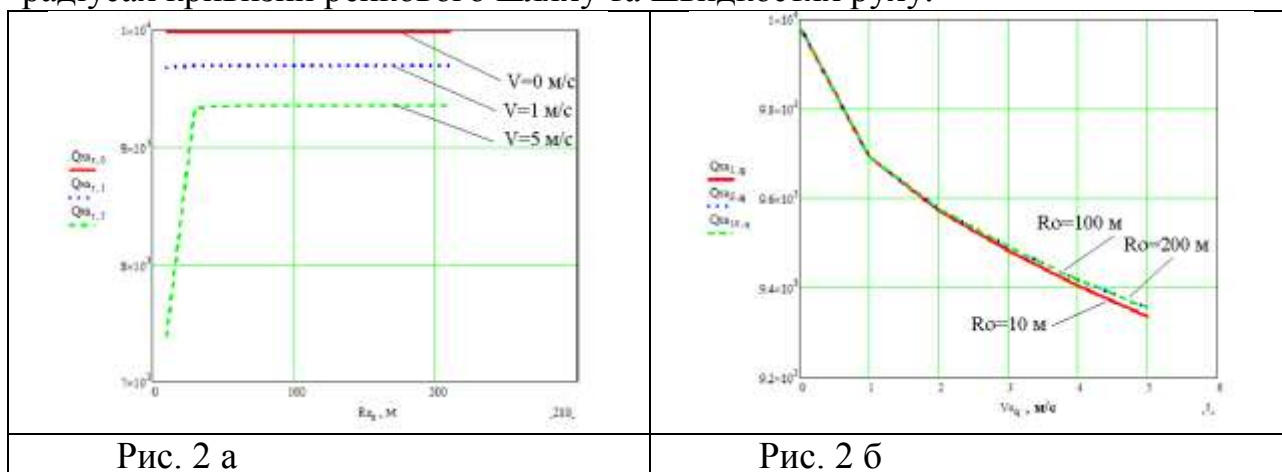


Рис. 2 а

Рис. 2 б

Таким чином, використовуючи функціональний зв'язок між кінематичними та силовим параметром можна визначити максимальну тягову здатність шахтного локомотива, що дозволяє прогнозувати експлуатаційні показники взаємодії системи «транспортний засіб – зовнішнє середовище».

#### Література.

1. Біліченко, М.Я. Транспорт на гірничих підприємствах / М.Я. Біліченко, Г.Г. Півняк, О.О. Ренгевич. // Підручник для вузів. – 3-є вид. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 636 с.
2. Ziborov K. Applicability of computer simulation while designing mechanical systems of mining rolling stock / V. Protsiv, S. Blokhin, S. Fedoriachenko – Науковий вісник НГУ, №6 (138), 2013, с. 55-59
3. Франчук, В.П. Взаємодія тіл з рухомою точкою контакту [Електронний ресурс] / В.П. Франчук, К.А. Зіборов // Монографія. - М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Електрон. текст. дан. – Дніпро: НГУ, 2017. – 96 с. – Режим доступу: <http://www.nmu.org.ua>.

# АНАЛИЗ БЕЗОПАСНОСТИ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ СО ШКИВАМИ ТРЕНИЯ И БОБИННЫМ УРАВНОВЕШИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ

Доценты Полушина М.В., Москалева Т.В, НТУ «Днепровская политехника»,

Подъемная установка со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством с резинокросовым тяговым органом отличается от известной бобинной подъемной установки тем, что двигатели расположены на валах шкивов [1]. Эффективность такой подъемной установки достигается за счет снижения стоимости привода постоянного тока в результате повышения скорости вращения двигателя в 2...2,5 раза. Так как тяговое усилие передается через ведущие шкивы трения, необходимо выполнить анализ безопасности подъемной установки из условия нескольжения канатов по шкивам трения. Режим предохранительного торможения не опасен, так как тормоз расположен на бобине.

Наиболее опасными являются режимы разгона при подъеме груза и торможения при спуске груза. Однако условия возникновения скольжения для этих режимов одинаковы при одинаковом расположении груженого сосуда на трассе движения и одинаковой их загрузке.

Критерием оценки безопасности подъемной установки принято критическое ускорение разгона  $j_{кр}$ , при котором начнется скольжение каната относительно шкива. По Правилам Безопасности действительное ускорение разгона  $j_p$  должно быть меньше  $j_{кр}$  со следующим запасом от скольжения  $j_p \leq 0,8 j_{кр}$ .

Установлено, что наименьшее критическое ускорение разгона подъемной установки возникает в опускающейся ветви в начале цикла подъема при расположении пустого сосуда у приемной площадки.

Выведена формула для определения минимально необходимого угла обхвата канатом ведущего шкива трения  $\beta_{min}$ . Для вертикального подъема

$$\beta_{min} = \frac{1}{f} \ln \left( \frac{1,25 j_p \left( \frac{I_{np.n}}{R_u^2 (R_n/R_k + 1)} - \frac{I_u}{R_u^2} - m_m \right) + \frac{(m_p + \rho_k H + m_m)g}{R_k/R_n + 1}}{m_m (g - 1,25 j_p)} \right),$$

где  $R_u, R_n, R_k$  – радиус шкива, начальный и конечный радиусы навивки каната на бобине,  $I_u, I_{np.n}$  – момент инерции шкива с двигателем и приведенный к правому шкиву момент инерции подъемной установки,  $m_m, m_p$  – мертвая и расчетная масса сосуда,  $H$  – высота подъема.

Анализ безопасности при различных режимах работы и при различных параметрах показал, что скольжение канатов не возникает.

Углы обхвата шкива канатом  $\beta_{min}$  всегда могут быть обеспечены компоновкой бобины и шкивов.

Литература.

1. Полушина М.В. Рациональные параметры подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством из условия минимума мощности привода/ М.В.Полушина, Т.В.Москалева, Е.С.Запара// Вісті Донецького гірничого інституту.– 2017.– Вип.2.– С. 169-175.

# ЯВНЫЙ ВИД УРАВНЕНИЯ КРИВЫХ ЛИССАЖУ

Профессор Певзнер М.Ш.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

**Постановка задачи.** Периодические процессы широко распространены в современной науке и технике. В связи с этим изучение различных аспектов теории колебаний является актуальной задачей. В частности, для различных областей современной науки существенный интерес представляет изучение колебаний систем с несколькими степенями свободы [1 – 3]. Среди рассматриваемых в связи с этим задач самостоятельный интерес представляет задача о колебаниях системы с двумя степенями свободы [4, 5]. В данном сообщении речь идёт об известной задаче теории колебаний – нахождении уравнения траектории точки, принимающей участие во взаимно перпендикулярных колебаниях. Результаты решения данной задачи, в частности, применяются для измерения частот складываемых колебаний, широко используются в механике, электро- и радиотехнике, электронике, оптике, физике высоких энергий, и т.д. При этом особый интерес представляет случай сложения колебаний с частотами, отношение которых является рациональным числом. Случай равенства этих частот достаточно прост и рассмотрен в различных учебных руководствах (например, [5]). В случае различных частот уравнение траектории точки в общем виде до сих пор не получено. В связи с этим цель данной работы заключается в нахождении явного вида уравнения кривой Лиссажу в случае отношения частот складываемых колебаний, являющегося рациональным числом.

**Метод.** В работе используются стандартные математические методы и свойства достаточно хорошо изученных в математическом анализе свойства полиномов Чебышева первого рода [6].

**Результаты работы.** На основе введенного понятия обобщённой разности фаз складываемых колебаний в явном виде получено уравнение кривых Лиссажу для случая, когда отношение частот указанных колебаний является рациональным числом. Уравнение содержит полиномы Чебышева первого рода.

## Литература

1. Л.Д.Ландау, Е.М.Лифшиц. Теоретическая физика, I т., Механика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц – М.: Главная редакция физико-математической литературы, 1988. – 216 стр.
2. Н.Ашкрофт, Н.Мермин. Физика твёрдого тела (в двух томах) / Н.Ашкрофт, Н.Мермин. – М.: Мир, 1979.
3. Давыдов А.С. Теория твёрдого тела / Давыдов А.С. – М.: Наука, 1976. – 640 с.
4. Л.Д.Ландау, Е.М.Лифшиц. Теоретическая физика, VIII т., Электродинамика сплошных сред / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц – М.: Главная редакция физико-математической литературы, 1982. – 620 стр.
5. Г.С. Горелик. Колебания и волны / Г.С. Горелик. – М.: – ГИФМЛ, 1959. – 570с.
6. Abramovitz, M., Stegun, I. (1974), Handbook of Mathematical Functions with formulas, Graphs and Mathematical Tables, National Bureau of Standards Applied Mathematics Series-55 (Перевод на русский язык: Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами / Под ред. М. Абрамовица, И. Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с.).

