

Секція 4

Гірничча механіка

УДК 621.695:622

Войтенко К.І., студент гр. 184-16-1 ММФ**Науковий керівник: Кириченко Є.О., професор кафедри гірничої механіки
(НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)**

ОСНОВНІ ПРОБЛЕМИ ГІДРОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ПРИ РОЗРОБЦІ ГЛИБОКОВОДНИХ РОДОВИЩ

Складність і багатоплановість задач, що вирішуються в морській гірничій справі пред'являють жорсткі вимоги до професійного рівня проектувальників унікального устаткування. Сучасні фахівці повинні володіти моделями і методами будь-якої складності і ефективно використати їх залежно від конкретних задач проектування.

Остаточний висновок про достовірність того або іншого методу може бути зроблено шляхом порівняння розрахункових результатів з експериментальними даними, отриманими на повномасштабних натурних установках. Проте, "утілити в життя" такі працездатні установки неможливо без рішення широкого спектру науково-дослідних задач на етапі передпроектних досліджень.

У цьому плані серйозним недоліком усіх приведених вище розрахункових методів є те, що, вони присвячені виключно питанням гідродинаміки багатозафазних течій (внутрішньої гідродинаміки) у вертикальному нерухомому трубопроводі постійного перерізу у відриві від питань механічної цілісності конструкції, обтікання зовнішнім морським середовищем, можливості забутування транспортного трубопроводу твердим матеріалом та ін. Тому вказані методи навряд чи можуть дати об'єктивну інформацію для проектування працездатних гідропідйомів у складі суднових видобувних комплексів по наступним основним причинам:

1. Реальні масові характеристики сталевих трубопроводів завдовжки 6000 м такі, що у разі постійного діаметру по усій довжині, максимальні напруги, що виникають у верхньому перерізі трубопроводу, без вжиття спеціальних заходів неминуче приведуть до його обриву під дією власної ваги.

2. У морських умовах внаслідок хвилевої качки і дії підводних течій трубопровід може випробувати подовжні (вертикальні) і поперечні коливання, що істотно позначається на його міцності.

3. Трубний став гідропідйому при русі судна прийме деформовану викривлену форму, відмінну від вертикальної. Тягова сила ерліфтних установок істотно залежить від форми (кута нахилу) транспортного трубопроводу, яка, у свою чергу, визначається величинами аерогідродинамічних коефіцієнтів елементів трубного ставу при переміщенні в товщі морської води. Взаємодія морського довкілля з пружною конструкцією ставу призводить до виникнення його динамічної нестійкості (аерогідропружні автоколивання), що також позначається на параметрах пружно-деформованого стану трубного ставу.

4. Різні структури течії газорідного потоку, що відрізняються механізмами взаємодії фаз суміші, мають різну здатність транспортувати твердий матеріал. Тверді частки при бульбашковій структурі течії переносяться за рахунок високої щільності суміші, а у випадках дисперсної і кільцевої структур стійкий підйом часток підтримується високими швидкостями потоку. Отже, зміна чинника, що робить переважаючий вплив на фізику процесу транспортування твердої фази, відбувається саме на ділянці снарядної структури, що досягає в умовах глибоководного ерліфта 65...75 % від довжини підйомного трубопроводу. Ця обставина з урахуванням циклічного руху часток в газових снарядах і рідинних пробках підвищує вірогідність

можливого порушення стійкого підйому часток і погрожує забутуванням підйомного трубопроводу твердим матеріалом, що приведе до зупинки морського гірничовидобувного комплексу в цілому.

5. Усі вищезгадані методи розрахунку параметрів внутрішньої гідродинаміки гідропідйомів описують процеси в транспортному трубопроводі з незмінною площею поперечного перерізу. Проте підйомний трубопровід глибоководного ерліфтного гідропідйому у зв'язку з багатократним розширенням в ньому повітря і надмірним зростанням опорів руху потоку повинен складатися з ділянок різних діаметрів – ступенів. Питання визначення раціональних параметрів ступінчастої конструкції трубного ставу, що в багато в чому визначає енергоємність ерліфтного способу гідропідйому, залишається сьогодні відкритим.

6. Наявність внутрішньої течії гідросуміші при стаціонарному або пульсуючому її русі за певних умов може призводити до виникнення статичної і динамічної нестійкості трубного ставу, що у свою чергу позначиться на характеристиках течії гідросуміші.

Пропонований підхід базується на рішенні вищезгаданих завдань в зв'язаній постановці, що взаємозв'язує питання цілісності трубного ставу, вибору його раціональної конструкції, обліку залежності тягової сили ерліфта від форми транспортного трубопроводу, гарантованого виключення його забутування та ін.

УДК 621.695:622

Криловських А.О., Жидков А. П. студенти гр. 184м-18-1 ММФ
Науковий керівник: Трофимова О.П., асистент кафедри гірничої механіки
 (НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)

ПОРІВНЯННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ НАСОСНИХ ТА ЕРЛІФТНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ГІДРОПІДЙОМУ ВЕЛИКИХ ГЛУБИН

Найбільш ефективним варіантом організації підйому мінеральної сировини крізь товщу води при підводному розробці родовищ в умовах Світового океану є транспортування твердих корисних копалин у складі рухомого середовища (пульпи або пульпоповітряної суміші). Розроблено насосні і ерліфтні системи, а також різні їх комбінації.

Відомо, що ККД системи з зануреними насосними агрегатами значно вище, ніж для ерліфтної системи.

Однак ККД установок не є абсолютним показником ефективності гідротранспортної системи, і для вибору варіанту гідропідйому пропонують наступні основні критерії:

- надійність роботи установок (величина коефіцієнта готовності);
- ККД установок;
- ефективність алгоритмів управління установками і локальних систем регулювання;
- зміна гранулометричного складу твердого матеріалу в процесі транспортування;
- ступінь функціональної сумісності із суміжними технологічними операціями і адаптації до нових умов експлуатації.

Коефіцієнт готовності (K_g) в абсолютних величинах для різних систем гідропідйому визначається на підставі статистичних даних за певний період їх експлуатації. Критерій K_g для глибоководних гідропідйомів доцільно розглядати виходячи з досвіду експлуатації найбільш близьких аналогів, наприклад, шахтних ерліфтних і насосних установок.

Результати розрахунків шахтних установок показують, що для ерліфтної системи гідропідйому $K_g \approx 1$, а для насосної $K_g \approx 0,45$. Беручи до уваги зазначені дані, продуктивність системи підйому з зануреними насосами повинна бути не менше ніж в 2,6 рази вище в порівнянні з ерліфтної системою за умови однакової планової продуктивності по твердому матеріалу. Це зумовлює зростання встановленої потужності обладнання, що використовується при насосному варіанті гідропідйому. Даний фактор призводить до збільшення масогабаритов всіх елементів, включаючи і транспортний трубопровід, а відповідно, і енерговитрат на буксирування підводної частини комплексу. Крім того, насосна система підйому, в порівнянні ерліфтної, більшу частину календарного часу буде працювати в режимі монтажу-демонтажу підводного обладнання.

Надійні в експлуатації ерліфти є найбільш перспективним варіантом транспортування видобутого матеріалу крізь товщу води, незважаючи на їх високу енергоємність. Зниження енергоємності установок може досягатися шляхом вибору раціональних конструктивних і витратних параметрів. Це в свою чергу визначає необхідність підвищення точності методів, що використовуються для розрахунку параметрів гетерогенних потоків. На підставі розроблених критеріїв з урахуванням специфіки розробки підводних родовищ Світового океану і сучасного рівня техніки встановлено:

1. Насосний і ерліфтний варіанти гідропідйому в широкому діапазоні зміни глибин розробки родовищ і продуктивностей є конкурентоспроможними.

2. Для глибин розробки понад 5600...5900 м на перший план виходить ерліфтний гідропідйом за рахунок високих показників надійності в складних умовах великих глибин. Тенденція розвитку ерліфтного варіанту полягає в розробці «замкнених» схем,

спрямованих на купірування пневматичної енергії і використання низькотемпературного потенціалу глибинних вод, що призводить до істотного збільшення ККД установок.

3. Для глибин до 300...500 м перевага віддається насосному гідропідйому, тенденція розвитку якого полягає в підвищенні надійності і довговічності установок шляхом розробки спеціальних конструкцій, що виключають взаємодії частинок твердого матеріалу з лопатками робочих коліс насосних агрегатів.

4. У діапазоні середніх глибин найбільш доцільне застосування гібридних установок принципово нового типу, які поєднують гідності насосного і ерліфтного варіантів, ефективно використовують акумульовану океаном енергію і відрізняються підвищеними техніко-економічними показниками.

Таким чином, в даний час створення морських гірничих комплексів на базі гідравлічної системи підйому мінеральної сировини відрізняється високою ймовірністю технічної реалізації.

УДК 621.695:622

Мартинюк В.В., Торговцев Р.М. студент гр. 184м-18-1 ММФ
Науковий керівник: Чеберячко І.М., доцент кафедри гірничої механіки
 (НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ СТІЙКОСТІ ПІДВОДНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

При розрахунку параметрів пружно-деформованого стану трубного става основна складність полягає у визначенні гідродинамічних сил, що діють на пружну безперервно-дискретну систему в потоці рідини. Внаслідок великої протяжності і підвищеної гнучкості трубного става може значно відхилитися від первісної рівноважної форми. У свою чергу, діють гідродинамічні сили, суттєво залежать від форми осьової лінії трубного става. Крім того, навіть незначні відхилення трубного става від вертикалі негативно впливають на енергетичні та витратні параметри транспортування пульпи. Тому за запропонованою методикою були виконані розрахунки по визначенню коефіцієнта сили лобового опору C_x в разі вихрового обтікання.

Справа в тому, що коливання циліндра поперек потоку супроводжуються збільшенням стаціонарної (середньої) складової сили лобового опору. Так, для практичних розрахунків при визначенні величини середнього коефіцієнта лобового опору, що коливається поперек потоку циліндра, можна використовувати деякі емпіричні залежності.

В результаті розрахунків встановлено, що максимальні значення C_x відповідають досить великим амплітудам бокових коливань, наближаючись до значення $C_x = 4$. У той час як без урахування зривних явищ ($\delta = \infty$) для циліндра зазвичай приймають $C_x = 1,2 \dots 1,6$.

Збільшення коефіцієнта C_x призводить до збільшення кута нахилу пульпопроводу в площині обтікання. Розрахунки конкретної конструкції показали, що кут нахилу пульпопроводу, що коливається, у спайдерного пристрою перевищує аналогічний кут для нерухомого трубопроводу приблизно в 2 рази. Звідси випливає, що неврахування бокових коливань, викликаних зривом вихорів, призводить до значних помилок (до 90%) у визначенні зміщення нижнього кінця пульпопроводів.

У зв'язку зі сказаним, ми вважаємо, що в силу значної невизначеності вихідних даних, визначити на стадії проектування раціональну конструкцію трубного става, яка гарантовано виключає виникнення автоколивань, мало ймовірно. Тому поряд з розробкою математичного забезпечення слід звернути особливу увагу на розробку способів і конкретних технічних рішень, спрямованих на зниження нестационарних гідродинамічних навантажень до значень, що виключають фізичне руйнування трубного става або значне скорочення його ресурсу.

Кінцева мета пошуку засобів, які розроблюються, може здійснюватися за трьома основними напрямками:

- порушення періодичності вихороутворення;
- зниження змінної бокової гідродинамічної сили;
- збільшення гідродинамічного демпфірування.

