

Том 16

Гірничі машини

УДК 621.926.001.66

Маньковська Є.О. учениця 10-го класа*(КЗ "Технічний ліцей ім. А. Лигуна", м. Кам'янське, Україна)***Науковий керівник: Панченко О.В., к.т.н., кафедри гірничих машин та інжинірингу***(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)***ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ З ПРОСТИМ РУХОМ ЩОКИ**

Щоківі дробарки з простим рухом щоки (ЩДП) в Україні не випускаються.

Літературні джерела [1–2] наводять креслення з яких випливає що щоківі дробарки (рис. 1) складаються з: двигуна клинопасової передачі, двох маховиків, шатуна, ексцентрикового вала, передній і задній розпірних плит, рухомої і нерухомої щок. Такі дробарки використовуються для дроблення матеріалів високої міцності до 300МПа. ГОСТ, в доповненні з літературними джерелами [1–2], визначає окремі параметри цієї дробарки, зокрема на рис. 1 наведено конструкцію ЩДП 15×21 виробництва «Уралмаш». Конструкції ЩДП виробництва «Уралмаш» та «Волгоцеммаш» відрізняються рядом параметрів які необхідно проаналізувати для того щоб в разі з ГОСТом вирішити задачу обґрунтування параметрів приводу дробарки з простим рухом щоки.

У літературі наведено рекомендації щодо розрахунку розмірів ходу щоки і ексцентриситету вала. Однак ці рекомендації не однозначні. Так, наприклад, у В.А. Баумана [3] хід рухомої щоки s визначається з співвідношення $s = (0,04...0,065) B$; у Б.В. Клушанцева [2] $s = (0,01...0,03) B$; у А.С. Донченко [4] $s = (0,03...0,035) B$, де B – розмір завантажувального отвору.

Крім того кут нахилу розпірних плит впливає на величину зусиль на ексцентриситеті, що виникає при дробленні матеріалу. Чим ближче кут до 180 градусів тим менше тут виникає зусилля, але з іншого боку виникає проблема яка може бути пов'язана з випаданням сухарів цих розпірних плит, крім того в плитах можуть поламатися у наслідок збільшених навантажень.

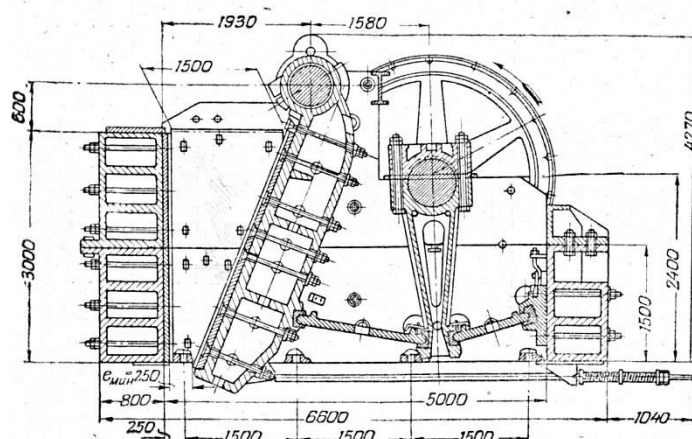


Рисунок 1 – Загальний вигляд щоківі дробарки з простим рухом щоки ЩДП 15×21

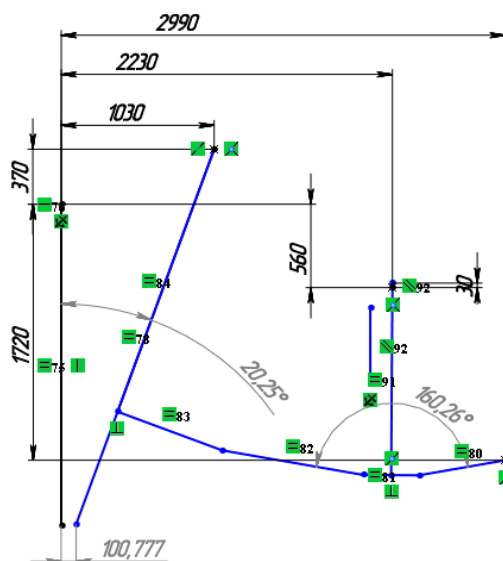


Рисунок 2 – Механізм дробарки ЩДП 9×12 дробарки з простим рухом щоки ЩДП 15×21

Тому поставлено задача обґрунтувати параметри ексцентрикового вала і визначення залежності передаточного відношення від кута нахилу розпірних плит.