## КЛАСИФІКАЦІЯ РОЗМАГНІЧЕНОГО МАГНЕТИТУ

Професор Младецький І.К., доцент Березняк О.О., доцент Куваєв Я.Г.,  
завідувач лабораторією Березняк О.О.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Для розкриття зерен магнетиту при збагаченні магнетитових кварцитів їх необхідно подрібнювати до крупності менше 50 мкм. Цей процес здійснюється в кульових млинах. Виведення готового класу здійснюється за допомогою зовнішніх пристроїв, таких як класифікатори та гідроциклони. Від ефективності роботи пристроїв для класифікації залежить коефіцієнт циркулюючого навантаження на млин. Після кожної стадії подрібнення застосовується магнітна сепарація. Це призводить до намагнічування частинок магнетиту, оскільки магнетит має залишкову намагніченість. Магнітна флокуляція, що виникає в суспензії намагнічених частинок, призводить до збільшення ефективного розміру частинок магнетитової суспензії. Це, в свою чергу, викликає подальше зниження ефективності їх класифікації та збільшення коефіцієнта циркулюючого навантаження.

В цілому можна вважати, що залишкова намагніченість магнетиту відіграє негативну роль в збагаченні корисних копалин, і її зменшення, або розмагнічування, є актуальним завданням.

Розмагнічування енергетично і конструктивно доцільно здійснювати в імпульсному режимі. При такому способі в простій котушці соленоїда збуджуються коливання струму, що затухають, причому число коливань має бути більше 5, що забезпечується відповідною добротністю коливального контуру. В цьому випадку розмагнічуванню піддаються всі частинки, що знаходяться всередині соленоїда і в місцях, де максимальна індукція магнітного поля більше залишкової намагніченості частинки.

Подача суспензії в трубку здійснювалася через воронку. Об'ємна витрата суспензії становила  $1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ , при цьому швидкість її руху в соленоїді дорівнювала 0,53 м/с. Таким чином, час перебування частинок магнетиту всередині соленоїда складав 245 мс. Період повторення імпульсів дорівнював 120 мс, тому кожна частинка магнетиту піддавалася розмагнічуванню за час проходження через соленоїд не менше двох разів.

Дослідження класифікації намагніченої і розмагніченої суспензій магнетиту, приготованих з концентрату Полтавського ГЗК, здійснювали на лабораторній моделі гідросайзера.

Результати досліджень представлені в табл. 1 і 2.

Суспензія класифікувалась при двох швидкостях висхідного потоку. Як видно з табл. 1, при швидкості 17,4 мм/с практично всі частинки кварцу і магнетиту повинні потрапляти в зливний продукт, проте після намагнічування суспензії вихід зливного продукту склав лише 51,2%. З огляду на те, що майже всі частинки кварцу виносяться в злив (за винятком невеликої кількості затиснених в магнітних флокулах), можна зробити висновок, що більше половини частинок магнетиту утворюють флокули розміром більше 85 мкм. Після розмагнічу-



вання вихід зливного продукту склав більше 93%, що свідчить про досить повне розмагнічування частинок магнетиту.

Таблиця 1 – Розмір граничного зерна мінералів в залежності від швидкості потоку в гідросайзері.

Мінерал	Щільність, кг/м <sup>3</sup>	Швидкість потоку, мм/с	Розрахунковий розмір граничного зерна, мкм
магнетит	5400	17,4	85,2
		6,63	52,6
кварц	2700	17,4	137,1
		6,63	84,6

Таблиця 2 – Розподіл магнетитової суспензії при сепарації в гідросайзері

Розрахунковий розмір граничного зерна для магнетиту, мкм	Вихід продукта, %			
	Намагнічений		Розмагнічений	
	Зливний	Піковий	Зливний	Пісковий
85,2	51,2	48,8	93,1	6,9
52,6	23,1	76,9	79,7	20,3

При швидкості потоку 6,63 мм/с більше половини частинок магнетиту і всі частинки кварцу повинні потрапляти в злив, але в результаті магнітної флокуляції в злив потрапляє менше 20% частинок магнетиту. Як видно з таблиці 2, після розмагнічування кількість магнетиту крупності менше 53 мкм, що потрапляє в зливний продукт, збільшилася в 3,75 рази, що також свідчить про досить повне розмагнічування частинок магнетиту.

Таким чином, встановлено, що застосування технології розмагнічування магнетиту перед гідроциклонами дозволяє суттєво підвищити ефективність класифікації та підвищити якість продукту, що виключається з завантаження кульового млина, та зменшити кількість продукту який циркулює.

Отже, якщо апарат для розмагнічування поставити перед операцією класифікації подрібненого продукту, то можна значно зменшити циркулююче навантаження на млини другої та подальших стадій збагачення. Тому впровадження методу імпульсного розмагнічування магнетиту в технологічну схему збагачення магнетитових кварцитів дозволить в цілому підвищити продуктивність технологічної лінії збагачення та знизити витрати енергії на збагачувальний процес.

## ЗАЛЕЖНІСТЬ РОЗМІРІВ МАГНЕТИТОВИХ ФЛОКУЛ ВІД ЧАСТОТИ РОЗМАГНІЧУЮЧОГО ПОЛЯ

Професор Младецький І.К., професор Куваєв В.М., доцент Куваєв С.М.,  
завідувач лабораторією Березняк О.О.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Аналіз робіт по магнітному розділенню мінералів при збагаченні руд показує, що цей процес добре рекомендує себе при очищенні відходів від цінного мінералу. Що ж стосується збагаченого продукту, в ньому спостерігається досить високий рівень захоплення нерудної фази за рахунок флокуляції. Надалі, без застосування спеціальних методів, вивести ці частинки з маси концентрату не видається можливим, тому що ймовірність виведення відкритих нерудних частинок асимптотичне прагне до нуля. Селективна флокуляція може бути здійснена шляхом повільного введення потоку феромагнітних частинок в магнітне поле зі слабо спадаючою напруженістю. Необхідною умовою такого процесу є приведення всіх частинок до нульової залишкової намагніченості, тобто перед розділенням їх необхідно розмагнітити.

Головною умовою для розмагнічування феромагнітного тіла є стабілізація його положення в просторі по відношенню до змінного вектору зовнішнього магнітного поля. Зафіксувати положення всіх окремих частинок в пульпі деяким механічним способом не видається можливим. Матеріальне тіло, яких би малих розмірів воно не було, володіє механічною інерцією. Навіть магнітні домени мають магнітну інерцію, і при досить високих частотах вони не встигають реагувати на зміну магнітного поля. Механічна інерція пропорційна масі частинки, вона значно більше магнітної і проявляє себе вже при частотах зовнішнього змінного магнітного поля в кілька десятків тисяч Герц.

В роботі отримано залежність кута відставання повороту частинки від вектора зовнішнього магнітного поля. На підставі цієї залежності можна вважати, що коли частота магнітного поля перевищує 5 кГц, то існують умови, що сприяють розмагнічуванню частинок.

Перевірка отриманих теоретичних і кількісних співвідношень ступеня розмагнічування магнетитових частинок здійснювалася шляхом мікроскопічних досліджень пульпи, яка піддавалася обробці високочастотним магнітним полем. Порівняння фотографії частинок пульпи магнетиту, які зазнали намагнічування (рис.1), і пройшли через поле зменшеної напруженості з частотою 20 кГц (рис.2) показує, що розмір частинок істотно зменшився. Обидві пульпи піддавалися інтенсивному механічному перемішуванню, і розмір подрібнених частинок в них не змінився.

Кількісне оцінювання впливу намагнічування і розмагнічування пульпи на розміри частинок проводилася таким чином.

Пульпа спочатку була намагнічена постійним магнітним полем з індукцією 0,25 Тл (рис.3). Після намагнічування довжина флокул досягала 300 мкм (0,3 мм).



Рис.1



Рис.2

Піддавши цю ж пульпу впливу змінного магнітного поля з частотою 20 кГц і зменшеною напруженістю (рис.4), отримали флокули меншого розміру – близько 100 мкм (0,1 мм), при цьому чітко спостерігається будова цих агрегатів, які складаються з ланцюжків окремих частинок. Можна зробити висновок, що частинки магнетиту частково розмагнітилися, однак повне розмагнічування не було досягнуто.

Піддавши цю ж пульпу впливу змінного магнітного поля з частотою 70 кГц (рис.5), отримали повністю розмагнічені частинки, які відокремлені одна від одної. Зразки екранувалися від магнітного поля Землі. Вивчення розмірів отриманих частинок дає підставу зробити висновок, що практично всі частинки мають розмір менше 20 мкм.