При цьому третій напрямок, на перший погляд, є малоперспективним, тому що збільшення гідродинамічного демпфірування може привести як до підвищення запасу

стійкості конструкції, так і до її втрати (наприклад, при галопуючих автоколиваннях). Тому, на сьогоднішній день найбільш ефективними можуть бути такі заходи:

– установка на певних ділянках трубного става спеціальних поплавків і обтікателів;

– навівка сателітних трубопроводів на трубний став;

– встановлення додаткових спіральних ребер жорсткості;

– встановлення окремих ділянок трубного става в спеціальний перфорований кожух у вигляді кругового циліндра;

– більш жорстке і часте кріплення допоміжних трубопроводів до основного;

– установка нутаційних демпферів і т.д.

Однак ці питання повинні бути предметом спеціальних досліджень.

УДК 622.673.1

Мищенко А.Ю., Горгадзе Р. Б., студент гр. 184м-18-1 ММФ
Научный руководитель: Ильина И. С., к. т. н., доцент кафедры горной
механики
(НТУ «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)

ВИДИ Й МЕТОДИ СТВОРЕННЯ ДІАГНОСТИЧНОЇ АПАРАТУРИ ШПУ

В умовах зростання попиту на корисні копалини в умовах зношення обладнання актуальним питанням постає розробка методів діагностування для своєчасного виявлення аварійно небезпечних ділянок. Діагностичне обладнання повинно відповідати певним умовам.

Розглянемо варіанти приладів для портативного вимірювання діагностичних параметрів.

Прилади портативного однозадачного комплексу і портативного телеметричного комплексу, мають труднощі кореляції мікропроцесорного управління. Для них характерно також наявність інтерфейсу, який дозволяє управляти внутрішнім мікропроцесором і, відповідно, його вимірювальними функціями за допомогою зовнішньої ПЕОМ. Отримані результати вимірювань надходять назад в ПЕОМ для кореляції і подальшої обробки. Таким чином вони повністю поєднують класифікації автоматичної випробувальної апаратури.

Коли ЕМ (ПЕОМ) застосовується для управління одним або більше автоматичними вимірювальними приладами, тоді отримана система класифікується автоматичним випробувальним обладнанням (АВО). Ця різниця дуже важлива. Автоматична дослідницька апаратура це прилади, які здатні виконувати вимірювання і відображати виміряні значення автономно або в системі. Автоматичне випробувальне обладнання представляє закінчену систему, що включає одні або більше автоматичних контрольно-вимірювальних приладів і керуючих ПЕОМ. Зрозуміло, що і це випробувальне обладнання для забезпечення правильності роботи потребує управління, побудованого на базі відповідної за своїми можливостями ПЕОМ, записи вимірювань і кореляції величезного числа вимірювальних даних, подання їх в зручній для користувачів формі. Очевидно, користувач більше безпосередньо не керує випробувачем обладнанням, хоча він повинен поки здійснювати програмування ПЕОМ і більшість, якщо не всі функції, здійснюються автоматично.

Розглянемо два основні методи створення автоматичного випробувального обладнання. По-перше, будь-який прилад може бути спроектований або виготовлений спеціально для якоїсь мети. Виходом приладу, від досліджуваного параметра ШПУ є електричний сигнал. Управління різної вимірювальною апаратурою забезпечується за допомогою мікропроцесора, який в свою чергу управляє користувач за допомогою програмованих команд. Автоматичне випробувальне обладнання для цього типу є фактично комп'ютерною системою, оснащений вхідними та вихідними блоками і дозволяє виконувати вимірювання різних параметрів ШПУ. Запис значень цих параметрів і формат скорельованої інформації залежать від програмованих команд користувача і відображається на моніторі або копіюється в ПЕОМ.

Другий метод, тобто створення АВО, передбачає використання ПЕОМ для керування випробувальною апаратурою, в цьому випадку апаратура є периферійної.

З наведених вище описів очевидно головні відмінності двох методів.

Перший метод застосовується для побудови приладу конкретного призначення, недорогим за витратами і масового використання на шахтах.

Другий метод застосовується для системи, зробленої на замовлення, тому порівняно дорогий, але яка може бути легко пристосована для інших видів дослідження параметрів ШПУ.

УДК 622.673.1

Василькевич В.І., інженер. (Київська філія НДІГМ ім. М.М.Федорова),
Ільїн С.Р., канд. техн. наук, ст. наук. співр. (ІГТМ НАН України)

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОЇ ШВИДКОСТІ ПІДЙОМУ ЗА КРИТЕРІЯМИ МІЦНОСТІ, СТІЙКОСТІ І КІНЕМАТИЧНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

При експертних обстеженнях армування шахтних стовбурів головним завданням є визначення допустимої швидкості підйому. Для визначення цієї швидкості існує п'ять критеріальних значень, з яких у якості допустимої треба вибрати найменшу: допустима швидкість по умовам забезпечення динамічної стійкості лобових та бокових коливань підйомної посудини, міцності армування у лобовій та боковій площинах провідників та забезпечення надійного кінематичного зачеплення жорстких башмаків ковзання з провідниками [1].

При тривалій експлуатації в умовах впливу зсуву гірського масиву та наявності значного зносу провідників та розпорів армування суттєво змінюються пружні та міцнісні властивості армування. Це, у свою чергу, значною мірою впливає на безпечно допустиму швидкість підйому, призводить до того, що вона може стати суттєво меншою, ніж проектне значення.

Узагальненими параметрами, що акумулюють основні жорсткісні властивості армування у лобовій та боковій площинах та відносну жорсткість системи «посудина-армування», є

$$\sigma^{л(б)} = \frac{C^{л(б)} \cdot h^3}{6E \cdot I^{л(б)}}, \quad \gamma^{л(б)} = \frac{C^{л(б)}}{C_c^{л(б)}}, \quad \sigma_{екв}^{л(б)} = \frac{\sigma^{л(б)}}{1 + \gamma^{л(б)}}. \quad (1)$$

В них входять жорсткості розпорів, крок армування та моменти інерції провідників, згінна жорсткість посудини.

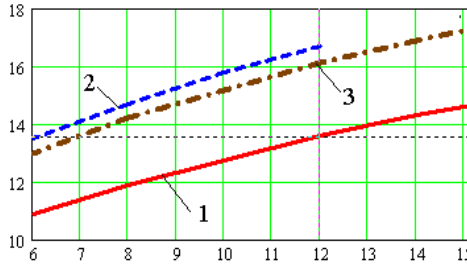
Відповідно до [1] усі розрахункові параметри системи визначаються через графічні номограми через параметр $\lg(\sigma_{екв})$. Шляхом чисельних експериментів визначено аналітичні залежності для допустимих співвідношень власної та вимушеної частот коливань посудини $\mu(\lg(\sigma_{екв}))$ та середньої жорсткості провідників ε_{cp} від параметру $\lg(\sigma_{екв})$.

$$\mu(\lg \sigma_{екв}) = 0.118 \cdot \lg \sigma_{екв} + 0.292 \quad (2)$$

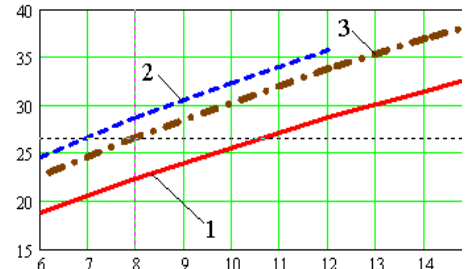
$$\varepsilon_{cp}(\lg \sigma_{екв}) = 1.847 - 1.147 \cdot \lg \sigma_{екв} + 0.23 \cdot (\lg \sigma_{екв})^2 - 0.016 \cdot (\lg \sigma_{екв})^3 \quad (3)$$

Розглянемо на прикладі системи «скип-армування» з провідниками 180x180x16 мм та двотавровими розпорами 36С при базовому кроку армування 4 м/с характер зміни допустимих швидкостей підйому за усіма названими критеріями в залежності від зносу (залишкової товщини) робочих граней провідників, кроку армування. На рис. 1-4 наведено графіки відповідних залежностей.

Допустима швидкість підйому,

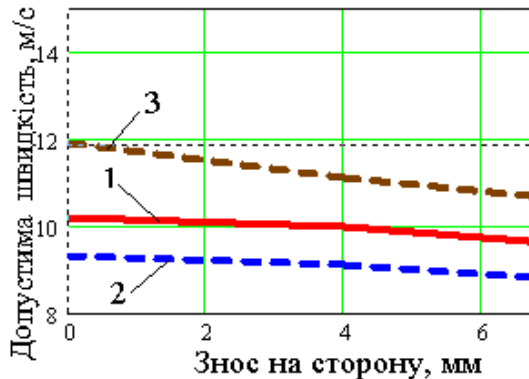


Залишкова товщина стінки, мм
а)

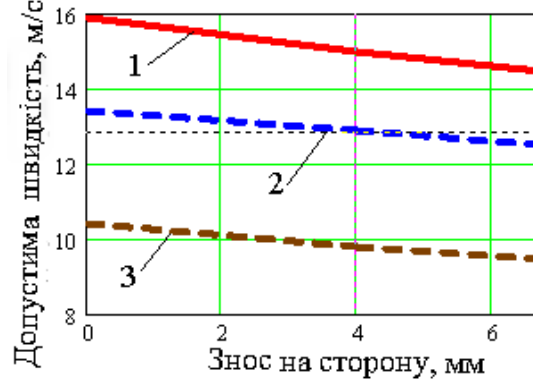


Залишкова товщина стінки, мм
б)

Рис. 1 – Допустимі швидкості підйому за критерієм міцності - (а), стійкості - (б).

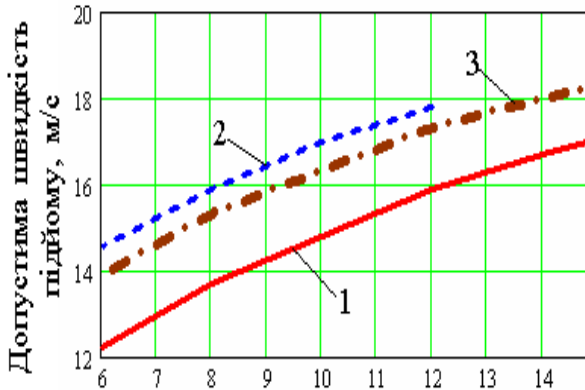


а)

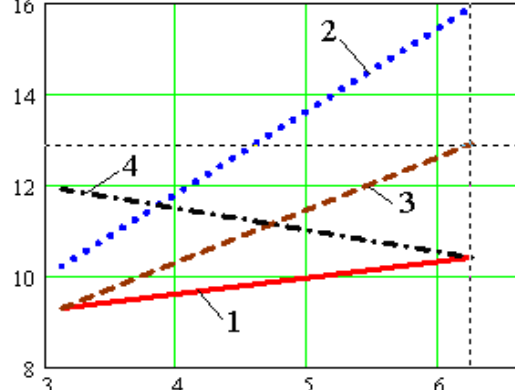


б)

Рис. 2 – Графіки допустимих швидкостей підйому в залежності від зносу провідників на сторону та кроку армування: (а) крок армування 3,125 м; (б) для крок армування 6,25 м; 1 – доп. швидкість за критерієм міцності в бік, 2 – доп. швидкість за критерієм стійкості в лоб, 3 – доп. швидкість за критерієм стійкості в бік



Залишкова товщина стінки, мм
а)



Крок армування, м
б)

Рис. 3. – Графіки допустимих швидкостей підйому:

(а) – за критерієм кінематичного зачеплення: 1 - зів 70 мм, провідник 180x180x16 мм; 2 - зів 70 мм, провідник 180x180x12 мм; 3 - зів 110 мм, провідник 180x180x16 мм;

(б) – за всіма критеріями: 1 - мінімально допустима швидкість за всіма критеріями; 2 - мінімально допустима швидкість за критерієм міцності від бічних навантажень; 3 - мінімально допустима швидкість за критерієм динамічної стійкості в лобовій площині провідників; 4 - мінімально допустима швидкість за критерієм динамічної стійкості в бічній площині провідників.