Під час виконання роботи отримано:

1. З аналізу схем механізмів дробарок ЩДП 9×12 (рис. 2), ЩДП 12×15, ЩДП 15×21 отримана таблиця яка пов'язує параметри рухомий щоки і розмір ексцентриситету, завдяки чому отримали графік залежності та апроксимаційний поліном вигляду $e(s) = 1,06 \cdot s - 0,06$, за допомогою якого можна визначити яким повинен бути розмір ексцентриситету при заданому значенню ходу рухомої щоки.

2. При виконанні силового аналізу механізмів отримана таблиця, котра пов'язує зусилля на ексцентриситеті від кута між розпірні плитами. Щоб виконати аналіз результатів цієї таблиці визначимо передавальне відношення механізму ЩДП, як відношення крутних моментів на вихідному (щодо осі підвісу рухомий щоки від зусилля дроблення) і вхідному (на осі підвісу ексцентрика від сили, що виникає в ньому) ланках:

$$i = \frac{M_{o1}}{M_{\varepsilon}} = \frac{Q \cdot a}{F_e \cdot e}$$

Отримано, що при збільшенні кута між розпірні плитами передавальне відношення змінюється в 3,5 рази і має експоненціальний характер.

Висновки:

1. Аналіз літературних джерел показує, що рекомендації наведені автором за вибором параметрів ЩДП відсутня однозначна інформація по вибору розміру ексцентрикового вала і кута нахилу між розпірні плитами. Ці параметри впливають на кінематику рухомий щоки і зусилля які виникають при дробленні матеріалу.

2. Виконані автором дослідження опублікованих в літературі кінематичних схем показав, що ексцентриситет і хід рухомої щоки пов'язані між собою наступним апроксимаційний рівнянням: $e(s) = 1,06 \cdot s - 0,06$.

3. На основі аналізу кінематичного ескізу вперше отримано, що передатне відношення пов'язано з кутом між розпірні плитами наступним рівнянням $i(\beta) = 0,013\beta^3 - 5,7\beta^2 + 839\beta - 41304$

Перелік посилань

1. Олевский В. А. Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилок. – М.: ГНТИЛЧЦМ, 1958 – 459 с.

2. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки: Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.

3. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: учебник для строительных вузов. / Бауман В.А. и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 324 с.

4. Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудообогатительной фабрики. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1986. – 543 с.

УДК 687.05(075.8)

Захарова Д.Р. учениця 10-го класа*(КЗ "Технічний ліцей ім. А. Лигуна", м. Кам'янське, Україна)***Науковий керівник: Панченко О.В., к.т.н., кафедри гірничих машин та інжинірингу***(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)***ЗВОРОТНИЙ ІНЖИНІРИНГ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ ГОЛКИ ШВЕЙНОЇ
МАШИНКИ NÄHMASCHINEN & FAHRRAD FABRIK HENGSTENBERG**

У світі техніки існує величезна кількість механізмів ідеї яких можна використовувати повторно при розробці нової техніки, зокрема швейної промисловості, в минулі часи широко використовувалися швейні машинки фірм Zinger і Nähmaschinen&FahrradFabrikHengstenberg. У ряді випадків конструкції приводу швейних машинок не описані в літературі і їх можливо використовувати в якості прототипу для розробки аналогічної продукції.