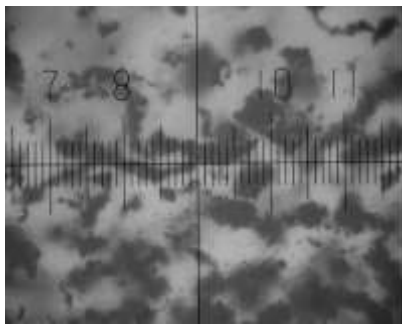


Рис.3

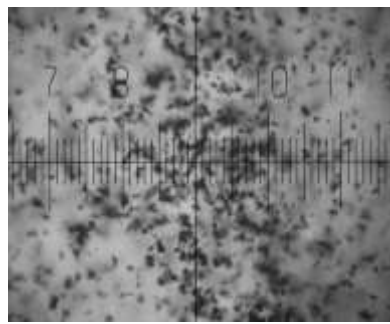


Рис.4

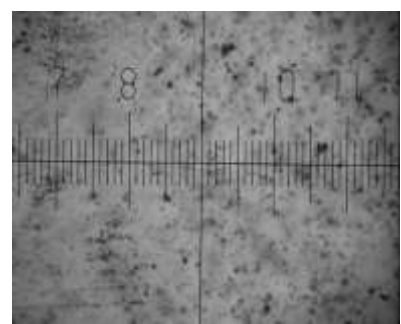


Рис.5

При класифікації таких частинок, наприклад, в гідроциклоні, вони всі підуть в зливний продукт, на відміну від намагнічених частинок, значна кількість яких у вигляді флокул потрапить в пісковий продукт і повернеться в млин. Це можуть бути гідроциклони з діаметром циліндричної частини 50 мм і менше, глазуrowані в області робочої частини.

Крім того, мінерали магнетиту в частинках такої крупності практично повністю розкриті, що теоретично дозволяє отримувати концентрати надвисокої якості. Розмагнічування феромагнітних частинок, що володіють залишковою намагніченістю, в магнітних полях високої частоти може забезпечити показники якості концентратів, близькі до теоретично можливих.

## **ОСОБЛИВОСТІ КЕРУВАННЯ МОТАЛКАМИ ТИПУ ГАРРЕТА У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ НАМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ**

Професор Куваєв В.М., доцент Куваєв С. М., асистент Бешта Д. О.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Сучасне машинобудування широко використовує в якості сировини сортовий прокат, який постачається у мотках, що забезпечує скорочення втрат металу при його калібруванні в порівнянні з калібруванням прутків прокату. Для отримання мотків прокату великих діаметрів використовують моталки типу Гаррета.

Особливістю даного типу моталки є те, що змотування проводиться на обертовий барабан пошарово. Шари формуються за рахунок зворотно-поступального руху укладальника. Вигин прокату в точці його прилягання до мотка забезпечується за рахунок його натягу на ділянці випускна прокатна кліть - моталка. Відсутність ривків натягу прокату за випускною кліттю запобігає локальному утягання профілю на виході кліті.

У процесі змотування прокату в системі моталка-кліть виникають перехідні процеси, які призводять як до ривків, так і до ослаблення натягу прокату. Проведений аналіз процесу змотування прокату моталками типу Гаррета дозволив виявити три основних причини таких процесів. Перша причина пов'язана з особливостями режиму захоплення прокату моталкою типу Гаррета, дві інші - з особливістю переходу до змотування нового шару мотка.

Були проведені аналітичні дослідження процесу захоплення прокату моталкою. В результаті досліджень встановлено, що процес захоплення протікає в дві стадії - спочатку здійснюється захоплення прокату столом моталки, а потім, коли прокат, що перебуває в моталці, досягає певної довжини, процес захоплення лавиноподібно переходить в стадію захоплення прокату барабаном моталки. По результатах досліджень було запропоновано здійснювати керування швидкістю обертання моталки в режимі захоплення прокату в функції довжини прокату, який зайшов в моталку, а не часу від моменту появи прокату перед моталкою.

Однією з причин, що викликає ривок натягу при переході до змотування нового шару мотка, є зрив верхнього витка мотка після реверсу укладальника. Проведені дослідження показали, що дане явище відбувається при певному взаємному розташуванні точок переходу на поточний новий шар і точки попереднього переходу на новий шар. Показано, що дане явище можна усунути шляхом керування висотою підйому укладальника при якій формується команда на його реверс.

Іншою причиною, що викликає ривок натягу при переході до змотування нового шару мотка, є те, що різко, практично стрибкоподібно змінюється лінійна швидкість прокату в точці його прилягання до мотка. Дослідження способів керування процесом змотування прокату на моталках типу Гаррета показали, що єдиним способом зниження ривків натягу до прийняттого рівня є стабілізація прогину прокату за випускний кліттю шляхом регулювання швидкості її обертання.

## **ЗНИЖЕННЯ ВТРАТ МЕТАЛУ НА ОСНОВІ УЗГОДЖЕНОГО КЕРУВАННЯ ДОВЖИНОЮ І РОЗРІЗАННЯМ СОРТОВОГО ПРОКАТУ**

Професор Куваєв В.М., асистент Бойко О.О., аспірант Новодранова Н. О.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Одним з основних техніко-економічних показників виробництва сортового прокату є видатковий коефіцієнт металу - відношення маси товарного прокату до маси заготовок, з якого дана продукція вироблена. Найбільші втрати металу пов'язані зі штатним веденням технологічного процесу виробництва сортового прокату. Це втрати металу в технологічну обрізь.

Практично весь обсяг дрібно- та середньосортного прокату виробляється на безперервних прокатних станах, прокатні кліті на яких скомпоновані в групи. Перед кожною групою клітей встановлюють летючі ножиці для зачистки переднього торця прокату. Довжина ділянки, що відрізається, задається оператором виходячи з урахування точності розрізання прокату летючими ножицями. «Запас» на точність Розрізання складає до 25% довжини ділянки, що відрізається. Тому підвищення точності розрізання при «зачистці» переднього торця прокату є суттєвим резервом скорочення втрат металу.

Ще більш істотні втрати прокату в обрізь виникають при виробництві прокату в стрижнях. Даний процес передбачає послідовність операцій яка, зокрема, включає розрізання прокату на прутки летючими ножицями, відповідно до розкрійного плану, формування пакету охолоджених прутків, «зачистку» переднього торця пакета ножицями холодної різки з подальшою його розрізанням на пачки мірних стрижнів. За результатами цих операцій утворюється обрізь. Аналіз структури втрат металу в обрізь показав, що до 1% втрат пов'язано з точністю розрізання прокату на прутки Друга складова цих втрат, тобто від 1% до 3%, викликана не кратністю довжини прутка мірній довжині стрижня

Проведені дослідження дозволили визначити базові науково-технічні рішення по підвищенню точності управління летючими ножицями, які включають квазіоптимальну траєкторію руху ножів до моменту різку і облік затримок (апаратних і програмних) в системі управління ножицями. Квазіоптимальна траєкторія являє собою компромісну траєкторію між траєкторією, отриманою рішенням завдання на основі класичного варіаційного обчислення і принципу максимуму Понтрягіна. Вона додатково враховує «слабкі» технологічні обмеження. Передбачуване зниження втрат металу від їх реалізації становить 0,3% - 0,5%.

Другу складову втрат - не кратність довжини прокату мірній довжині стрижня, пропонується скоротити за рахунок активного регулювання довжини прокату за рахунок зміни режиму обтиснень в випускній і передвипускній кліті або за рахунок регулювання коефіцієнта витяжки розкату в випускній кліті. Результати моделювання показали теоретичну можливість звести дану складову втрат практично до нуля.

**ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ  
ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ В  
ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИХ ИНСТРУМЕНТАХ ПРИ БУРЕНИИ  
КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД**

Доцент Ганкевич В.Ф., доцент Москалева Т.В.

НТУ «Днепровская политехника»

Доцент Кравец В.И., ассистент Ливак О.В.

УДХТУ « Украинский государственный химико-технологический университет»

В буровом инструменте есть все для реализации термоциклического воздействия – тепло от трения инструмента о забой и охлаждение промывочной жидкостью.

Для решения поставленных задач в работе использован системный подход, включающий в себя анализ и обобщение научно-технических достижений и литературных источников, который объединяет теоретические и экспериментальные исследования

Благодаря последним исследованиям есть общее понимание того, что же происходит в горных породах при резком охлаждении [1].

Исследования, проведенные на обычных алмазных коронках диаметром 76 мм при стандартных режимах бурения, методом срезаемых термопар, встроенных в буримую породу (гранит) показали, что под сектором коронки поверхность породы может разогреваться до температур выше 1000 °С [2].

Глубина проникновения трещин в массив с достаточной степенью точности может определяться по зависимости (1).

Связь между временем охлаждения  $\tau$  и длиной растущей трещины выражается формулой

$$\tau = \frac{4l^2}{\pi^3 a \left( \sqrt{\frac{l_*}{l}} - 1 \right)^2} \quad (1)$$

Проведенная работа показывает, что термоциклическое разупрочнение горных пород может быть успешно реализовано в буровых инструментах при соответствующем учете особенностей поведения горных пород при резком охлаждении.