Для забезпечення безпечної роботи підйому в якості максимально допустимого вибирається найменше з значень швидкості за всіма критеріями. У даному випадку це 10,8 м/с для провідника 180x180x12 мм при зіві башмака 110 мм або 10,1 м/с для провідника 180x180x16 мм при зіві башмака 70 мм. Також видно, що експлуатувати систему з провідником 180x180x16 мм при зіві башмака 70 мм до залишкової товщини провідника 6 мм не раціонально, так як мінімальна допустима швидкість підйому знижується до величини 8,8 м/с за рахунок зменшення зовнішніх габаритів провідника.

Список ссылок

1. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт / НИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк, 1994. 169 с.

УДК 622.673.1

Василькевич В.І., інженер. (Київська філія НДІГМ ім. М.М.Федорова),

ВПЛИВ НАДНОРМАТИВНИХ ЗНАЧЕНЬ ЛОБОВИХ КІНЕМАТИЧНИХ ЗАЗОРІВ В ПАРАХ «БАШМАК-ПРОВІДНИК» НА БІЧНУ ЖОРСТКОСТІ РОЗПОРІВ В СИСТЕМАХ «ПОСУДИНА-АРМУВАННЯ» З КОРОБЧАСТИМИ ПРОВІДНИКАМИ

Значення лобових кінематичних зазорів в парях «башмак – провідник» систем «посудина – армування» шахтних стовбурів мають надважливе значення для забезпечення безпеки руху посудини з умов надійності зчеплення посудини з армування у динамічному режимі взаємодії. Проте, крім цього, ці лобові зазори також є факторами, за якими формується миттєве значення плеча h_p бічної сили P , що діє на провідники збоку робочих граней жорстких башмаків ковзання (рис. 1).

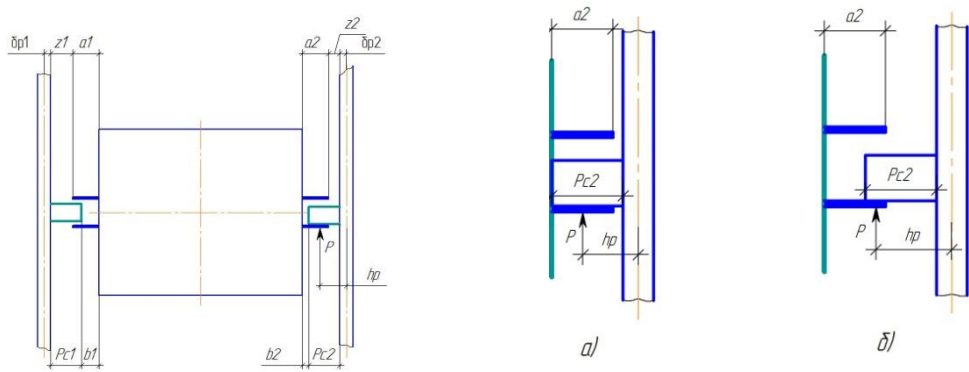


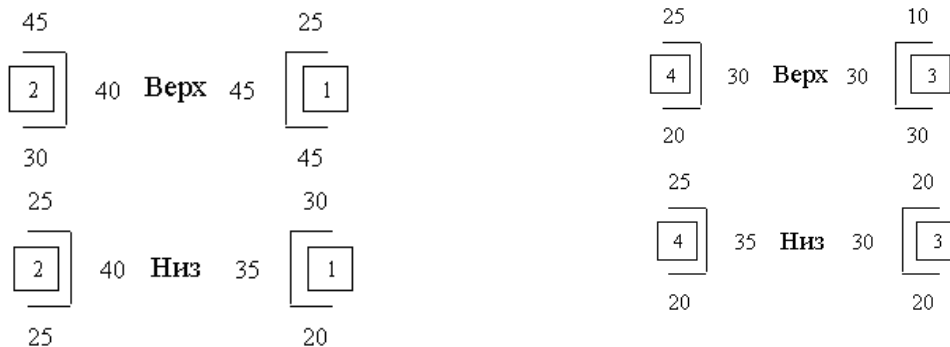
Рис. 1. – Кінематичні схеми взаємодії башмаків із провідниками: (а) - стан повного контакту лобових поверхонь провідника з башмаком; (б) - стан повного розкриття лобового кінематичного зазору

Методика розрахунку армування НДІГМ ім. М.М.Федорова [1] передбачає враховувати це значення як константу, що дорівнює

$$h_p = \delta_p + \frac{2}{3} \cdot P_c, \text{ мм} \tag{1}$$

де δ_p - півширина розпору, мм; P_c – висота провідника, мм.

Відповідно по Правил безпеки [2] сумарні лобові зазори не повинні перевищувати 46 мм, але фактично, у реальних експлуатаційних умовах, вони часто мають завищені значення, щоб запобігти на окремих ділянках стовбура, де є звуження колії провідників, заклинювання посудини. Проте на інших ділянках це призводить до їх надлишкових значень (рис. 2) та формує непроектний режим динамічної взаємодії посудини з армуванням.



а) скіп породний

б) противага

Рис. 2. – Схеми розподілу зазорів у скиповому стовбурі

Враховуючи фактичну зміну зазорів визначимо мінімальну та максимальну величину плеча бічної сили при коливаннях посудини в лобовій площині.

$$h_{p\min} = \frac{a}{2} + \delta_p + (Pc - a) \quad h_{p\max} = \frac{a - 2b}{2} + \delta_p + (Pc - a + 2b) \quad (2)$$

На рис. 3 показані графіки зміни плеча бічної сили в залежності від величини лобового кінематичного зазору

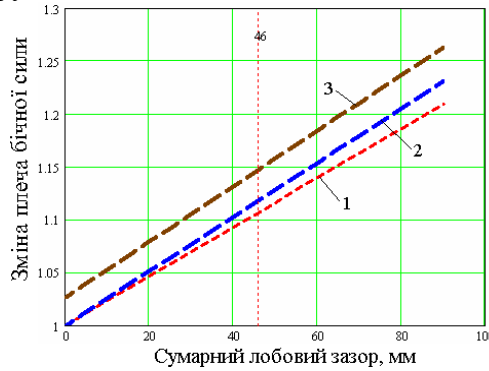


Рис. 3 – Графіки залежності відношення максимального значення плеча бічної сили до мінімального і до нормативного: 1 – зміна плеча бічної сили для глибини зіву 70 мм по відношенню до мінімального значення; 2 – зміна плеча бічної сили для глибини зіву башмака 110 мм по відношенню до мінімального значення; 3 – відношення плеча бічної сили до нормативного значення



Рис. 4 – Графік залежності плеча бічної сили від положення башмака посудини у прольоті між ярусами армування:

1 - змінне плече бічної сили; 2 - середнє значення плеча, 3 - значення плеча (3.4) за Методикою [1]

Із графіків, наведених на рис. 3 видно, що при зміні лобового зазору від мінімально допустимого значення 30 мм до практично можливого при експлуатації значення 90 мм, плече бічної сили зростає до 30 %. Цей параметр має істотний вплив на одержуване при динамічному розрахунку значення бічної жорсткості розпорів армування. Крім того, за рахунок коливань посудини у лобовій площині він має гармонійний характер, та ще змінюється в залежності від координати башмака в прольоті між ярусами провідників (Рис. 4).

Тому бічні жорсткість розпору армування [1], в такому випадку, повинна враховуватись як змінна функція, що має гармонічну складову у вигляді

$$C_{\sigma}(t) = \frac{k \cdot E}{3I_z l} \cdot \frac{\left[\left(Pc + \delta_p + \frac{2b}{4} - \frac{a}{2} \right) + \frac{2b}{4} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \nu \cdot t) \right]^2}{[l(l - 3a_0) + 3a_0^2] + \frac{a_0(l - a_0)}{IF} + \Phi}, H / m \quad (3)$$

Це має суттєвий вплив на розрахункові значення допустимої швидкості підйому по критерію динамічної стійкості.

Список ссылок

1. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт / НИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк, 1994. 169 с.
2. НПАОП 10.0-1.01-10. Правила безпеки у вугільних шахтах. Харків: ФОРТ, 2010. 244 с.

УДК622.673:622.867

**Брах И.И., Козин А.И., студент гр. 184м-18-1 ММФ,
Науковий керівник: Самуся В.И., д.т.н., професор кафедри горної механіки
(НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)**

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОПРИВОДА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Опыт эксплуатации аварийно-спасательной мобильной подъемной установки при ликвидации аварий в шахтных стволах, свидетельствует про необходимость уменьшения габаритов и массы машинного блока, а также повышения надежности эксплуатации подъемной установки.

Одним из методов реализации этих требований, является применения гидропривода в замен автономного дизель-генератора, который будет получать энергию от базового двигателя тягача.

Для реализации такого проекта необходимо обосновать рациональные параметры гидропривода аварийно-спасательной мобильной подъемной установки, определить возможный метод регулирования гидропривода.

Теоретически выходная скорость гидропривода вращательного движения определяется из уравнения расхода насоса и гидромотора. Следовательно, изменение частоты вращения гидромотора возможно при изменении расхода, т.е. изменении параметров насоса и гидромотора.

Регулирование путем изменения параметров насоса (q_n) или гидромотора (q_m) называется объемным или машинным регулированием. Этот вид регулирования возможен только тогда, когда насос или гидромотор являются регулируемыми.

Возможно, также регулирование изменением гидравлического сопротивления линии питания гидромотора с отводом части подачи насоса в бак; такое регулирование называется дроссельным.

Иногда регулирование гидропривода производится путем подключения и отключения других насосов (ступенчатое регулирование).

Каждый из способов регулирования имеет свои достоинства и недостатки. Выбор схемы регулирования зависит от многих факторов, основными из которых являются режим работы привода и величина его мощности. В практике преимущественно применяются гидроприводы с регулируемым насосом и дроссельные.

Гидропривод с регулируемым насосом является основным регулируемым приводом в горных машинах. Принципиальная схема этого привода приведена на (рис. 1). Основные характеристики такого гидропривода для идеальных условий работы при $p_m = \text{const}$

Графики этих характеристик приведены на (рис. 1). Следовательно, при установившемся значении p_m частота вращения гидромотора n_m , его мощность N_m , а также мощность насоса и его крутящий момент пропорциональны параметру регулирования насоса (u_n), а момент гидромотора не изменяется с изменением u_n .

Уравнение механической характеристики рассматриваемой схемы гидропривода:

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} \cdot u_n - \frac{a_m \cdot M_m}{K_m \cdot q_m}$$

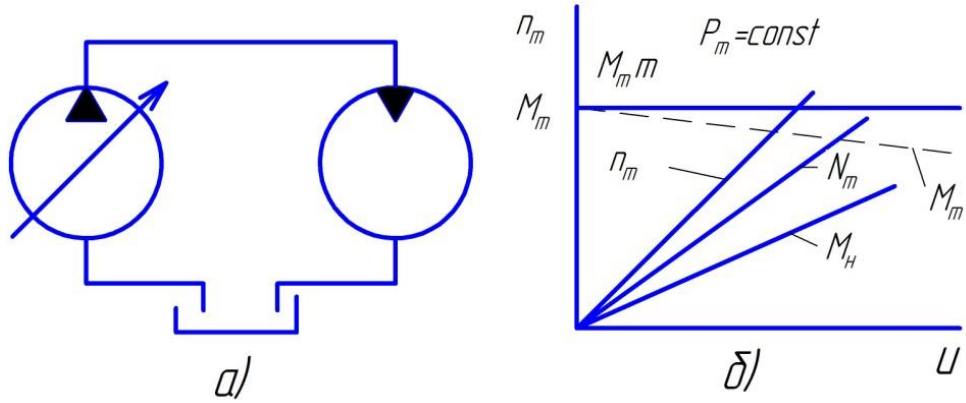


Рис. 1 – Схема гидропривода с регулируемым насосом (а) и его характеристика (б)

Графики характеристик, построенных по приведенному уравнению, представлены на рис. 2.