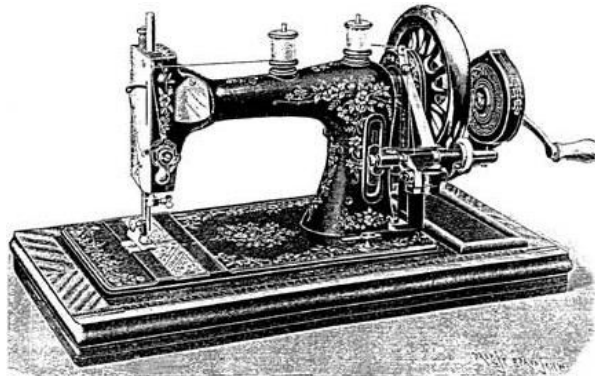


Рисунок 1 – Загальний вигляд швейної машинки Nähmaschinen&FahrradFabrikHengstenberg

Для аналізу надана швейна машина з ручним приводом Nähmaschinen&FahrradFabrikHengstenberg.

Швейна машинка складається з ручного приводу у вигляді рукоятки і мультиплікатора який з'єднаний з маховиком, на вал маховика напресовано шестерня яка приводить в рух головний вал машинки(його назвали розподільним за те, що він розподіляє всю роботу між окремими механізмами). Обертаючись, змушує механізми машини виконувати задану роботу. Вал обертається, а разом з ним кривошип і під час руху безперервно стикається через ролик з кулачком, який він «веде». А кулачок передає свій рух далі, до виконавчого механізму.

Крім того на валу розташовані конічні зубчасті колеса для передачі руху від горизонтальної осі вала до вертикальної. Це потрібно для здійснення руху механізму подачі тканини, який знаходиться всередині плити машинки і на даному етапі не розглядається.

Метою проекту є виконати аналіз роботи механізму подачі голки, а науковою задачею проекту є методами зворотного інжинірингу побудувати комп'ютерну модель механізму переміщення голки з визначенням всіх масових характеристик за допомогою програмного забезпечення SOLIDWORKS. Для досягнення заданої мети були виконані такі завдання:

1. Розробка комп'ютерної моделі мультиплікатора.

Розібравши машинку і отримавши доступ до основних деталей були виміряні за допомогою лінійки і штангельциркулем основні розміри. Так для зубчастої передачі на ручному приводі було визначено модуль зачеплення 1,25 мм, кількість зубів на колесі 60, а на шестерні 20, ширина шестерні 8 мм.

2. Розробка комп'ютерної моделі вала в зборі.

Конічна передача складається з двох однакових прямозубих конічних коліс з модулем 1,5 мм, шириною зубчастого вінця 7 мм, кутом нахилу зубів 45 градусів. Шестерня до валу кріпиться за допомогою 3 гвинтів.

Кривошип виконано у вигляді диска з ексцентрично розташованою на ньому втулкою. Диск має діаметр 30 мм, розмір ексцентриситету 14,5, діаметр втулки 8 мм.

Вал має ступінчасту форму з такими розмірами: мінімальний діаметр 7 мм, висота заплечиків 0,5 ... 1 мм, довжина валу 270 мм.

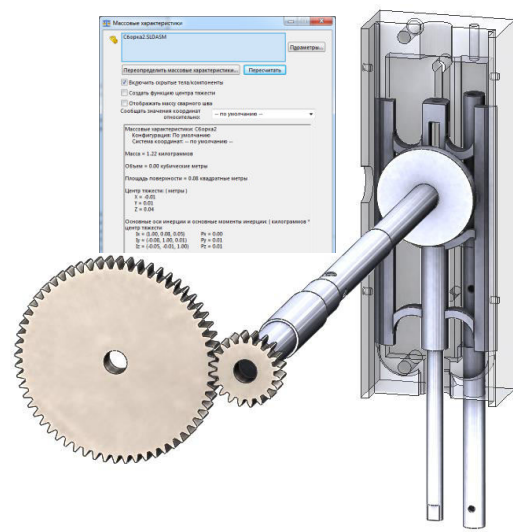
3. Розробка комп'ютерної моделі кулачка з голкою.

Під ексцентрикову втулку на повзунові виконана фігурна проріз (кулачок) яка дозволяє задавати правильний рух голці, а саме в той час коли голка опускається в своє крайні нижні положення повинно статися, умовно кажучи, її зупинка, але головний вал механізму має продовжувати свій рух.

Весь механізм в зборі показано на рисунку 2. За допомогою програмного забезпечення SOLIDWORKS визначено масові й інерційні характеристики побудованої моделі механізму. Так маса склала 1,5 кг.