Литература:

1. Разрушение горных пород при резком охлаждении [Текст]: моногр./А.А. Кожевников, В.В. Крисан, Ю.Н. Вахалин, А.О. Третьяков, О.В. Ливак.-Д.:ТОВ «Лизунов Прес», 2011.-152с.

2. Забойные факторы алмазного бурения геологоразведочных скважин: Монография/А.А. Кожевников, С.В. Гошовский, И.И. Мартыненко и др.-Д.:ЧП «Лира ЛТД», 2006.-264с.

**ВИБРОУДАРНАЯ АКТИВАЦИЯ ПОЛИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ РУД,  
КАК СПОСОБ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ОБОГАЩЕНИЯ**  
Профессор Франчук В.П., профессор Светкина Е.Ю., доцент Анциферов А.В.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Конструктивно вертикальная вибрационная мельница (МВВ) в отличие от горизонтальной имеет цилиндрическую помольную камеру, ориентированную в вертикальной плоскости. Благодаря этой особенности имеется возможность реализации в МВВ виброударного режима работы. Но изменение размера частиц при измельчения – это не единственный результат механического воздействия на твердые тела. Еще более важно то обстоятельство, что при этом происходят всевозможные изменения: фазовые переходы, энергетическая активация частиц на поверхности и в объеме, деформация, возникновение точечных и протяженных эффектов. Эти изменения, определяемые термином механоактивация, в конечном итоге повышают активность порошков твердых материалов в процессах последующего их использования [1, 2].

Основные выводы из приведенных и других более ранних работ позволяют сделать следующий вывод. Механоактивация связана с температурой, реализуемой в точке соударения шаров (мельющие тела) и передаваемой тепловой энергии элементарному объему измельчаемого материала, попавшего в зону удара. Эффект достижения «критической температуры» связан с определенными технологическими параметрами работы МВВ, основные из которых амплитуда, частота и диаметр шаров.

Предложена методика расчета температуры в зоне удара. Построены зависимости ее от частоты и амплитуды колебаний при различных режимах работы мельницы. Сравнение с экспериментальными данными показало, что процесс активации в смесях измельчаемых порошков наблюдается при температуре, значительно более низкой, чем температура плавления реагентов: около  $0,2 \dots 0,3 T_{пл}$ .

Таким образом, при виброударном нагружении в зонах контакта шаров образуется новая поверхность, монослою которой передается энергия удара. Этим подтверждается факт протекания реакций, завершающихся образованием новых фаз продукта. Это также указывает на возможность глубокого, на молекулярном и кластерном уровне, перемешивания компонентов в зонах динамического контакта и последующей кристаллизацией новых фаз.

Основной вывод: локальная температура – это важный параметр, отвечающий за процесс механоактивации твердых веществ.

Литература.

1. Svetkina O., Lysytska S., Franchuk V., Energy-saturated materials based on technological biomaterials // Advanced Engineering Forum. – Switzerland: Trans Tech Publications. – 2017. – Vol. 25. – pp. 80-87. ISSN: 2234-991X.
2. Светкіна О.Ю., Богданов О.О., Лисицька С.М., Франчук В.П. Застосування вібротехнології для інтенсифікації механохімічної активації та зневоднення вапняку // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: ВНАУ. – 2017. – № 4 (87). – С. 82–86.

# ПАРАМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ ПОВЕРХНІ ПІД НАМОТУВАННЯ КАНАТА ШАХТНОЇ ПІДНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Доцент Москальова Т.В., доцент Полушина М.В.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Для шахтних піднімальних машин (ШПМ) з циліндричними барабанами (рис. 1) підвищення висоти піднімання вантажів безпосередньо пов'язано із підвищенням канатомісткості барабанів. В свою чергу канатомісткість залежить від параметрів поверхні під намотування каната на барабан. Розробка параметричної моделі поверхні барабана під намотування каната та оптимізація її параметрів є актуальною науково-технічною задачею.

В Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» зроблено деякі рішення щодо конструктивного вдосконалення канатних барабанів [1-4].

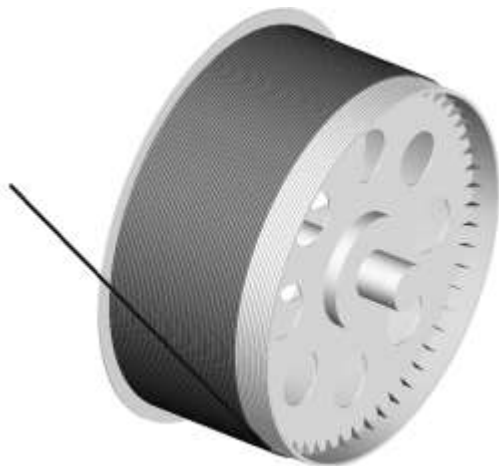


Рис. 1

Серед параметрів поверхні під намотування слід виділити наступні: параметри профілю канавки (шаг нарізки, діаметр канавки, висота гребінця, радіус округлення гребінця), параметри барабана (ширина, довжина, кут нахилу для нециліндричних барабанів), параметри розміщення барабана та шків (кути відхилення, довжина струни каната, відстань між копровими шківками та ін.). Розроблена параметрична модель поверхні під намотування каната дозволяє виконати дослідження впливу зазначених параметрів на процес намотування. Аналіз залежностей дає підґрунтя для розробки рекомендацій щодо

раціонального вибору параметрів при проектуванні нових та модернізації вже існуючих барабанів шахтних піднімальних машин з циліндричними барабанами.

## Література.

1. Заболотный К.С. Оптимизация по канатоемкости проектных параметров барабанов шахтных подъемных машин: монография / К.С. Заболотный, Т.В. Москалёва, А.Л. Жупиев // Д. : Национальный горный университет, 2013. – 152с.
2. Moskalyova T.V. Cross way of fastening steel ropes to a single-drum mine hoisting plant with the location of pulleys on the same axis / T.V. Moskalyova, M.V. Polushyna // Scientific Bulletin of National Mining University. – 2015. – №2. – P. 56-62.
3. Пат. № 53250 А. Украина. Футеровка канатного барабана / К.С. Заболотный, Т.В. Безпалько (Украина). – Опубл. 15.01.2003, Бюл. № 1.
4. Пат. № 61682 А. Украина. Канатный барабан / К.С. Заболотный, Т.В. Безпалько, А.Л. Жупиев (Украина). – Опубл. 17.11.2003, Бюл. № 11.



# THE SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF TECHNOLOGY FOR PROCESSING OF TECHNOLOGICAL MINERAL WASTE

**A.O. Bondarenko, D.Sc. (Tech.), Professor**

National TU Dnipro Polytechnic

Development of integrated technological solutions for utilization, accumulation and processing of wastes of the stone-processing industry with the production of marketable products with commercial value. Technological solutions have been applied for the separate utilization, transportation, storage and processing of granular waste of the stone-processing industry in accordance with their initial size.

The technological rationality of separate delivery and warehousing to temporary warehouses in the form of bursts in height of not more than 2,5 m with the organization of a working platform between them of large-scale waste rubbish and medium and small stone cuttings by specialized dump trucks equipped with grabbing petrol buckets and dump-shaped reinforced bodies is substantiated [1]. The technology of the preparation of oversized raw materials for further grinding using crushing equipment on a mobile chassis is described, using hydraulic hammer as a hydraulic excavator attachment [2]. The rationality of the application of technology for the collection, transportation and drainage of primary sludge by means of specialized automobile chassis-slurry trucks equipped with a mobile slurry container was substantiated [3, 4]. The peculiarities of two-stage processing of primary sludge is considered with the provision of their drainage first in Mobile Slurry Containers, then on secondary drainage sites and final cleaning from fine-dispersed impurities and the receipt of the commercial product in the form of artificial sand by washing. As a result of experimental and industrial testing and testing of the technology of the mobile slurry container filling, the technological rationality of the use of mobile slurry containers is determined [5, 6].