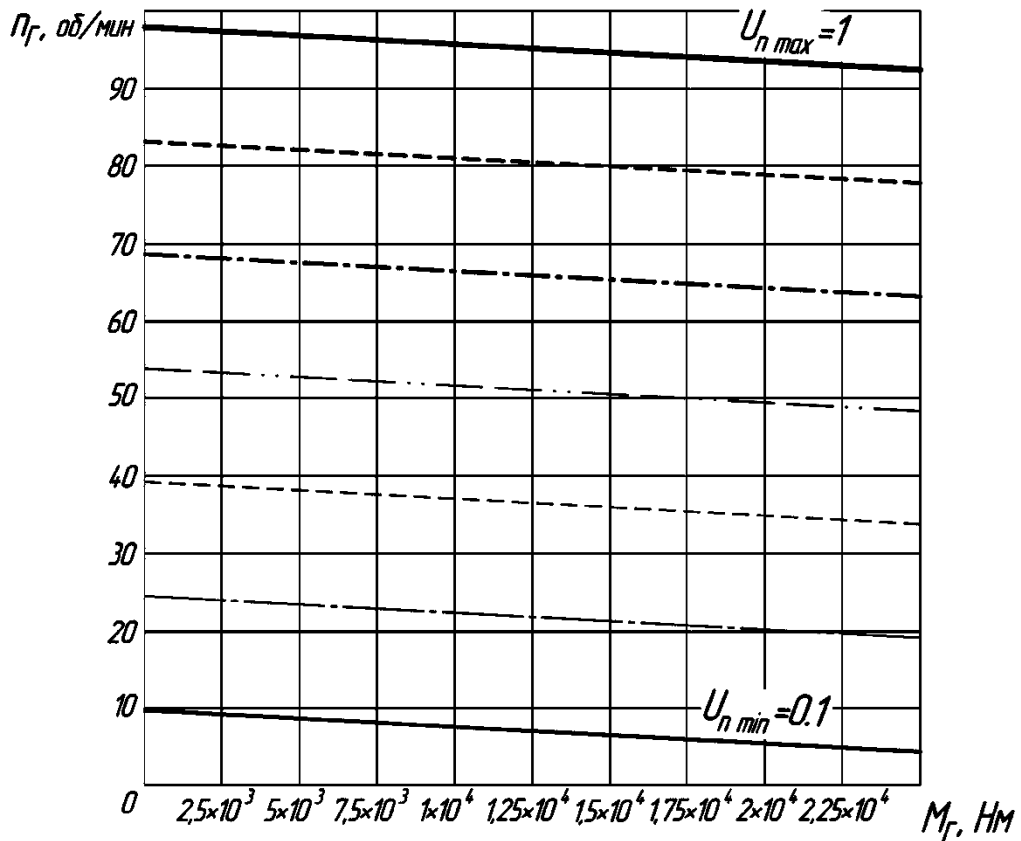


Рис. 2 – Механическая характеристика регулируемого гидропривода

Характеристики относятся к классу жестких и представляют собой серию параллельных прямых, каждой из которых соответствует определенная величина подачи насоса. Основной является характеристика, полученная при $u_n = 1$. Так как $N =$

$M \cdot \omega$, то перегрузочная способность рассматриваемого гидропривода по мощности равна перегрузочной способности по моменту, определяемому отношением $p_{max}/p_{ном}$.

Регулировочные возможности рассматриваемого гидропривода оцениваются диапазоном регулирования скорости, который определяется как отношение максимальной скорости гидропривода к скорости минимальной.

Максимальная скорость гидропривода достигается при максимальной подаче насоса. Эта скорость ограничивается конструктивными особенностями гидропривода и, главным образом, гидравлическими потерями и кавитационными явлениями.

Минимальная скорость гидропривода есть наименьшая скорость его устойчивого движения, и определяется при условии $u_n \min$. Нарушение устойчивости при малых скоростях объясняется в основном неравномерностью сил трения вследствие пульсации подачи. При увеличении скорости это явление уменьшается.

УДК622.673:622.867

Харьковский Д.С., Тимошенко Р.С. студент гр. 184м-18-1 ММФ,
 Науковий керівник: Самуся В.И., д.т.н., професор кафедри горної механіки
 (НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Тормозное устройство шахтной подъемной машины, которое является важной составной частью системы управления и конечным звеном в цепи защиты подъемной установки, обеспечивает выполнение заданной диаграммы скорости и стопорение барабана во время технологических пауз (рабочее торможение), а также предохранительное торможение при возникновении аварийной ситуации.

Требования Правил безопасности и Правил технической эксплуатации регламентируют основные требования к режимам торможения, выполнить которые можно только при правильном выборе параметров и наладке тормозного привода и его системы управления.

Для аварийно-спасательной подъемной машины АСПМ-6,3 применен гидропружинный радиальный колодочный привод тормоза, который создает затормаживающее усилие предварительно сжатыми пружинными блоками при выпуске масла из тормозного цилиндра.

В состав подъемной установки АСПУ-6,3 входит вмещающая 8 человек аварийно-спасательная клеть, имеющая полную массу 2880 кг. Привод гидропружинного тормоза рассчитан на обеспечение нормативной кратности тормозного усилия при максимальной концевой нагрузке и максимальной глубине подъема 1400 м.

Результаты экспериментальных исследований режимов предохранительного торможения мобильной подъемной установки АСПУ-6,3 свидетельствуют о выполнении указанных требований нормативных документов. Так, например, быстродействие тормоза, определяемое временем холостого хода и временем срабатывания, не превышает максимальных значений 0,3 с и 0,8 с. Кратность тормозного усилия для максимальной статической нагрузки составляет 3,2, что позволяет обеспечить максимальное замедление при торможении поднимающейся грузовой клетки – $4,73 \text{ м/с}^2$ и минимальное замедление для опускающейся клетки – $2,66 \text{ м/с}^2$.

Допустимые замедления при подъеме и спуске расчетного груза определяются как средние замедления, то есть отношение фактической скорости ко времени, которое прошло с момента начала торможения до полной остановки подъемной машины. При этом величина среднего замедления подъемной установки, как при предохранительном, так и при рабочем (в экстренных случаях) торможении при подъеме расчетного груза для вертикальных подъемных установок не должна превышать 5 м/с^2 .

Однако, для мобильной подъемной установки, которая характеризуется значительной массой каната по отношению к массе концевой груза, необходимо при выборе допустимых замедлений учитывать влияние динамических процессов в отвесе и струне каната на возможность набегания подъемного сосуда на канат даже при выполнении требований нормативных документов к режимам торможения.

Поэтому обязательным условием обеспечения безопасности эксплуатации мобильной подъемной установки является правильная наладка максимального

тормозного усилия, обеспечивающая ненабегание подъемного сосуда на канат в режиме подъема груза при выполнении требований к кратности тормозного усилия и минимальному замедлению для режима спуска расчетного груза.

Для этого необходимо определить максимальное тормозное усилие с учетом допустимого замедления при подъеме. Используя полученное максимальное значение тормозного усилия необходимо проверить выполнение условий:

$$\gamma = \frac{F_m}{F_{cm}} \geq 3,$$

$$a_{cm} = (F_m - F_{cm}) \cdot m_{np} \geq 1,5 \text{ м/с}^2.$$

Если эти условия выполняются, то необходимо рассчитать величину затяжки пружинного блока гидropружинного привода тормоза:

$$H_{\delta} = \frac{F_m - gG_n}{z},$$

где F_m - необходимое тормозное усилие; G_n - масса подвижных деталей привода тормоза, участвующих в предохранительном торможении; z - жесткость пружинного блока (по данным завода-изготовителя); g - ускорение свободного падения.

При большой глубине подъема и, соответственно, большой массе каната по отношению к массе концевого груза необходимо применять систему избирательного торможения, что дает возможность прикладывать максимальное тормозное усилие только при снижении скорости барабана до минимальной скорости резкого торможения.

Как показывает анализ конкретных условий применения мобильной подъемной установки АСППУ-6,3, такая необходимость возникает при глубинах подъема более 900...1000 м и вынужденном применении в качестве подъемного сосуда легкой проходческой бадьи. В этом случае после размещения подъемной установки около шахтного ствола согласно проекту ее применения необходима дополнительная наладка пружинного блока привода тормоза.

Установлено, что уменьшение массы концевого груза, увеличение длины струны и уменьшение угла ее наклона приводят к значительному увеличению амплитуды колебаний струны каната. Используя полученные зависимости, по разработанной методике можно на стадии проектирования обосновать рациональную компоновку размещения оборудования подъемной установки, обеспечивающую эффективное и безопасное ее применение при аварийно-спасательных и ремонтных работах в шахтных стволах.

Получены зависимости допустимых замедлений при торможении в режиме подъема груза для различных соотношений длины отвеса каната, массы концевого груза и длины струны каната с учетом и без учета динамических процессов в струне каната. Анализ полученных зависимостей свидетельствует о том, что учет влияния динамики струны снижает величину допустимых замедлений на 7...12%, причем, это влияние усиливается при уменьшении длины отвеса каната и массы концевого груза.

Разработанная методика выбора рациональных параметров режимов торможения позволяет обеспечить правильную наладку тормозного привода из условий ненабегания подъемного сосуда на канат в режиме подъема груза при выполнении требований к кратности тормозного усилия и минимальному замедлению для режима спуска расчетного груза.

Применение разработанной методики специалистами проектных организаций и горноспасательной службы позволит обеспечить эффективное и безопасное

применение мобильной подъемной установки АСППУ-6,3 при ликвидации последствий аварий в шахтных стволах и эвакуации людей с подземных горизонтов.

УДК 622.232.5:622.271.6:622.648.2

Бобришов А.А., старший преподаватель кафедры горной механики,
Москалюк А.А., Коломієць В. А. студент гр. 184м-18-1 ММФ,
(НТУ «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)

ГИДРОМОНИТОРНО-ТРАНСПОРТНЫЙ МОБИЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ИМПУЛЬСНОГО ВЫСОКОНАПОРНОГО ДЕЙСТВИЯ

В настоящее время, на предприятиях горной промышленности ведущих стран мира, достаточно широко применяются гидромониторы различных типов. Их используют при добыче полезных ископаемых из наземных, подземных и подводных забоев.

На предприятиях внедряющих новейшие разработки, с целью повышения КПД, снижения капитальных и эксплуатационных затрат применяются гидротранспортные системы, включающие в себя, как неотъемлемую часть, добычные гидромониторные комплексы различных модификаций.

В гидрошахтах и гидрорудниках, в зависимости от горногеологических условий, вида, крепости и твердости добываемого полезного ископаемого могут применять высоконапорные гидромониторные комплексы, оснащенные различными средствами перемещения в призабойной и забойной части. В качестве средств перемещения могут использовать салазки, колеса или гусеницы.

На карьерах, с учетом вышесказанного, также применяют подобное оборудование в составе гидротранспортных систем, кроме того могут применять передвижные или плавучие гидромониторно-земснарядные комплексы в обводненных частях карьера. Так же и на других предприятиях осуществляющих гидродобычу полезных ископаемых из подводных забоев болот, озер, рек и морей с последующей гидротранспортировкой.

Существуют определенные ограничения по виду, крепости и твердости добываемого полезного ископаемого, по конфигурации забоя, технологии управления гидромониторными комплексами, влажностно-температурному режиму работы операторов данных комплексов, удаленности их от непосредственного места отбойки полезного ископаемого.

Разработан новый гидромониторно-транспортный мобильный комплекс импульсного высоконапорного действия, позволяющий существенно снизить вышеназванные ограничения. Данный гидромониторный комплекс может осуществлять добычу любых по виду, крепости и твердости полезных ископаемых, пригодных для дальнейшего гидротранспортирования.