а



б

Рисунок 2 – Механізм швейної машинки Nähmaschinen&Fahrrad Fabrik Hengstenberg:
а – вихідна конструкція; б – комп'ютерна модель з її масовими характеристиками

Висновки:

1. Методами зворотного інжинірингу розроблена комп'ютерна модель механізму переміщення голки для швейної машинки Nähmaschinen&Fahrrad Fabrik Hengstenberg, що представляє собою 12 оригінальних компонентів.

2. Передавальне відношення цього механізму становить 3.

Гільмутдінов Ільдар Рінатович (Дніпровське відділення МАН України, учень 10-А КЗ «Технічний ліцей імені Анатолія Лигуна» Кам'янської міської ради)
Керівник: Молодченко А. В., асистент кафедри ГМІ НТУ «ДП»

ВСТАНОВЛЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ХОДУ РУХОМОЇ ЩОКИ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ВІД ПАРАМЕТРІВ ЕКСЦЕНТРИКА

Об'єкт дослідження – кінематичні характеристики ексцентрикового валу та гідравлічного механізму передачі та характеристика руху рухомої щоки.

Предмет дослідження – спрощена модель для розрахунків кінематичних характеристик щокової дробарки з гідравлічним приводом (рис.1).

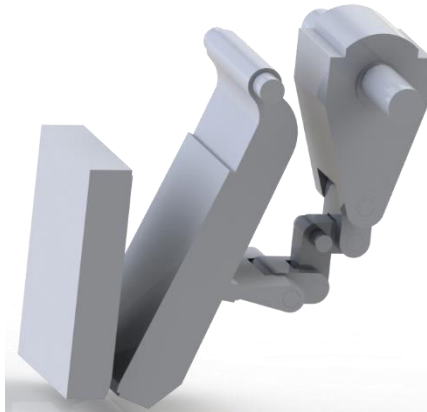


Рисунок 1 – Спрощена тривимірна модель щокової дробарки

Мета проекту – визначити закономірності зміни ходу рухомої щоки та сили стискання від змін геометричних параметрів ексцентрика різними методами, а після порівняти їх та визначити похибку розрахунків.

Наукове значення роботи – в результаті розробки та дослідження комп'ютерної тривимірної твердотілої моделі та її подальшого дослідження були встановлені й графоаналітично підтверджені кінематичні залежності між параметрами механізму щокової дробарки.

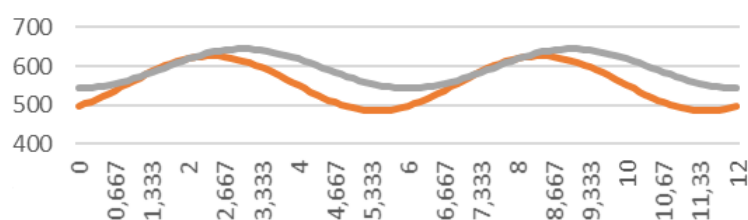


Рисунок 2 – Залежність розміру вихідного отвору дробарки від величини ексцентриситету e (червона крива – $e = 33,5$ мм; фіолетова – $e = 31,5$ мм)

Наукове положення:

За допомогою обчислювального експерименту в SOLIDWORKS MOTION визначено й підтверджено графоаналітично та аналітично, що при зміні розмірностей ексцентрика в щоковій дробарці з гідравлічним приводом змінюється хід рухомої щоки, відповідно змінюється й максимальна сила стискання дробимого матеріалу.

Також розроблено оптимізаційну модель, яка дозволить знайти оптимальні параметри ексцентрика по відношенню до подрібнюваного матеріалу.

Губа Богдан (Дніпровське відділення МАН України, учень 10-А КЗ «Технічний ліцей імені Анатолія Лигуна» Кам'янської міської ради)

Керівник: Молодченко А. В., асистент кафедри ГМІ НТУ «ДП»

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ ВІД ПАРАМЕТРІВ КУЛАЧКА

У даній роботі було проведено дослідження залежностей параметрів роботи «щоквої» дробарки від характеристик «кулачка». Кулачок – це частина механізму що приводить до руху ролик, який в свою чергу через сухарь штовхає рухому щоку дробарки, що й призводить до дрібнення руди.