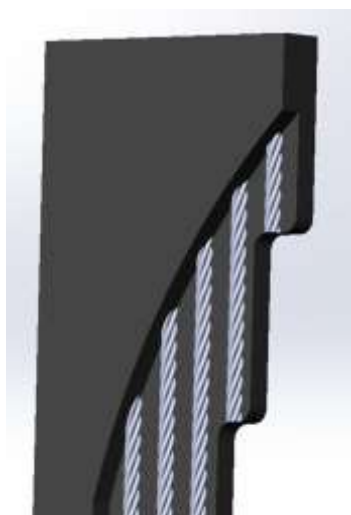
## References

1. Bondarenko, A. A., 2012. Mathematical modeling of soil dredger absorption processes in the underwater bottomhole. *Metallurgical and Mining Industry*, 3, pp. 79–81.
2. Bondarenko, A. A., 2012. Laws of determination of fine materials suction limits in submarine suction dredge face. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 4, pp. 59–64.
3. Bondarenko, A. A., 2018. Theoretical bases of pulp suction process in the shallow dredge underwater face. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 3, pp. 22–29.
4. Bondarenko, A. A., 2018. Modeling of interaction of inclined surfaces of a hydraulic classifier with a flow of solid particles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 4, pp. 13–20.
5. Franchuk, V. P. and Bondarenko, A. A., 2016. Horizontal classifiers. Fundamentals of theory and calculation. Dnipro: *National mining university*.
6. Бондаренко А.О. Метод расчета конструктивных параметров горизонтальных классификаторов / Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2017, Вып. 5. – С. 40 – 47.

# ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАНАТА И ПОДЪЕМНИКА С БОЛЬШОЙ ГЛУБИНЫ

ст.пр. Жупиев А. Л., школьник Абернихин И.А.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Актуальной технической проблемой является создание эффективных большегрузных скиповых подъемников для глубин до 2000 метров.



В качестве конструктивного решения предложено использование бобинной подъемной машины с резиновтросовым канатом кусочно-постоянной ширины эквивалентным равнопрочному.

Идея работы состоит в определении радиуса органа навивки из условия достижения минимума установленной мощности двигателя.

Для определения ширины рассмотрено условие равновесия элемента равнопрочного каната.

Доказано что безразмерные характеристики, такие как: начальная ширина, вес канатов, натяжение ветвей, дифференцированный запас прочности, зависят только от одной безразмерной величины «запаса прочной длины», которая характеризуется соотношением прочной длины каната и глубины подъема.

бины подъёма.

Доказано что эквивалентный статический момент можно представить в виде произведения двух функций, одна из которых зависит только от запаса прочной длины, а вторая от безразмерной толщины каната, определенной как отношение толщины к глубине подъема.

## ВЫВОДЫ

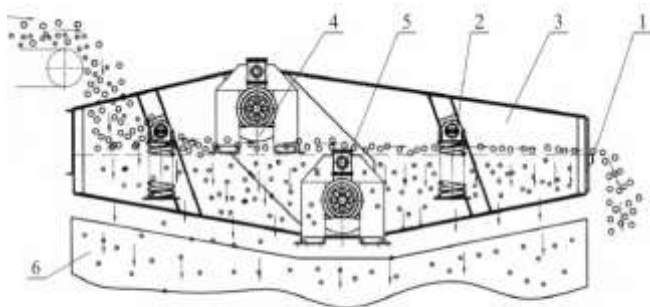
1. Эквивалентный момент линейно зависит от конечного груза, а от глубины подъема монотонно возрастает.
2. Минимум эквивалентного момента достигается при минимумах безразмерной ширины и запаса прочной длины, однако существующие типоразмеры каната не отвечают этим требованиям
3. Применение равнопрочного каната по сравнению с канатом постоянной ширины приводит к уменьшению массы не менее чем на 30%, и к увеличению эквивалентного момента не более 5%.

## Литература.

Заболотный К. С. Исследование особенностей механики и выбор рациональных параметров бобинных подъемных машин с резиновтросовым канатом : дис. канд. техн. наук : 05.05.06 / Заболотный Константин Сергеевич – Днепропетровск, 1979. – 248 с..

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ ПАРАЗИТНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРОХОТА SkUb5.0x1D

Старш. преп. Жупиев А. Л., студент Твардовский В. А.  
НТУ «Дніпровська політехніка»



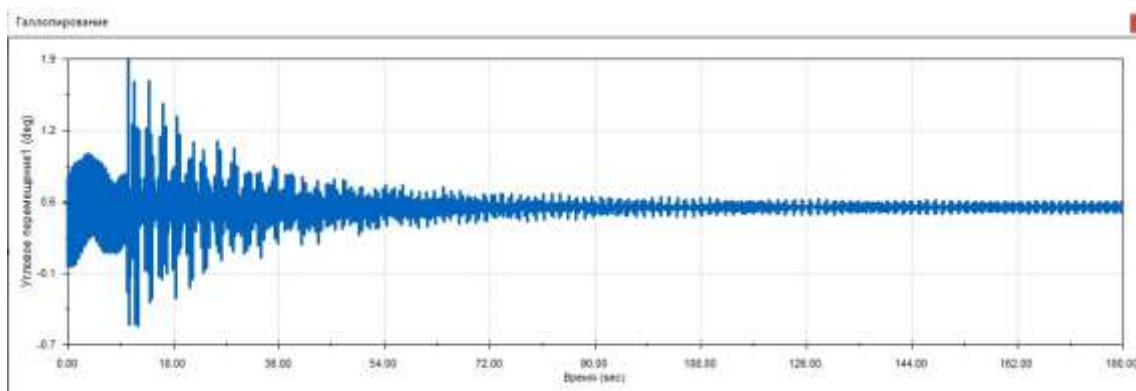
1 - сито, 2 - шпир, 3 - шпир, 4 - вибратор, 5 - двигатель, 6 - верошка.

Рисунок 2. Схема работы грохота

Для решения технической проблемы – падение качества выходной продукции от наличия паразитных колебаний – было принято конструктивное решение установки дополнительных горизонтальных пружин к стенкам корпуса грохота.

Была создана упрощенная модель грохота SkUb5.0x1D, имеющая те же самые массово-инерционные характеристики. Идея исследования заключается в использовании методов моделирования и компьютерной симуляции.

Для определения рациональных значений жесткостей пружин было проведено исследование зависимости амплитуд паразитных колебаний в зависимости от массы и положения центра масс груза. В качестве инструмента исследования был выбран SolidWorks Motion, в котором сам грохот моделировался в виде бруса с массово-инерционными характеристиками, соответствующими грохоту.



Поскольку реальные пружины грохота обладают конечной жесткостью на сдвиг, а в SolidWorks Motion пружины представляются только как одномерные элементы, то при помощи SolidWorks Simulation была найдена поперечная жесткость пружины и в SolidWorks Motion каждая реальная пружина моделировалась тремя взаимоперпендикулярными одномерными пружинами.

Литература.

1. Л. А. Вайсберг – «Проектирование и расчет вибрационных грохотов» - М.: «Недра» 1986.

# ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН БАРАБАННОГО ТИПА

Ассистент Молодченко А. В.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Новокраматорский машиностроительный завод, один из крупнейших в Европе производственно-исследовательских комплексов, до настоящего времени выпускает барабанные шахтные подъемные машины, снабженные чаще всего колдочными тормозами.

Разработкой конструкции тормозных устройств ШПМ занимались многие известные ученые, но из-за несовершенства используемых ранее вычислительных средств весьма важные параметры взаимодействия тормозной балки, накладки и тормозного обода остались не исследованными. В частности в моделях, используемых в литературе, не было учтено влияние тангенциальных сил на распределение контактного давления. Также в литературе обнаружены противоречивые результаты: в отечественных источниках описан синусоидальный закон распределения контактного давления с пиковыми значениями по центру тормозной балки [1-3], а в иностранных – U-образный с пиковыми значениями по краям [4-6].

Из вышесказанного вытекает актуальная **научная задача** - выявление факторов, влияющих на распределение контактного давления, и разработка на этом основании методики определения конструктивных параметров тормозных колодок ШПМ барабанного типа, обеспечивающих наиболее равномерное распределение контактных давлений вдоль тормозной балки при этом обеспечивается не повышение уровня максимальных напряжений и сохранение массы тормозных колодок.

Основанием для разработки методики является договор №35 от 22.05.09 о научно-методическом сотрудничестве между ПАО «НКМЗ» и НТУ «ДП».

**Целью исследования** является разработка метода определения зависимости распределения контактного давления от конструктивных параметров тормозных колодок ШПМ барабанного типа и на его основе методики определения их рациональных значений.

Для достижения поставленной цели были поставлены следующие **задачи**:

1. Разработать аналитическую модель контактного взаимодействия тормозной колодки с барабаном для дальнейшего проведения на ней исследований;
2. Изучить влияние на распределение контактного давления таких факторов как: поперечная, изгибная и продольная жесткости тормозных колодок.
3. Разработать инженерную методику, позволяющую разработать рациональную конструкцию тормозной колодки, обеспечивающую минимальные контактные давления и не превышение массы и интенсивности напряжения по сравнению с исходным вариантом.

Разработанная аналитическая модель позволила определить зависимость приведенного контактного давления от отношения поперечной жесткости накладки к изгибной жесткости балки  $\lambda$  (рис. 1).