За счет особенностей его конструкции, компоновки и работы, существенно улучшена технология управления комплексом, расширены варианты конфигурации забоя, снижены влажностно-температурные воздействия на окружающее пространство, повышена предельная дальность расположения операторов комплекса от места отбойки полезного ископаемого.

Одной из важных отличительных особенностей разработанного гидромониторного мобильного комплекса является импульсное, дозированное, контролируемое воздействие высоконапорной струи технической чистой воды, смеси или специальной гидросмеси на выбранные участки массива полезного ископаемого, в результате которого осуществляется добыча, с последующей гидротранспортировкой по трубопроводу, взаимодействующему с гидротранспортной системой предприятия.

Предлагаемый гидромониторно-транспортный комплекс позволяет минимизировать потери отбитого полезного ископаемого, преимущественная часть которого поступит в виде первичной гидросмеси в приемное устройство комплекса, где будет классифицировано по крупности, откуда будет направлено по трубопроводу для дальнейшего гидротранспортирования по предприятию.

Гидромониторно-транспортный мобильный комплекс может поставляться на горнодобывающее предприятие с требуемым видом подвижной основы, унифицированной с существующими типами салазок, колес или гусениц. Гидродобыча полезного ископаемого с последующим гидротранспортированием в существующую на предприятии или планируемую гидротранспортную систему может осуществляться для наземных, подземных или подводных забоев.

Гидромониторно-транспортный мобильный комплекс импульсного высоконапорного действия имеет широкий диапазон применения: гидрошахты, гидрорудники, карьеры с сухими или обводненными забоями, перспективные предприятия разрабатывающие подводных забои болот, озер, рек или морей, использующие гидротранспортирование добытого полезного ископаемого.

Посредством данного гидромониторно-транспортного комплекса может осуществляться добыча рудных, нерудных, драгоценных, полудрагоценных, поделочных, строительных, электро-химически пригодных полезных ископаемых, подходящих для гидротранспортирования и гидрообогащения.

Одним из достоинств предлагаемого гидромониторно-транспортного комплекса является использование типовых составляющих, применяемых на предприятиях горнопромышленного комплекса ведущих стран мира. Это позволит уменьшить время освоение персоналом предприятий данного комплекса. Будет способствовать своевременной поставке требуемых частей и компонентов. Обеспечит более точный расчет времени износа отдельных элементов и позволит назначить плановое время ремонтов.

Предлагаемый гидромониторно-транспортный мобильный комплекс импульсного высоконапорного действия может применяться на предприятиях горной промышленности Украины и других стран мира.

УДК 531.391.2+539.4

Гришин О.В., студент гр. ГРмм-15-9, Бицев А.І. гр.184м-18-1 ММФ
Науковий керівник: Комісаров Ю.О., старший викладач кафедри гірничої механіки

(НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)

ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ ПРОТІКАННЯ ОБСАДНИХ ТРУБ У ТОВЦІ ВОДИ

При видобутку вуглеводневих енергоносіїв зі свердловин, що знаходяться на дні світового океану, важливим елементом технології є захист довкілля від можливого протікання обсадних труб.

Відомо декілька пристроїв для захисту довкілля від протікання обсадних труб у товщі води [1,2]. К недолікам [1] можна віднести те, що з'єднання протилежних країв стрічки, що утворює захисну оболонку навколо обсадної труби, виконується за допомогою розташованих на них западин та виступів по вертикальній прямій лінії паралельно осьовій лінії обсадної труби. При перепаді тиску між внутрішнім замкнутим простором створеним стрічкою та зовнішнім середовищем розвивається сила, що діє на таке з'єднання в радіальному напрямку. При цьому можна відмітити недостатню надійність такого з'єднання. К недолікам [2] можна відносити складність конструкції яка містить аналогічне замкове з'єднання посилене клейкою смугою та завулканізованими жорсткими тілами та дугоподібними пружними елементами.

Задачею запропонованого технічного рішення є вдосконалення пристрою для захисту довкілля від протікання обсадних труб у товщі води шляхом спіральної навивки гнучкої захисної стрічки навколо обсадної труби, що посилює стійкість циліндричної форми сформованої захисної оболонки та збільшує надійність з'єднання країв стрічки. На рис.1 зображено схему захисту обсадних труб від протікання у товщі води.

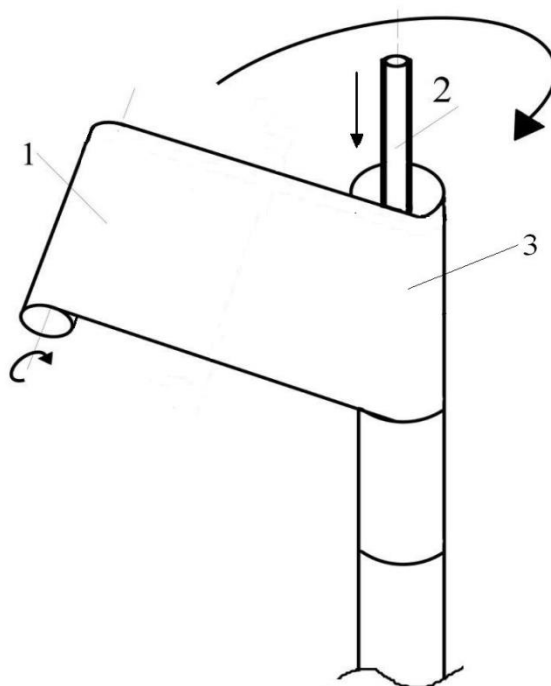


Рис. 1 – Схема захисту обсадних труб від протікання у товщі води

Вона містить барабан 1 на який намотана гнучка стрічка 3. При формуванні захисної оболонки, за допомогою додаткового механізму, барабан 1 обертаючись навколо власної осі додатково обертається навколо вертикальної осі обсадної труби 2. Стрічка 3, що змотується з барабана 1, спірально навивається навколо обсадної труби 2 що опускається вниз, при цьому край стрічки навивається з нахлестом на попередній виток.

Навивка захисної оболонки із гнучкої стрічки по спіралі з нахлестом дозволяє сприймати радіальні сили стрічкою на розрив або стискання а не замковим пристроєм, що посилює стійкість циліндричної форми сформованої захисної оболонки та збільшує надійність з'єднання країв стрічки.

Запропоноване технічне рішення для запобігання протікання обсадних труб у товщі води дозволяє спростити відомі конструкції, підвищити міцність, герметичність та надійність з'єднання країв стрічки.

Перелік посилань

1. Пат. № 59953, Україна. Пристрій для захисту довкілля від протікання обсадних труб у товщі води / Білоус О.І., Танцура Г.І. – Дніпродзержинський державний технічний ун-т. – u201012610; заяв. 25.10.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.

2. Пат. № 70674, Україна. Пристрій для захисту довкілля від протікання обсадних труб у товщі води / Бельмас І.В., Білоус М.О., Танцура Г.І. – Дніпродзержинський державний технічний ун-т. – u201113137; заяв. 07.11.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.

УДК 622.232

Бутылкин Ю.Ю., студент гр.ГМЕ-184м-18-1 ММФ**Научный руководитель: Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики***(НТУ «Днепро́вская политехника», г. Днепр, Украина)*

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫЕМОЧНО ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСА УЧАСТКА ШАХТЫ

Погрузочно- транспортный комплекс выемочного участка угольной шахты включает в себя выработки, крепь, комбайн, скребковый конвейер, крепь сопряжения, перегружатель, последовательную цепь ленточных конвейеров. Обычно, конвейеры выбирают по максимальному грузопотоку из лавы, что приводит к завышению их приемной способности и мощности привода. Анализ работы выемочно-транспортной системы показывает, что потери рабочего времени составляют 37-57%. В периоды перемены направления хода комбайна конвейеры работают вхолостую, что ухудшает экономические показатели комплекса.

Цель работы – изучить направления снижения удельных затрат на транспортирование груза и эксплуатацию машин. Поставленная цель предопределяет решение трех задач.

Первая задача – определение размеров выемочного поля решена аналитически и позволяет определить длину выемочного столба по ресурсу механизированной крепи, который выражают календарным временем ее работы под нагрузкой и длины лавы по техническим возможностям скребкового конвейера. Длина выемочного столба определяется заданным ресурсом механизированной крепи и эксплуатационной производительностью выемочного комплекса. Ресурс крепи обычно выражают календарным временем ее работы под нагрузкой.

Вторая задача посвящена изучению неравномерности грузопотока из лавы. В случае, если поступающий из лавы грузопоток больше приемной способности подлавного ленточного конвейера на стыке их необходимо устанавливать аккумуляющую емкость. Геометрический объем аккумуляющего бункера зависит от неравномерности поступающего грузопотока и приемной способности подбункерного ленточного конвейера. Разработаны математическое описание показателя неравномерности грузопотока и методика определения емкости усредняющего бункера. Установка бункера в узле перегрузки со скребкового конвейера на ленточный позволяет снизить неравномерность участков грузопотока и применить менее мощный подбункерный конвейер. В периоды перемена хода комбайна при нулевой его производительности подбункерный конвейер будет забирать уголь из бункера. Необходимая емкость бункера определяется длительностью перерывов в работе комбайна. При такой схеме конвейерная линия может транспортировать уголь непрерывно три добычных смены и останавливаться на обслуживание в ремонтную смену. Предложено передвижной механизированный бункер реализовать в виде состава из нескольких вагонов с донным скребковым конвейером типа ВПК, которые способны перегружать уголь последовательно из одного вагона в другой. Установка бункера в неравномерных грузопотоках позволяет повысить надежность транспортной системы.

Третья задача посвящена изучению надежности выемочно–транспортной системы. Выемочно- транспортная система добычного участка с точки зрения теории надежности представляет собой последовательную цепь подсистем крепь – комбайн –

скребковый конвейер – крепь сопряжение – перегружатель – бункер – ленточные конвейеры. Надежность такой системы можно повысить нагруженным резервированием. Такое резервирование реализуют на стадии проектирования путем выбора приводов с определенным запасом по мощности, тяговых органов с повышенными запасами прочности и резервированием приемной способности в виде аккумулялирующей емкости.

Эксплуатационная производительность выемочно-транспортного комплекса определяется теоретической производительностью выемочной машины Q_T и коэффициентом непрерывности эксплуатации k_3 ,

$$Q_3 = 360 k_3 Q_T, \text{ т/ч.}$$

В свою очередь коэффициент непрерывности эксплуатации определяется следующими величинами: коэффициентом готовности k_r ; коэффициентом совершенства схемы работы k_c ; коэффициентом, учитывающим потери времени по организационно-эксплуатационным причинам k_{30} ;

$$k_3 = \left(\frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_c} + \frac{1}{k_{30}} - 2 \right)^{-1}.$$

В структуре этого коэффициента надежность комплекса, выраженная коэффициентом готовности k_r играет существенное значение. Так, если при неизменных условиях эксплуатации ($k_c = 0,6$, $k_{30} = 0,7$) увеличить надежность комплекса, подняв его коэффициент готовности с $k_r = 0,3$ до $k_r = 0,6$, то это приведет к увеличению коэффициента непрерывности с 0,226 до 0,364, т.е. он увеличится в 1,6 раза. При увеличении показателя надежности выемочно-транспортной системы растет производительность выемочного участка, что при неизменном календарном времени работы механизированной крепи вызывает увеличение длины выемочного поля. Очевидно, что повышение надежности выемочно-транспортной системы целесообразно выполнять на стадии проектирования горных работ, т.е. при определении размеров выемочного поля. В противном случае повышение надежности выемочного комплекса приведет к неполному использованию ресурса механизированной крепи, т.е. выемочное поле будет быстрее отработано, чем закончится ресурс крепи. Остаточный ее ресурс не будет использован, т.к. он не будет достаточным для разворота крепи в новом выемочном поле. Любое увеличение показателя надежности какой либо подсистемы (комбайн, скребковый конвейер и т.п.) в процессе ее эксплуатации путем ее замены на более надежную потребует дополнительных капитальных затрат, которые лягут на себестоимость угля. Кроме того, увеличение производительности выемочного комплекса повлечет более быструю отработку выемочного поля, что не позволит использовать полностью ресурс крепи. Расходы из-за неполного использования ресурса крепи также лягут на себестоимость угля. Уровень надежности выемочно-транспортной системы следует задавать в процессе проектирования горных работ путем использования подсистем ее составляющих с наиболее высоким показателем надежности, использования нагруженного резерва, организации планово-предупредительных ремонтов. Если эти работы выполнять при эксплуатации, то повышение капитальных затрат на модернизацию какой либо подсистемы ложится на себестоимость продукции. Повышение надежности системы на стадии эксплуатации приведет к ускорению отработки выемочного поля и, как результат, к недоиспользованию ресурса механизированной крепи. Остаточный ее ресурс будет недостаточным для ее разворота в новой лаве. В этом случае себестоимость продукции участка возрастет. В процессе эксплуатации выемочно - транспортной

системы необходимо обеспечивать проектные показатели ее надежности с помощью системы планово предупредительных ремонтов и соответствующим техническим обслуживанием. Это обеспечит минимизацию составляющей материально-технического обеспечения в структуре себестоимости продукции выемочного участка.