В ході роботи були виявлені залежності:

- Від більшого та меншого радіусу «кулачка» залежить найменша й найбільша дистанція між «щоками» дробарки.
- Від кількості «кутів» залежить кількість циклів дроблень руди (для одного повного оберта привідного валу).
- Від радіусу округлень залежить плавність дроблення
- Від відстані між кутами залежить час у який буде максимальна відстань між щоками

Формула для знаходження часу максимальної дистанції:

$$t = (l / v) * n$$

де t - час за який дистанція між «щоками» найбільша,

v - лінійна швидкість обертання,

n - кількість «кутів».

Завдяки цим залежностям були спроектовані різні кулачки та підібрані оптимальні кути кулачків :

1. Однокутний – самий великий час максимальної дистанції, але найменша кількість помолу руди
2. Двокутний – стандартний параметр, який використовується найчастіше
3. Трьокутний – дає 3 цикли помолу руди, середній за показниками та найоптимальніший
4. Шостикутний – дає 6 циклів помолу руди, краще використовувати для руди з великою щільністю (граніт)
5. Восьмикутний – дає 8 циклів помолу руди, використовується для помолу дуже твердих руд

Дані кулачки лише часні випадки, кожний кулачок повинен підбиратися під жадані результати і руду.

УДК 622.673

Годованюк А.П. студент гр. ОХВ -17- 1дм.

Науковий керівник: Білоус О.І., к.т.н., доц. каф. машинобудування

(Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна)

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПАСА ПІДВИЩЕНОЇ ЖОРСТКОСТІ

В машинобудуванні, особливо на машинах малої потужності, для передачі руху використовують гнучкі тягові органи, практично двох типів ланцюгового та пасового. Ланцюговий тяговий орган дискретно гнучкий. Він може забезпечувати передачу значного моменту обертання. Його подовження в процесі експлуатації незначні, але він має складну побудову. Пас традиційної передачі армований тканиною. Він має значні залишкові подовження. Це вимагає додаткових пристроїв для забезпечення мінімального натягнення. Зменшити подовжні деформації паса можливо шляхом заміни тканини паса на троси малого діаметра. Впровадження запропонованої передачі - актуальна. Вона вимагає розробки алгоритму розрахунку паса.

Прийmemo, що пас безмежної довжини в середньому перерізі кількість елементів армування в ньому зростає від M до $M+1$. Система рівнянь рівноваги елементів армування в переміщеннях.

$$\begin{cases} E F \frac{d^2 u_1}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_2 - u_1) = 0, \\ E F \frac{d^2 u_i}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}) = 0, \\ E F \frac{d^2 u_M}{dx^2} + \frac{Gd}{h} (u_{M-1} - u_M) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

Розглянемо пас як прямолінійний відрізок шаруватої конструкції навантажений силою P . В перерізі $x=0$ кількість елементів його армування змінюється від $(M+1)$ до M . Пас умовно розділімо на два відрізка значної довжини. Відрізок пасу з кількістю елементів армування $M+1$ позначимо номером 1. Другий відрізок - номером 2. Елементом армування на першій та другій ділянці надамо номери $1 \leq i \leq M+1$ та $1 \leq i \leq M$ відповідно.

В перерізі зміни кількості елементів армування мають місце наступні граничні умови й умови сумісності деформування сполучених відрізків пасу з різною кількістю елементів армування:

а) якщо $x=0$ то зусилля розтягу в крайньому $(M+1)$ елементі армування першого відрізка

$$P^{[1]}_{M+1}=0; \quad (2)$$

зусилля розтягування елементів армування та їх переміщення попарно збігаються

$$P^{[1]}_i = P^{[2]}_i (1 \leq i \leq M); \quad u^{[1]}_i = u^{[2]}_i (1 \leq i \leq M). \quad (3)$$

б) на значній відстані від перерізу $x=0$

$$x \rightarrow -\infty \quad p_i^{[1]} = p_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad p_i^{[2]} = p_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (4)$$