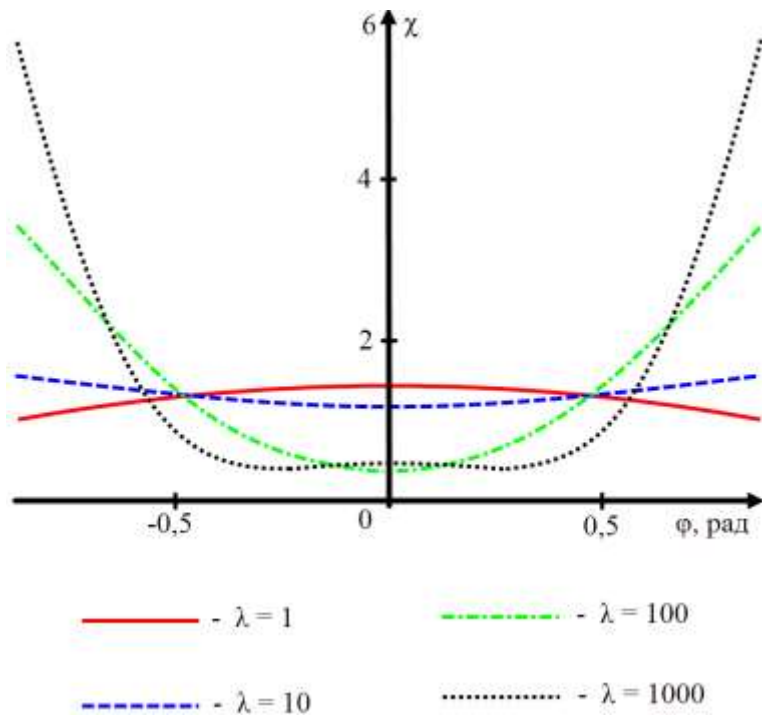


Рис. 1

Наиболее равномерное распределение контактного давления достигается в диапазоне изменения относительной жесткости балки  $\lambda$  от 1 до 10. При более низких значениях этого параметра характер кривой распределения имеет синусоидальный вид, когда максимальными значениями контактного давления наблюдаются в центре тормозной колодки, а более высокие значения распределяются по U-образной кривой с ярко выраженным краевым эффектом.

Пренебрежение силами трения при расчете распределения контактного давления обуславливает ошибку вычисления максимального значения давления, равную 1.3%, при относительной изгибной жесткости 0.002, и 11%, когда относительная изгибная жесткость равна 0.07. Если значения относительной поперечной жесткости ниже 150, то максимальное давление практически не зависит от значений изгибной жесткости. Когда относительная поперечная жесткость превышает 800, то данная зависимость практически прямо пропорциональна.

Методические рекомендации внедрены в проектные работы ПАО «НКМЗ» при разработке новых конструкций ШПМ. (акт внедрения научно-исследовательских работ утвержден главным инженером производства ГР и КПО ПАО «НКМЗ» 12.04.2013 г.).

#### Литература:

1. Давыдов Б.Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин. – М.: Углетехиздат, 1959.
2. Карпышев Н. С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин. – М: Недра, 1968.
3. Федорова З. М. Сборник примеров и задач по рудничным подъемным установкам. – М: Государственное научно-техническое издательство литературы по горному делу, 1961.
4. Barecki Z. и Scieszka S. F. A Mathematical Model of the Brake Shoe and the Brake Path System // N&O JOERNAAL. - April 1987 г.. - стр. 13-17.
5. Day A. J., Harding P. R. J. и Newcomb T. P. A finite element approach to drum brake analysis [Журнал] // Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 193. - 1979 г.. - стр. 400-406.
6. Millner N. и Parsons B. Effect of contact geometry and elastic deformations on the torque characteristics of a drum brake // Proc. Instn. Mech. Engrs.. - 1973 г.: T. Vol. 187. - стр. 317-331.

# ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ БОБИНОЇ УСТАНОВКИ З ГУМОТРОСОВИМ КАНАТОМ

Меркулова А. В., студентка гр. ГМмм15-1. Керівник: доцент Панченко О.В.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Задля дослідження деформації тіла намотки при бобінному підйомі та проведення необхідних вимірювань було прийнято рішення сконструювати лабораторну експериментальну установку з гумо-тросовим канатом.

Оскільки розробка установки на базі наявного обладнання значно скоротить час та фінансові витрати на виробництво, задіємо мотор-редуктор, експериментальну бобину установки та гумотросовий канат.

Обладнання перевірено та погоджено з вимогами, що висунуто до установки. На початку розробки проекту [1] було обрано схему компонування вузлів збірки, входячи з параметрів полігону на якому буде монтуватися машина та розрахункових параметрів установки. Таким чином вирішено, що мотор-редуктор буде сполучатися з бобиною через перехідний фланець зі шпонковим пазом, даний вид з'єднання забезпечує затребувані вантажопідйомність, міцність та жорсткість, швидкість підйому. Розташування відхиляючого шківу відносно привідної бобини було зумовлене довжиною ременю та геометричними характеристиками наявного полігону, де буде монтуватися готова установка.

Після обрання принципової схеми установки побудували її тривимірну модель, перевірили установку та її окремі складові на міцність у SolidWorks Simulation, задля забезпечення жорсткості та надійності конструкції та обрали стандартні деталі (підшипники, шків) [2]. Виготовили за отриманою моделлю пакет проектної документації.

На даний момент виготовлено такі вузли: рама, експериментальна бобина, скіп. Візок відхиляючого ролику потребує остаточної збірки. Всі деталі установки створено. Проведено попередню збірку (рис. 1) для аналізу готової конструкції та пошуку дефектів. За результатами оцінки похибок в проектуванні та виробництві не виявлено, установка стабільно працює. Наразі стартує стадія підготовки полігону до монтажу. Далі планується монтаж готових вузлів на випробувальному полігоні та проведення дослідів, заради яких було проведено таку роботу.



Рис. 1

## Литература.

1. Меркулова А.В. Концептуальна модель експериментальної бобиної установки з гумотросовим канатом / А.В. Меркулова // Матер. Всеукр. наук.-практ. конф. "Наукова весна 2018". м. Дніпро, 12-13 квітня, 2018 р.: Тез. доп. – Т. 16. – Д.: НГУ, 2018 – С. 2-3.
2. Меркулова А.В. Результати розробки експериментальної бобиної установки з гумотросовим канатом / А.В. Меркулова // Матеріали VI Всеукр. наук.-техн. конф. студентів, аспірантів і молодих вчених (Дніпро, 15-16 листопада 2018 року). – Д.: НТУ «ДП», 2018– С. 27-28.

# ПРО ВПЛИВ РОЗБІЖНОСТІ ЩІЛЬНОСТІ ЗМІШУВАНИХ ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ НА КІНЕТИКУ ПОТУЖНОСТІ ЗМІШУВАЧА

Доцент Запара Є.С.

НТУ «Дніпровська політехніка»

При експлуатації вібраційно-лопатевих змішувачів на початковому етапі процесу сухого змішування порошковидних матеріалів спостерігається негативне явище, яке полягає в, іноді суттєвому, перевищенні моменту на лопатовому валу над розрахунковим його значенням [1]. Це перевантаження значно триваліше періоду запуску привода й приводить до перегріву двигуна з відповідним зменшенням його ресурсу. Тому встановлення закономірностей цього явища та складання методики, що дозволить визначити змінність в часі потужності (тобто кінетики потужності), що розвиває привод лопатевого валу, є актуальною задачею.



Рис. 1

Досвід експлуатації вібраційно-лопатевих змішувачів на різних виробництвах (рис. 1) дозволив висунути припущення про те, що внизу камери змішування безпосередньо після завантаження опиняються переважно компоненти шихти, що мають вищу насипну густину. Основні робочі органи змішувача (лемеші) розташовані на кінці стійок, тобто на найбільшому радіусі. Тому і момент на валу спочатку більший за номінальний доки шихта не змішається. Для підтвердження цього припущення проведено серію аналізів проб матеріалів, що завантажені в змішувач. Проби відбирались пробовідбирником, конструкція якого дозволяла виконувати цю операцію на потрібній глибині занурення в шихту. При кожному досліді відбиралось 18 проб: 6 поблизу дна, 6 із середнього шару та 6 з поверхні. В склад шихти входила значна кількість залізного порошку, який був найважчим із усіх компонентів. Вміст заліза в пробі визначався зважуванням після відмагнічування його з віброкиплячої поверхні проби на вібраційному пристрої. Встановлено, що спосіб завантаження компонентів шихти (по черзі з різною послідовністю, чи після перевантаження з бункера, чи зі збірного конвеєра) мало впливає на зазначений розподіл. Проведено вимірювання току в 3 фазах двигуна в початку та на при кінці змішування. Перевищення току на початку процесу над його значенням при завершенні змішування склало 25 %. В подальшому треба провести дослідження для встановлення кількісного впливу співвідношення щільності компонентів шихти на кінетику потужності приводу, що дозволить уточнити методику розрахунку.