УДК 622.647.2

Дупленко В.С., студент гр.ГМЕ-184м-18-1 ММФ

Науковий керівник: Тарасов В.І., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки (НТУ „Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ СТРІЧКИ КОНВЕЙЄРА В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВАНТАЖОПОТОКА

Зміна швидкості стрічки конвейєра в функції лінійної маси вантажу потребує замкненої системи автоматичного регулювання, яка повинна складатися з: датчика величини вантажопотоку, датчика швидкості стрічки в місті завантаження, елементу порівняння, виконавчого пристрою. Як датчик вантажопотоку можуть бути використані різні типи конвейєрних ваг. Об'єктом регулювання є конвейєр, а виконавчим органом – привод сумісно з регулюючим пристроєм. Змінюючи частоту трифазного струму, який підводиться до статора двигуна, можна повільно регулювати швидкість у широких межах. При регулюванні частоти необхідно тягтися до того щоб характеристики у всьому діапазоні відзначалися високою жорсткістю, а двигун мав достатню перевантажувальну можливість. Цього можна досягти шляхом роботи двигуна з постійним магнітним потоком. Для асинхронного двигуна можна приблизно прийняти, що $u_1 = f_1$, $\Phi = const$. Отже для додержання сталості магнітного потоку необхідно виконувати регулювання з незмінним співвідношенням $u_1 / f_1 = \Phi = const$. Вигляд регульовочних механічних характеристик та можливий діапазон регулювання визначається, в основному, типом перетворювача частоти.

$$\omega_p = \omega_c(1-s) = \frac{60f}{p}(1-s), \text{ де } f - \text{ частота току; } p - \text{ число пар полюсів; } s -$$

ковзання двигуна. Регулювання швидкості зміною частоти напруги виконують за допомогою частотного перетворювача. При виборі конструктивних рішень систем електроприводу конвейєрів необхідно, щоб система електроприводу: була з обмеженням прискорення при пуску, і в той же час, за відносно простою схемою, тому що час пуску конвейєрів набагато менше часу його роботи на сталій швидкості; була з використанням асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором; враховувала перехідні процеси в приводі; мала можливість узгодженого управління для конвейєрів з багатодвигуновими електроприводами взаємозв'язаними конвейєрною стрічкою.

При розгляданні питань розробки і застосування частотно-керуємого електроприводу окрім економії електроенергії треба враховувати такі вагомні переваги: плавний запуск і регулювання швидкості руху вантажу у широкому діапазоні, що забезпечує попереднє натягання стрічки і відсутність ривків та ударів у механічних ланках приводу; сталий рух з ремонтною (повзучою) швидкістю при огляді стрічки; збільшення міжремонтного строку механічних ланок і зменшення зносу обладнання приводу та витрат на ремонт за рахунок зниження динамічних зусиль і ударів; широкі можливості автоматизації технологічного процесу в цілому, або дистанційного керування; можливість отримання повної інформації про роботу електроприводу конвейєра системою диспетчеризації; можливість вживання частотно-керуємого електроприводу для інших механізмів і обладнання. Це все можна забезпечити за допомогою вживання частотно-регулюємого електроприводу, який забезпечує плавне регулювання швидкості стрічки, підтримання постійного завантаження конвейєра, що дозволяє отримати максимальну економію електроенергії при перемінному вантажопотоці, незалежно від закону розподілу вантажопотоку.

Момент на валу двигуна конвейєра визначається рухомими масами самого конвейєра N_k і насипним вантажем на стрічці, або інтегралом від функції $Q(t)$ завантаження конвейєра за час повного проходження вантажу по усій його довжині. Для статичної складової момента опори руху можна записати

$$M_c = \frac{R_B}{i} f \left(N_k + \int_0^T Q(t) dt \right),$$

де f – коефіцієнт опори руху; i – передаточне число редуктора; R_B – радіус приводного барабана конвейєра; $T=L / V_M$ час проходження вантажу на довжині конвейєра V_M .

Якщо за час T усереднена продуктивність загрузки конвейєра $Q(t)$ не зміниться, то

$$M_c = M_k + M_G.$$

Для того ж інтервалу T і той же продуктивності завантаження $Q(t)$ вираз для закономірної енергії буде

$$\Delta W = W_i - W_p = \int \omega_i M_e \left(1 - \frac{Q(t)}{Q_i} \right) dt.$$

Маючи дані про потужності холостого ходу конвейєра і залежністю завантаження стрічки в часі можна легко оцінити енергетичний ефект від регулювання швидкості стрічки. Кількісна оцінка енергозатрат конвейєра з шириною стрічки 0,8м при зміні вантажопотоку від 0 до максимального значення вказує на те, що зі зменшенням вантажопотоку відповідно зменшується швидкість стрічки з тим, щоб лінійна маса вантажу залишалася б сталою. В цьому разі виконується принцип регулювання швидкості по масі вантажу на стрічці. Зі зменшенням корисного навантаження Q витрати енергії на транспортування з постійною швидкістю стрічки зростають порівняно з регулюємою швидкістю по масі вантажу на стрічці. Якщо стрічка завантажена наполовину за прийнятною спроможністю питомі витрати енергії зменшуються на 33 %. Чим менше завантаження стрічки гірничою масою, тим більше вигода за питомими витратами енергії привода зі змінною швидкістю стрічки. При регулюванні швидкості стрічки по масі вантажу на ній питомі витрати енергії є мінімальними і сталими. В разі сталої швидкості стрічки питомі витрати енергії істотно зростають зі зменшенням завантаження стрічки гірничою масою. На стрічкових конвейєрах зі змінним вантажопотоком слід вживати частотно-регулюємий привод, який здатний обмежити прискорення при запуску і гальмуванні конвейєра і забезпечити плавний запуск і регулювання швидкості руху вантажу на стрічці від 0 до максимальної. Такий режим запуску забезпечує попереднє натягання стрічки і відсутність ривків у механічних ланках приводу. Плавне регулювання швидкості стрічки забезпечує стаке значення лінійної маси вантажу на стрічці, що дає змогу отримати максимальну економію електроенергії при змінному вантажопотоці, незалежно від закону розподілу вантажопотока. Окрім економії електроенергії, регулювання швидкості дає можливість підвищити надійність і безпечність конвейєрного транспорту, що необхідно враховувати під час вибору системи приводу нарівні зі споживанням електроенергії. Підвищення надійності при регулюванні швидкості зв'язано зі зменшенням навантажень на елементи конвейєра: зусиль, обертаючих моментів, струмів і т.п. Регулювання особливо важливе при частих пусках і зупинках конвейєрів, для керування динамічними навантаженнями в елементах конвейєрів, запобіганню зриву зчеплення на приводних барабанах і усунення надлишкового натягання стрічки. Регулюємий електропривод забезпечує зниження

струмів і моментів при незмінній інтенсивності розгону конвейєра, запобіганню коливань за рахунок формування діаграм пуску, допустиме падіння напруги.

Зниження швидкості стрічки зменшує знос редукторів, підшипників, роликів і збільшує строк служби стрічки, що зменшує експлуатаційні витрати.

УДК 622.6

Черкасов Е.В., студент гр.ГМЕ-184м-18-1 ММФ**Научный руководитель: Тарасов В. И., к.т.н., доцент кафедры горной механики***(НТУ «Днепро́вская политехника», г. Днепр, Украина)***ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОВШОВЫХ ПОГРУЗЧИКОВ**

Одним из направлений совершенствования подземной геотехнологии является широкое использование самоходного оборудования. На передовых зарубежных и отечественных рудниках используется большое разнообразие ковшовых погрузочно-транспортных машин как с дизельным так и с электрическим приводом. В этих условиях значительный интерес представляют вопросы оптимизации параметров погрузчиков.

Цель работы- установление оптимальных параметров фронтального погрузчика для условий конкретного горного предприятия. Задача решается комплексным технико-экономическим моделированием функционирования погрузчика. Модель включает в себя техническую и экономическую составляющие. Задачей технической составляющей модели является моделирование рабочего процесса погрузчика. Она взаимно увязывает характеристики исследуемой машины и режимы эксплуатации. Решение первой части задачи производится методами стохастического подбора, а второй – с помощью аналитического и эмпирических зависимостей. В качестве обобщенного результирующего показателя в технической составляющей модели принята эксплуатационная производительность машины. Экономическая составляющая модели включает текущие и капитальные затраты при различных условиях и режимах функционирования фронтальных погрузчиков различных конструкций с изменяющимися параметрами. Результирующим показателем экономической составляющей модели являются приведенные затраты, а отношение их к эксплуатационной производительности является целевой функцией разрабатываемой модели и представляет собой приведенные удельные затраты

$$Z_{y\partial} = \frac{Z_{np}}{P_s} , \text{ грн/м}^3$$

Этот показатель можно рассматривать как обобщенный критерий эффективности, так как он объединяет технические и экономические аспекты исследуемого процесса. В обобщенном виде эта целевая функция может быть представлена как функция многих переменных:

$$Z_{y\partial} = f(a_1, a_2 \dots a_i, b_1, b_2 \dots b_j, c_1, c_2 \dots c_k) , \text{ грн/м}^3$$

где $a_1, a_2 \dots a_i$ – независимые переменные, характеризующие экономические показатели машины; $b_1, b_2 \dots b_j$ – независимые переменные, характеризующие условия и режим эксплуатации погрузчиков; $c_1, c_2 \dots c_k$ – независимые переменные, характеризующие конструктивные особенности и параметры машины.

Решением поставленной задачи является минимизация целевой функции, которая сводится к установлению таких величин независимых переменных, которые будут удовлетворять поставленному условию.