Врахувавши умови (4), які відтворюють принцип Сен-Венана про локальність перерозподілу напружень, розв'язок системи рівнянь (1) для кожного відрізка шукаємо у формі

$$u_i^{[1]} = \sum_{m=1}^M A_m e^{\beta_m^{[1]} x} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) + \frac{Px}{(M+1)EF} + a_1,$$

$$u_i^{[2]} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + \frac{Px}{MEF} + a_2,$$

де A_m, B_m, a_1, a_2 - сталі інтегрування; $\mu_m^{[1]} = \frac{\pi m}{M+1}$; $\mu_m^{[2]} = \frac{\pi m}{M}$;

$$\beta_m^{[1]} = \sqrt{2 \frac{G}{EF} (1 - \cos \mu_m^{[1]})}; \quad \beta_m^{[2]} = \sqrt{2 \frac{G}{EF} (1 - \cos \mu_m^{[2]})}.$$

З використанням умов (2), (3) визначили невідомі сталі. Відомі переміщення дозволяють визначити дотичні напруження в еластичній оболонці. За законом Гука визначили значення зусиль, що виникають в тросах пасу з елементами армування діаметром 1 мм та кроком їх укладання 1,5 мм на ділянці зміни кількості елементів армування з восьми до семи. Віднесемо сили до середнього значення. отримаємо коефіцієнти нерівномірності розподілу зусиль k . Результати наведено на рисунку 1.

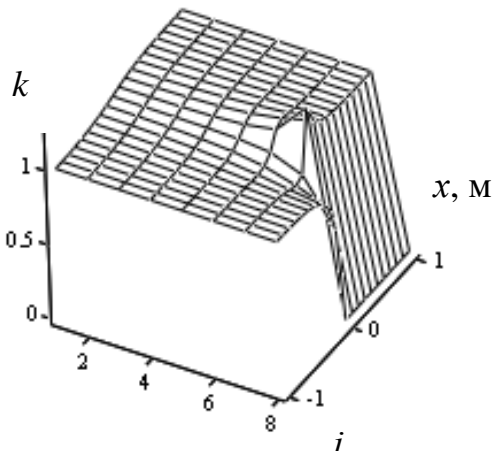


Рисунок 1 - Графік розподілу коефіцієнтів нерівномірності розподілу зусиль k поміж елементам армування i по довжині пасу в районі зміни кількості елементів армування від восьми до семи

З рисунку видно, що внутрішнє зусилля в крайньому елементі армування падає до нуля в перерізі зміни кількості елементів армування. Зусилля розтягу суміжного елемента армування зростає при зменшенні відстані від кінця елемента армування. Воно набуває максимуму в перерізі закінчення елемента армування та на усій ділянці, що розглядаємо. Загалом, в частині пасу де має місце зміна кількості елементів армування, вони навантажені нерівномірно. На деякій відстані навантаження та деформації елементів армування в перерізах пасу вирівнюються. Розміри зони збурень зусиль аналогічні відповідним зонам переміщень.

Висновок. Застосована послідовність і є алгоритм визначення напруженого стану пасу підвищеної жорсткості.

УДК 622.673

Іванова Г.С. студент гр. ОХВ -17- 1дм.

Науковий керівник: Білоус О.І., к.т.н., доц. каф. машинобудування

(Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна)

РОЗРОБКА КОНВЕЄРНОЇ БЕЗСТИКОВОЇ СТРІЧКИ

Аналіз обладнання сучасних ліній з виробництва хліба показав, що виготовлення хлібу від замішування тіста до його випікання здійснюється за неперервною технологією. Прийняття хліба після випікання, його транспортування до експедиції здійснюється з використанням ручної праці. Усунути вказаний недолік можливо шляхом встановлення стрічкового конвеєра. Конвеєрні стрічки постачаються відрізками. Під час встановлення їх на конвеєр кінці відрізків з'єднують для надання стрічці замкненої форми. Стикове з'єднання локально змінює механічні характеристики стрічки, що викликає змінні навантаження на неї та на випечений хліб. Усунути цей недолік можливо шляхом застосування безстікової стрічки.