## Список посилань

1. Запара Е.С. Исследование динамики и потребляемой энергии вибрационно-лопастного смесителя // Транспортные и горные машины: Сб. науч. работ ИГТМ АН УССР. – Киев: Наук. думка, 1983.. – С. 87-92.

## РЕІНЖИНІРИНГ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ КОМБАЙНУ КА80

Студент гр. 133-17-1 Боднар Д.О.,

**Керівник:** Куниця В.Ф., інженер-механік кафедри ГМІ  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Багато підприємств Донбасу, наприклад, Горлівський машинобудівний завод, знаходяться на тимчасово окупованій території, у зв'язку з цим, було втрачено багато конструкторської документації на продукцію, яка виготовляється там, тому актуальним є завдання відновлення цієї документації. Крім того, для майбутнього інженера машинобудівника є важливим формування навичок, компетенцій, що дозволяють аналізувати технічні рішення закладені в сучасних конструкціях зарубіжних і вітчизняних машин, зокрема машин гірничих. Для цього використовують методи зворотного інжинірингу, тобто процесу створення технічної документації на основі існуючої конструкції, з частково втраченими або взагалі відсутніми креслениками.

Зворотний інжиніринг технічної документації виконавчого органу передбачає аналіз вихідних креслень, побудова і коректування комп'ютерних 3D моделей, що є актуальною науково-технічною задачею.

Мета роботи – виконати зворотний інжиніринг конструкторської документації виконавчого органу комбайна КА80.

Для досягнення мети були виконані наступні завдання:

1. Проведено аналіз існуючої конструкторської документації барабану, та умов експлуатації виконавчого органу комбайна КА80 [1]. Виявлено, що конструкторська документація знаходиться не в повному обсязі, креслення виконані різними авторами в ручному режимі з майбутніми змінами розмірів.

2. Розроблено комп'ютерну модель виконавчого органу з перевіркою на збирання і з виправленням помилок. В процесі створення комп'ютерної 3D моделі виконавчого органу комбайна КА80 використовували автоматизовану систему проектування – програмний пакет SolidWorks [2]. Алгоритм створення моделей наступний. За отриманими кресленнями в були побудовані моделі деталей, з яких зібрані складальні одиниці. Складання, для яких були відсутні листи складальних креслень або специфікації були зібрані з використанням видів на кресленнях сусідніх рівнів. Для цього, вся конструкція була розбита на вузли: Бар, Барабан нижній, Гідродомкрат, Барабан верхній, Нижній барабан з ріжучим інструментом, Стационарній заклинений барабан, Висувний барабан. Після того як модель була побудована, можемо звірити конструкції, яка є в наявності (рис. 1, а) та 3D-модель (рис. 1, б), що складається: загальна кількість компонентів – 556; унікальні деталі – 120; унікальні вузли збірки – 24.

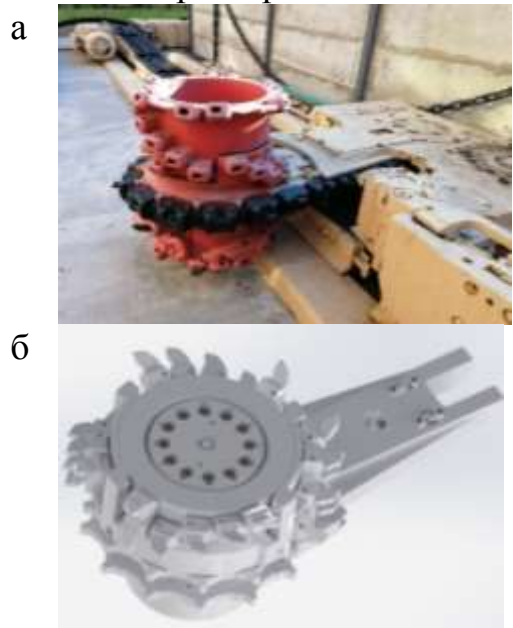


Рисунок 1



При розробці комп'ютерної моделі барабану були визначені помилки, а саме: розміри, які є на кресленнях, призводять до перетину елементів деталей між собою, що призводить до неправильної форми деталі; неправильна побудова розрізів на кресленнях не дає уявити як виглядає конструкція; неузгодження розмірів складальних креслеників і деталей, що призводить до інтерференції. Розміри, які на креслениках і моделі відрізняються, були визначенні за допомогою програмного продукту SolidWorks та виправлені таким чином, щоб у збірній конструкції не було інтерференцій та «підвішених» деталей. Указані помилки на креслениках при складанні вузлів комбайна в цехах тягнуть за собою небажані наслідки, такі як: збільшення термінів виготовлення машини, повторний процес документообороту на підприємстві, додаткові фінансові витрати. Крім того 3D модель дозволяє перевірити конструкцію на можливість збирання, оцінити візуально конструкцію, масштабність, пропорції та її конструктивну цілісність.

3. Визначено запас міцності валу виконавчого органу комбайна КА80. Після побудови та аналізу комп'ютерної моделі був проведений розрахунок запасу міцності висувного валу барабана. Вихідні данні були взяті з технічної документації, яка була в наявності на кафедрі ГМІ. Далі, для валу барабана побудована розрахункова схема (рис. 2). За розрахунковою схемою були складені рівняння: опорних реакцій, згинальних і крутних моментів [3]. Після розв'язування рівнянь були побудовані відповідні епюри (рис. 3) на підставі яких був проведений розрахунок по визначенню коефіцієнта запасу міцності в небезпечних перерізах. Виходячи з розрахунків запас міцності валу складає 1,8, що відповідає умовам.

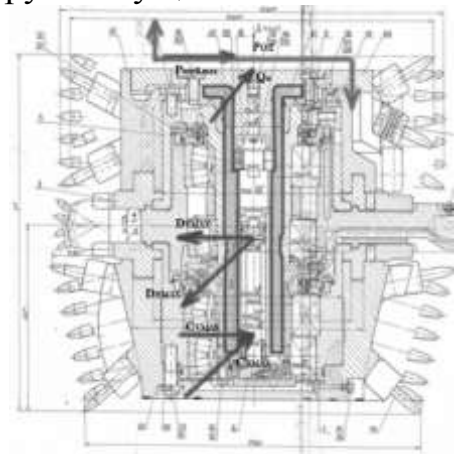


Рис. 2

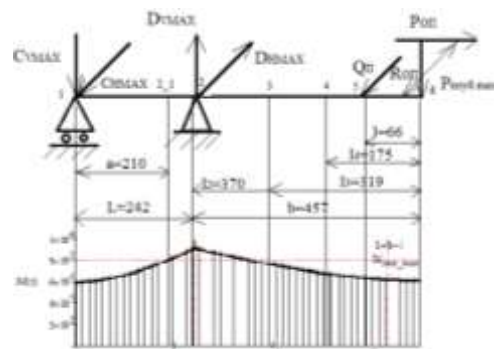


Рис. 3

### Висновки

1) вихідним способом створена комп'ютерна модель виконавчого органу, з загальною кількістю компонентів 556 шт., а також була виконана перевірка на збирання з виправленням помилок;

2) складена розрахункова схема і побудовано епюри еквівалентних моментів. Так максимальне значення моменту в небезпечному перетині складає 0,9 МН·мм;

3) визначено коефіцієнт запасу міцності в небезпечних перерізах, який більш ніж 1,8.

### Література

1. Яцких В.Г. Горные машины и комплексы / Яцких В.Г., Спектор Л.А., Кучерявый А.Г. – М.: Недра, 1984. – 400 с.
2. Дударева Н.Ю. SolidWorks 2011 на примерах / Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 496 с.
3. Беляев Н.М. Соппротивление материалов / Беляев Н.М. – М.: «Наука», 1976. – 608 с.

# ЗВОРОТНИЙ ІНЖИНІРИНГ СИМЕТРИЧНОГО РОМБІЧНОГО ДОМКРАТА

Студентка гр. 133-18-1 Куц О. В.,  
Керівники: професор Заболотний К. С., магістр Норенко Д. Д.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

Метою роботи є визначення технічних можливостей наданого ромбічного домкрата. Метод дослідження – зворотний інжиніринг з використанням комп'ютерного моделювання та методів теоретичної механіки. Для досягнення поставленої мети були виконані наступні задачі:

1. Ескізування конструкції домкрата, наданого для аналізу.
2. Розробка комп'ютерної моделі домкрата та визначення передатного відношення.
3. Визначення допустимих навантажень домкрата з умов міцності його елементів.