В функции укрупненно выделены три группы независимых переменных, которые определяют конструктивные особенности и параметры машин, условия и режим их эксплуатации, а также экономические показатели, связанные с изготовлением и функционированием фронтальных погрузчиков. При решении поставленной задачи в общем случае можно варьировать одновременно значениями независимых переменных всех трех групп и соответственно решать задачу оптимизации, т.е. найти величины всех этих аргументов, удовлетворяющие условию оптимизации. Величины группы независимых переменных, определяющих условие и режимы эксплуатации, являются заданными. Существующие организационные мероприятия по изготовлению машин, их эксплуатации и ремонту являются вполне определенными, т.е. можно считать заданными и величины группы экономических показателей. В таком случае *первая задача* оптимизации упрощается и сводится к одной из широко распространенных, т.е. к установлению конструктивных особенностей и выбору величин параметров машин в целях удовлетворения условия оптимизации. Решение такой задачи позволяет исследовать и оптимизировать параметры самой машины при их создании. Она также может быть использована при выборе той или иной из существующих машин для конкретных условий эксплуатации. *Вторая задача* – имеются реальные машины соответствующих конструкций с определенными параметрами и соответственно с заданными конструктивными и экономическими показателями, а требуется решить вопрос, в каких условиях и в каких режимах можно рационально использовать эти машины. В данном случае решается чисто эксплуатационная задача по установлению рациональных областей применения конкретных машин. *Третья задача* оптимизации связана с определением таких значений экономических показателей, интересующих и потребителей и создателей машины, которые обеспечивали бы оптимизацию функционирования погрузчиков в отрасли в целом. Необходимо отметить, что эта задача наиболее сложная, так как в конечном счете отражается на величине капитальных и текущих затрат и соответственно влияет на независимые переменные первой и второй групп. Целевую функцию исследуют как функцию одной независимой переменной, приняв величины других переменных заданными. Таким образом исследуется в отдельности влияние каждой независимой переменной из группы конструктивных, экономических и эксплуатационных факторов на эффективность функционирования фронтальных погрузчиков.

Разработанная модель является универсальной и позволяет исследовать эффективность функционирования погрузчиков с учетом многих независимых переменных и факторов, которые целесообразно объединить по следующим признакам:

по видам работ: погрузочные, погрузочно-транспортные; *по способу выполнения работ:* наполнение ковша – раздельное, совмещенное черпание и экскавация, дальность и схема доставки горной массы; *по конструктивным решениям и параметрам:* гусеничные, колесные, (с шарнирно-сочлененной и жесткой рамой, двумя и четырьмя ведущими колесами), при изменении главного параметра – вместимости ковша от 0,25 до 15м³; *по характеристикам горной массы:* гранулометрический состав, объемная масса, удельное сцепление отрыву, удельное сопротивление внедрению ковша; *по дорожным условиям:* сопротивление передвижению, сцепление движителя с опорной поверхностью; *по долговечности отдельных сборочных единиц:* срок службы самой машины и срок службы шин.

Всеми этими факторами и независимыми в данной модели можно варьировать и соответственно исследовать их влияние на величину как обобщенного критерия – удельных приведенных затрат, так и на производительность погрузчиков, величину текущих и капитальных затрат, а также при необходимости на величину любых других вспомогательных критериев.

УДК 621.518.54

Мокрий В.С., Беличко В. О. студенти гр. 184м-18-1 ММФ
 Науковий керівник Оксень Ю.І., к.т.н., доцент
 (НТУ «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)

ЕФЕКТИВНІСТЬ АБСОРБЦІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕМПЕРАТУРИ ГРІЮЧОГО СЕРЕДОВИЩА

При проектуванні установок для кондиціонування повітря шахт важливим моментом є вибір типу холодильних машин. Як правило, розглядаються парокомпресійні і абсорбційні холодильні машини. Основною перевагою абсорбційних холодильних машин (АХМ) є значно менше споживання електричної енергії, так як в цих машинах холод виробляється за рахунок споживання теплоти. Особливо привабливим є застосування АХМ у випадках, коли споживана теплота – викидна. На шахтах є різні джерела викидного тепла з різною температурою.

Метою даного дослідження є оцінка ефективності абсорбційної холодильної машини в залежності від температури гріючого середовища (джерела викидного тепла).

Як об'єкт дослідження розглядаємо абсорбційну бромистолітєву холодильну машину, що працює за термодинамічним циклом машини АБХА-2500.

Схема машини та її термодинамічний цикл в ξ, i – координатах (ξ – концентрація бромистого літію LiBr в водному розчині, i – ентальпія) приведені на рис. 1.

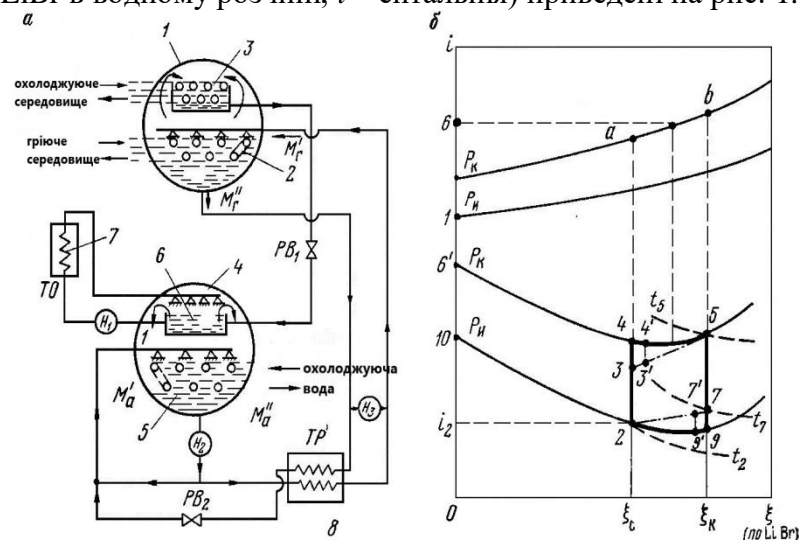


Рис. 1 – Схема (а) і цикл (б) бромистолітєвої холодильної машини

У верхньому барабані 1 розташовані генератор 2 і конденсатор 3, в нижньому барабані 4 абсорбер 5 і випарник 6. Холодна вода з випарника подається до теплообмінника 7, звідки після підігріву знову повертається у випарник. Регенеративний теплообмінник (теплообмінник розчинів) 8 призначений для підвищення ефективності роботи машини.

Утворена в випарнику водяна пара (точка 1) поглинається в абсорбері міцним (з великим вмістом LiBr) розчином. Процес абсорбції йде при постійному тиску, і стан рідкої фази розчину змінюється по лінії 9-2. Слабкий розчин з великим вмістом води, що виникає в абсорбері (точка 2), насосом H_2 подається в теплообмінник розчинів 8, де він підігрівается (лінія 2-3), відбираючи тепло від міцного розчину, що повертається в абсорбер з генератора. З теплообмінника слабкий розчин надходить в генератор. Тут при постійному тиску він підігрівается до температури кипіння (лінія 3-4) і потім випаровується (лінія 4-5). Утворена водяна пара в міру зміни концентрації розчину має

параметри, які визначаються точками, що лежать на відрізку $a-b$ допоміжної лінії, що відповідає тиску p_k . Зазвичай приймають, що параметри пара, що відводиться від генератора, відповідають середній температурі кипіння (точка 6). Одержуваний в генераторі пар надходить в конденсатор і конденсується (лінія 6-6'). Конденсат після дроселювання в вентилі $PВ_1$ спрямовується у випарник. Стан речовини до і після дроселювання зображується на діаграмі ентальпія – концентрація однією і тією ж точкою, оскільки початкові і кінцеві ентальпії і концентрації в цьому випадку однакові, проте, так як ці точки відповідають різним тискам речовини, вони характеризують різні її стани. Перед дроселюванням точка 6' на діаграмі характеризує стан киплячої рідини (конденсату) з тиском p_k . Після дроселювання та ж точка характеризує стан вологої насиченої пари з тиском p_n . У випарнику внаслідок підведення тепла відбувається кипіння води (лінія 6'-1). Після випаровування води з розчину в генераторі розчин з високою концентрацією бромистого літію (міцний розчин, точка 5) надходить в теплообмінник 8, де він охолоджується (лінія 5-7), підігріваючи слабкий розчин, що йде в генератор. Потім, охолоджений міцний розчин дроселюється у вентилі $PВ_2$, і надходить в абсорбер. В результаті абсорбції водяної пари, стан якого визначається точкою 1, міцним розчином і охолодження стан рідкої фази розчину в абсорбері змінюється по лінії 7-9-2.

Для інтенсифікації теплообміну в генераторах і абсорберах бромистолітієвих установок використовують рециркуляцію розчину. Рециркуляція в генераторі здійснюється за рахунок подачі частини розчину, що нагнітається насосом H_2 , через регульовальний вентиль назад в генератор. У абсорбері рециркуляція розчину здійснюється насосом H_3 . В результаті рециркуляції розчину в генераторі відбувається змішування слабого розчину, що надходить з теплообмінника, стан якого визначається положенням точки 3, з міцним розчином що повертаються в апарат, стан якого визначає точка 5. Точка, що визначає стан розчину після змішування, лежить на прямій, що з'єднує точки 3 і 5 (на лінії змішування), причому положення її визначається співвідношенням мас розчинів, що змішуються. Таким чином, при рециркуляції процес в генераторі зображується лінією 3'-4'-5, а не 3-4-5. Відповідно в абсорбер при рециркуляції надходить розчин, стан якого буде визначатися точкою 7', що лежить на прямій 2-7.

За методикою [1] виконано розрахунки параметрів циклу та визначені значення показника ефективності АХМ теплового коефіцієнту ϕ при різних температурах грійочого середовища t . За результатами розрахунків на рис. 2 побудовано графік залежності $\phi(t)$.

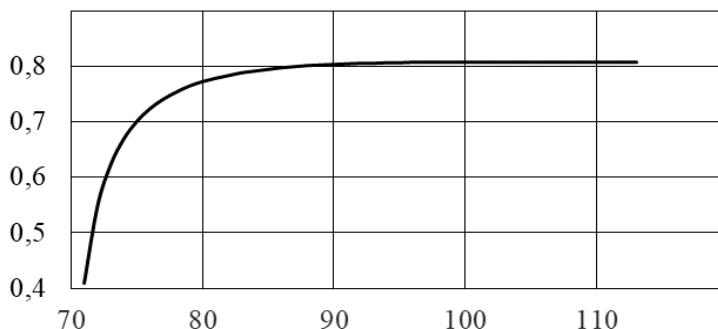


Рис. 2 – Вплив температури грійочого середовища на ефективність АХМ

З рисунка видно, що з підвищенням температури грійочого середовища до 85 – 90 °C тепловий коефіцієнт ϕ різко зростає, а при більших температурах зростання припиняється. Тому для бромистолітієвих АХМ раціональним є застосування викидного тепла з температурою 85 – 90 °C.

Перелік посилань

1. Цейтлин, Ю.А. Установки для кондиционирования воздуха в шахтах / Ю.А. Цейтлин – М. : Недра, 1974. – 168 с.