Аналіз відомих досліджень показав, що питання створення стрічки без стикового з'єднання, способи визначення її напруженого стану не вивчені на достатньому рівні. В конструкції стрічки елементи армування можуть бути виконані у вигляді системи гнучких замкнених кілець. Армування стрічки, укладеним за гвинтовою лінією тяговим елементом, створює особливі умови взаємодії витків елемента армування в еластичній оболонці стрічки та вимагає розробки методу розрахунку її на міцність.

Прийmemo наступну модель стрічки кільцевої форми. Система гнучких, лінійно пружних, розташованих зі сталим кроком в паралельних площинах замкнених елементів армування взаємодіють через еластичну оболонку. Будемо вважати, що стрічка має M витків. Переміщення тягового елемента та сили його розтягування будемо шукати в наступній формі [1]:

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos[\mu_m (i-0,5)] + \frac{P}{M E F} x, \quad (1)$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos[\mu_m (i-0,5)] E F + \frac{P}{M}, \quad (2)$$

$$\text{де } \mu_m = \frac{\pi m}{M}; \beta_m = \sqrt{2 G d k_G \left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)\right) (h E F)^{-1}};$$

A_m, B_m - невідомі вектори сталих; $i = 1, 2, \dots, M$; u, p - переміщення перерізу та навантаження витка елемента армування вздовж вісі x ; k_G , - коефіцієнт, що враховує вплив форми матеріалу еластичної оболонки поміж витками на зсувну жорсткість еластичної оболонки; d - діаметр елемента армування; G - модуль зсуву матеріалу еластичної оболонки; h - відстані поміж елементами армування; E - приведений модуль пружності елемента армування на розтяг; F - площа його поперечного перерізу; P - сила розтягу гілки стрічки.

Відповідно до закону Гука дотичні напруження пропорційні тангенсам кутів зсуву. Визначимо їх як відношення зміщень суміжних витків до відстані поміж ними.

$$\gamma_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) (\cos[\mu_m (i+0,5)] - \cos[\mu_m (i-0,5)]), \quad (3)$$

Радіальною площиною розріжемо стрічку в перерізі протилежному перерізу закінчення (початку) елемента армування укладеного за спіраллю. Напружений стан витків елемента армування стрічки кільцевої форми подамо як суму двох станів. У першому стані будемо вважати елемент армування навантажений незмінною по його

довжині силою. У другому стані до кінців елемента армування прикладемо сили стискання рівні силі розтягу першого стану. Для розрахункового зразка у другому напруженому стані сформулюємо умову нерозривності деформацій кінців умовно плоского розрахункового зразка. Вони полягають в тому, що переміщення та внутрішня сили розтягу кінців, утворених умовним розрізом витків елемента армування, з номерами i дорівнюють переміщенням та силам початків витків з номерами $i+1$

$$u_i(x=l) = u_{i+1}(x=-l) \quad (1 \leq i < M), \quad (4)$$

$$p_i(x=l) = p_{i+1}(x=-l) \quad (1 \leq i < M). \quad (5)$$

Границями елемента армування – елемента армування є його кінці. Початку елемента армування відповідає початок першого витка. Його кінцю – кінець останнього витка. Початку першого та кінцю останнього витка відповідає координата $x=0$. До початку першого витка прикладемо силу, що дорівнює середній силі розтягу витків стрічки та протилежно спрямовану. Прийемо, що кінець останнього M -того витка зафіксовано. Сформулюємо граничні умови:

$$p_1(x=0) = -P/M, \quad (6)$$

$$u_M(x=0) = 0. \quad (7)$$

Прийнята форма рішення (1), умови сумісності деформування (4) та (5), граничні умови (6) та (7) та перший напружений стан елемента армування є математичною моделлю напружено-деформованого стану кільцевої стрічки армованої елементом армування укладеним за спіраллю.