На рис. 1 наведено зображення збірки домкрата та дерево конструювання. Для створення комп'ютерної моделі: побудовано 10 деталей, деталі додано до збірки, використано необхідні сполучення. На рис. 2 наведено графік залежності передатного відношення від обертів гвинта. Залежність отримана експериментально на фізичній моделі. В процесі експерименту замірялись вертикальні переміщення верхньої точки домкрата за один оберт гвинта. На основі замірів та формули передатного відношення  $i = \frac{2\pi r}{\Delta_n}$ , де  $r$  – радіус гвинта,  $\Delta_n$  - вертикальне переміщення за один оберт гвинта побудовано графік. На рис. 3 наведено графік залежності навантаження домкрата від кута нахилу  $\alpha$ . Кут зазначено на рис. 4, для розрахунку навантаження ( $P$ ) було використано формулу  $P = 2T \sin \alpha$ , де  $T$  - напруга, що виникає у стрижні  $T = [\sigma] \cdot S$ , де  $[\sigma]$  - значення допустимих напружень для сталі  $[\sigma] = 100\text{МПа}$  [1];  $S$  – площа поперечного перерізу.

Висновки:

- Методами зворотного інжинірингу з використанням ПО SolidWorks розроблена комп'ютерна твердотільна модель ромбічного домкрата, наданого для аналізу.
- Експериментально доведено, що передатне відношення змінюється в діапазоні від 2,5 до 160.
- Методом опору матеріалів показано, що допустиме вертикальне навантаження, що діє на домкрат не має перевищувати 8500 Н при куті  $20^\circ$ .

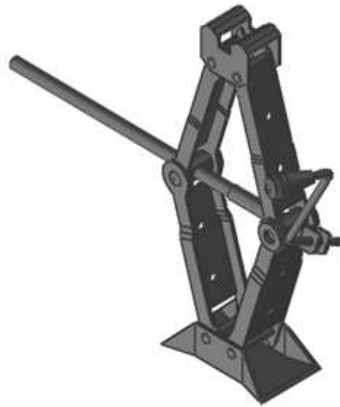
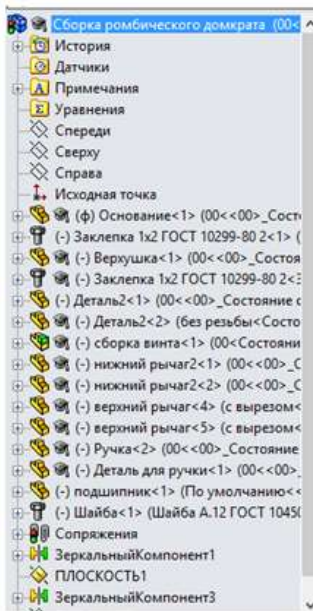


Рис. 1

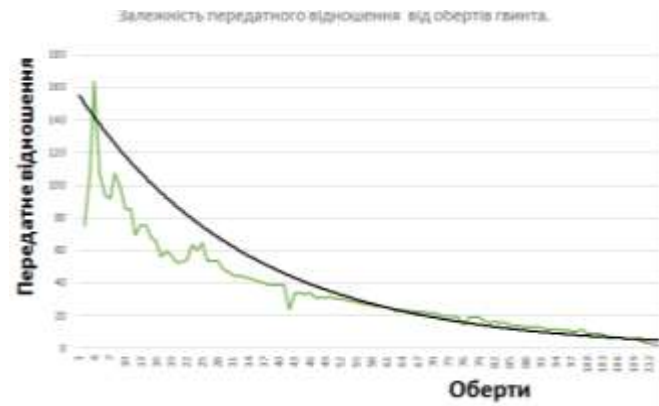


Рис. 2

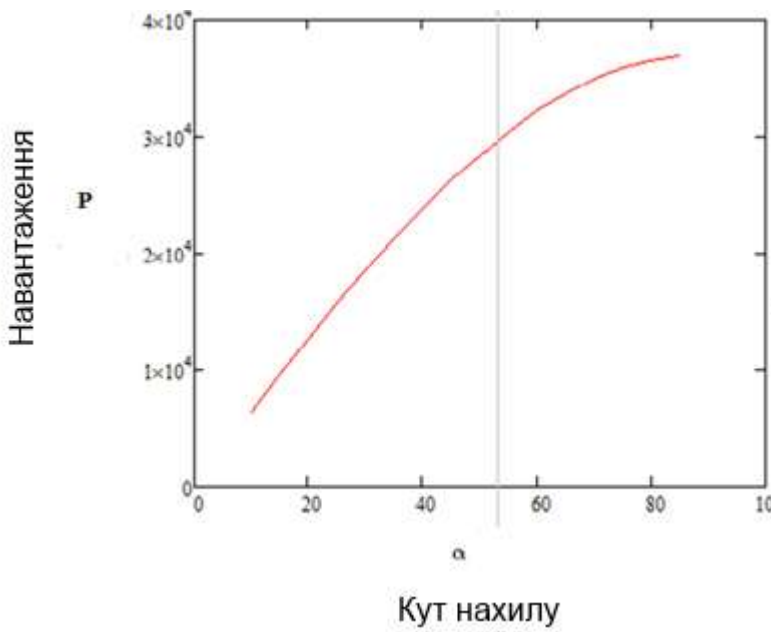


Рис. 3

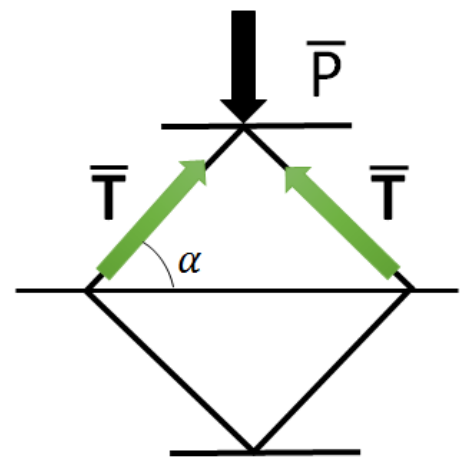


Рис. 4

Література.

1. Беляев Н. М. Сопротивление материалов / Беляев Н. – М.:Москва, 1951. – 856 с.

# ДОСЛІДЖЕННЯ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ РОБОЧИХ В КАР'ЄРАХ

ст. викладач Ходос О.Г.  
НТУ «Дніпровська політехніка»

На сьогоднішній день одним із важливих моментів у роботі кар'єрів є доставка робочої бригади до місця проведення робіт, на робочу зміну, і тут стає незамінним вахтовий автобус. Як правило, сьогодні приділяється досить велика увага тому, щоб люди почували себе досить комфортно, не стеснено й без проблем могли дістатись до місця призначення. Вахтовий автобус являє собою автобусну кабіну, розраховану на певну кількість людей, яка розташовується на шасі вантажного автомобіля. Використання саме таких моделей забезпечує безперебійну доставку працівників до місця призначення, оскільки дані машини є економічно вигідними з погляду витрати палива, до того ж вони здатні до подолання важкопроходимих ділянок. Основний упор ставиться не на кількість перевезених пасажирів, а на якість перевезення, прохідність шасі на важких ділянках дороги. На сьогоднішній день усе частіше можна побачити даний тип вахтових автобусів, який розміщується на шасі вантажівки марки «КрАЗ». Розглянемо вахтовий автобус КрАЗ-5233НЕ. Кузов даного вахтового автобуса розраховано на розміщення сімнадцяти людей. Як правило внутрішня частина пасажирської частини кузова має однакове для всіх моделей оснащення. Пасажирські крісла розташовуються в кілька рядів і перший ряд по відношенню до другого розташований обличчям один до одного.

У рамках цієї роботи були зроблені виміри параметрів місць для сидіння у вахтовому автобусі КрАЗ-5233НЕ. Також були досліджено 11 антропометричних характеристик 60 чоловіків різної вікової категорії: до 25 років, 25-40 років, 40-50 років, понад 50 років. Усі ці параметри були занесені в ПП «Ексел» і обчислене середнє значення параметрів. У результаті отриманих даних був створений двомірний посадковий манекен у ПП «Компас» по максимальних параметрах, а саме параметри чоловіка у віці 25-40 років. Також у ПП «Компас» було створено двомісне сидіння, на якому розташували 2 манекена.

Виходячи з вище викладеного робимо висновок, що й далі пасажирів будуть зазнавати дискомфорт при розміщенні на сидіннях з такими параметрами, а найголовніше зниження безпеки обумовлене зміненою взаємодією пасажирів з подушкою й спинкою сидіння. Для усунення цих недоліків виробникам вахтового автобуса КрАЗ-5233НЕ необхідно більш ретельно ставитись до питань проектування сидінь і комфортабельності.

## Література.

1. Наказ «Про затвердження вимог до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу, методів такої перевірки» от 26.11.2012 № 710. Джерело: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z2169-12>;
2. Порядок визначення класу комфортності автобусів, сфери їхнього використання за видами сполучень та режимами руху від 12 червня 2009 року N 685. Джерело: [http://search.ligazakon.ua/l\\_doc2.nsf/link1/RE13766.html](http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/RE13766.html).