УДК 621.518.54

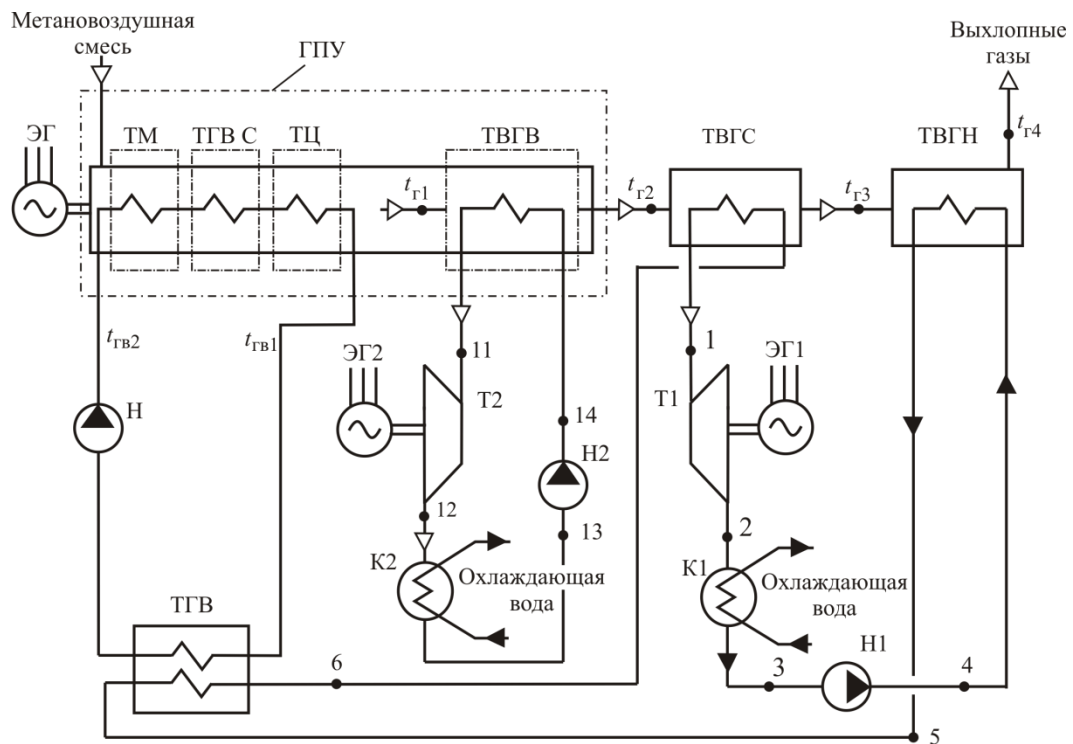
Писарев В.Г., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ,
 Богданович Я. С., студент гр. 184м-18-1 ММФ
 Научный руководитель Оксень Ю.И., к.т.н., доцент
 (НТУ «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ВТОРИЧНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК В ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ ЭНЕРГИЮ

Наиболее энергоэффективным и экологически чистым способом утилизации метана, добываемого шахтными дегазационными системами, является сжигание его в газопоршневых установках (ГПУ). Типовая схема ГПУ, например ГПУ JMS 620 фирмы GE Jenbacher, предполагает их работу по когенерационной технологии с выработкой электрической энергии и вторичного тепла (от системы охлаждения двигателя и выхлопных газов) для теплоснабжения. Однако, на практике, в ряде случаев, в связи с трудностями полезного использования вырабатываемой тепловой энергии она отводится в окружающую среду. В таких случаях повысить энергетическую эффективность ГПУ можно за счет преобразования вторичного тепла в электрическую энергию с помощью теплосиловых установок (ТСУ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ).

Целью настоящего исследования являлась разработка и оценка эффективности схемного решения ТСУ, преобразующей вторичное тепло ГПУ в электрическую энергию.

Рассматривалась схема утилизации вторичного тепла ГПУ с помощью двухконтурной ТСУ (рис. 1).



ГПУ – газопоршневая установка; ТМ – теплообменник масла; ТГВС – теплообменник газозвдушной смеси; ТЦ – теплообменник цилиндров; ТВГВ, ТВГС и ТВГН – теплообменники выхлопных газов: высоко-, средне- и низкотемпературный;

ТГВ – теплообменник горячей воды; К1, К2 – конденсаторы; Т1, Т2 – турбины; Н, Н1, Н2 – насосы; ЭГ, ЭГ1, ЭГ2 – электрогенераторы

Рис. 1 – Схема ГПУ с двухконтурной теплоутилизационной ТСУ

На рис. 1 $t_{г1}$, $t_{г2}$, $t_{г3}$, $t_{г4}$ – температура выхлопных газов на входе и выходе теплообменников ТВГВ, ТВГС и ТВГН; $t_{гв1}$, $t_{гв2}$ – температура горячей воды – воды системы охлаждения ГПУ.

В высокотемпературном контуре 11-12-13-14-11 парогенератором является теплообменник ТВГВ. В связи с тем, что температура выхлопных газов на входе в этот теплообменник довольно высока (420°C), в качестве рабочего тела данного контура применяем водяной пар. Теплота конденсации отработавшего в турбине Т2 пара отводится в окружающую среду в конденсаторе К2. В низкотемпературном контуре 1-2-3-4-5-6-1 рационально применить такое НРТ, которое конденсировалось бы при небольших избыточных давлениях и обеспечивало бы в данных температурных условиях высокую эффективность преобразования теплоты в работу, например, бутан или бутан-пентановую смесь. В этом контуре подогрев рабочего тела до состояния кипения и преобразование его в пар осуществляется последовательно, с учетом температуры греющих сред, в теплообменниках ТВГН, ТГВ и ТВГС. Отвод теплоты конденсации отработавшего в турбине Т1 пара осуществляется в конденсаторе К1. Графики изменения температур греющих сред (носителей вторичного тепла) и нагреваемых (рабочих тел контуров ТСУ) приведены на рис. 2.

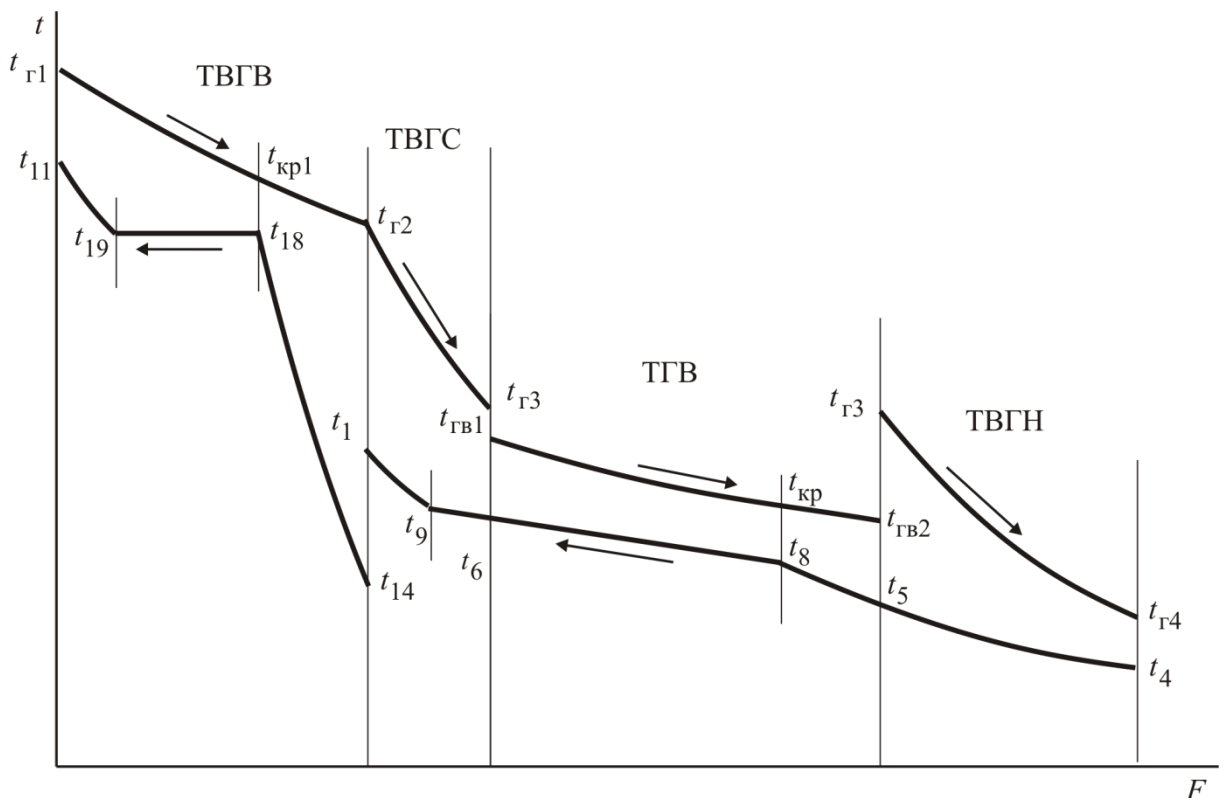


Рис. 2 – Изменение температур сред в теплообменных аппаратах двухконтурной ТСУ

При известном составе выхлопных газов, их массовом расходе, температуре на входе в теплообменник ТДГВ, тепловой мощности теплообменника ТГВ, температуре горячей воды на его входе и выходе, расчет теплового режима ТСУ сводится к определению таких значений температур выхлопных газов $t_{г2}$, $t_{г3}$, $t_{г4}$, при которых в

условиях ограничений по минимальным температурным напорам в теплообменных аппаратах вырабатываемая электрическая мощность будет максимальной.

Для оценки эффективности преобразования вторичного тепла ГПУ в электрическую энергию разрабатывается компьютерная программа расчета теплового режима теплоутилизационной двухконтурной ТСУ.

УДК 622.673.1

**Льїна С.С., к.т.н., доцент кафедри гїрничїї механїки,
Коробко Д. С., Сафїулін В. Р., студенти гр. 184м-18-1 ММФ**
(Державний ВНЗ "Нацїональний гїрничий унїверситет", м. Днїпропетровськ, Україна)

ANALYSIS OF INFLUENCE OF DOUBLE-T BUNTONS' INTEGRITY ON REINFORCEMENT' STRENGTH IN SHAFTS WITH THE BROKEN GEOMETRY

The reinforcement of the main Ukrainian ore-lifting shafts consists of carrying T-type buntons and fixed vertical box-shaped guides. The technical condition of reinforcement of most of shafts, which are in service for more than 40-50 years, is characterized by increased wear of buntons. They have significant corrosive damage of vertical posts and horizontal shelves.

For guides it is provided for their replacement at worn working surfaces to half the thickness of the wall. Therefore, at the enterprises, first of all, restoration of reinforcement guides is carried out, and buntons continue to be exploited, not infrequently, until the total loss of bearing capacity.

It is believed that the guides assume the entire impact load on the side of the vessels, and only part of it is transferred to the buntons through the connection nodes. However, it does not take into account that the vast majority of domestic shafts are equipped with double-T buntons, where the moment of resistance in horizontal plane is two times smaller than in the vertical.

The results of numerous surveys with the use of special dynamic equipment for measuring contact loads on reinforcement, and calculations of residual strengths of guides and buntons, taking into account their actual wear, showed that in most cases the weakest (most stressed) reinforcement units are worn out buntons. This is especially actual for shafts that have been in prolonged operation for over 30-40 years.

In such cases reinforcement is exploited when a combination of relatively box-shaped guides with basic shootings with significant structural defects is combined.

At the same time, the question about the permissible values of the residual thickness of the horizontal shelves and the vertical walls of the basic buntons in the conditions of intense stem corrosion under the influence of dynamic loads on the side of the lifting vessels, taking into account their various possible combinations, remains uncovered by the provisions of normative documentation, as well as in the scientific literature. In practice, to assess the degree of loading of firing during the work of lifting vessels is possible only by performing a set of works, which include the measurement of actual dynamic loads, measurements of the wear of the walls of guides and buntons, deformation and strength calculations of all elements of reinforcement.

The results of surveys showing typical types of defects of buntons during long-term operation in conditions of aggressive mine environment are given. With solid-modeling method in the SolidWorks - Simulation system investigated the effect of the fracture of the vertical double-T section of the bearing beam at the place of embedding in the barrel support while maintaining geometric parameters of horizontal racks under the effect of dynamic loads on the side of lifting vessel on its stressed-deformed state. It is shown that in the "bunton - guide" system with defect-free firing, change in the point of application of force practically does not lead to significant increase in stresses in concentration zones near support and under the guide. In addition, in the presence of destruction of the rack near the support (up to 0.5 m),

the contact load applied to the guide at the point of attachment to the buntion also does not cause a significant increase in stresses in the concentrators.

At the same time, the application of contact force in span of the guide, which, due to its bending, causes the twisting of the buntion around the longitudinal axis, sharply changes the picture of the stress-strain state of its horizontal shelves in the vicinity of the hole-defect. The stress concentration reaches 1.5-1.8 times in comparison with the defect-free buntion. This shows that the loss of the cross section of the double-T rack in the area of intensive influx of aggressive water in the shaft with significant vertical guide disturbances that cause the appearance of increased dynamic loads is a very significant factor in increasing risk of spontaneous destruction of the bearing buntions and the exit of the vessel from the rut.