Дві граничні умови дозволяють визначити дві невідомі сталі.

$$A_{M-1} = -0,5(\Psi + \Omega), \quad (8)$$

$$B_{M-1} = 0,5(\Omega - \Psi), \quad (9)$$

$$\text{де } \Psi = \frac{\sum_{m=1}^{M-2} (A_m + B_m) \cos[\mu_m(M-0,5)]}{\cos[\mu_{M-1}(M-0,5)]}; \quad \Omega = \frac{\frac{P}{M E F} + \sum_{m=1}^{M-2} (A_m - B_m) \beta_m \cos[\mu_m(1-0,5)]}{\beta_{M-1} \cos[\mu_{M-1}(1-0,5)]}$$

Скористалися умовами сумісності деформування витків суцільного елемента армування кільцевої форми, визначеними значеннями A_{M-1} (8) та B_{M-1} (9). Склали систему рівнянь. З рішення система рівнянь знайшли решту невідомих сталих векторів A_m, B_m ($1 \leq m \leq M-2$). До визначених переміщень та сил додали переміщення пропорціональні координаті x та сили, що відповідають розтягу витків незмінною по їх довжині силою $p_i = P/M$. Умова достатньої міцності міцності стрічки має вигляд.

$$\sum_{m=1}^{M-1} (A_m - B_m) \beta_m \cos\left(1,5 \pi \frac{m}{M}\right) E F + P/M \leq [P],$$

де $[P]$ - допустиме зусилля розтягу елемента армування кільцевої стрічки.

Висновки. Визначені значення напружень дозволяють розробити та виготовити стрічку без стиків. Застосування безстиків стрічки дозволить встановити конвеєр подачі гарячого хліба на експедицію та уникнути використання ручної праці.

Перелік посилань

1. Бельмас І.В., Колосов Д.Л. Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією підйомної машини. Збірник наукових праць національного гірничого університету №50, Дніпро, 2017 стор. 163-170.

УДК 622.673

Ловчинський Д.О. студент гр. ОХВ -17- 1дм.

Науковий керівник: Білоус О.І., к.т.н., доц. каф. машинобудування

(Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КІЛЬЦЕВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНУ

В машинобудування для передачі руху Зокрема в хлібопекарному виробництві використовують гнучкі тягові органи, практично двох типів ланцюгового та пасового. Ланцюговий тяговий орган дискретно гнучкий. Його подовження в процесі експлуатації незначні. Він має складну побудову. Спростити конструкцію ланцюга можливо шляхом його заміни на неперервний гнучкий орган з періодично виконаними на ньому елементами взаємодії із зірочкою, або з барабаном з виступами, як на машині поділу тіста. Вимогу відповідності лінійного кроку розташування елементів ланцюга та колового кроку розташування елементів зірочки можна замінити вимогою відповідності змінного в процесі використання лінійного кроку ланцюга кутовому кроку зірочки. Вказане призведе до створення передачі нового типу. Вона буде мати перевагу ланцюгової - наявність кінематичного зв'язку обертання валів та не матиме такого недоліку ланцюгової як її складність, відповідно вища вартість, чутливість до механічного зносу елементів передачі. Впровадження запропонованої передачі - актуальна задача. Вона вимагає розробки алгоритму розрахунку паса.

Безкінцевий та безшовний пас з металевим кордом повинен мати і безкінцевий металевий корд запресований в еластичну оболонку тобто мати композитну побудову. З метою надання такому матеріалу максимально можливих механічних характеристик металевий корд в ньому має бути укладений з мінімальними відхиленнями від рівномірного розташування, оскільки будь які відхилення пов'язані зі зміною форми навантаженого тіла, відповідно до принципу Сен-Венана призводять до концентрації напружень. Таким умовам, на нашу думку, відповідає тяговий елемент кільцевої форми незмінного радіусу з елементом армування виконаним у вигляді спіралі (рис.1).



Рисунок 1 – Безкінцевий та безшовний пас з металевим кордом

Міцність паса визначається механічними характеристикам елемента армування та характером розподілу сил поміж витками спіралі. Прийmemo наступну фізичну модель безкінечного тягового органу. Система гнучких, лінійно пружних, розташованих зі сталим кроком в паралельних площинах кругових не замкнених елементів армування. Перерізи розриву кілець розташовані в одній радіальній площині. Два кінці не крайнього кільця з'єднані з кінцями двох суміжних кілець. Кожен кінець кільця з'єднано лише з одним суміжним кільцем. Зв'язки кінців кілець забезпечують рівність переміщень та рівність сил, що діють в кільцях. Кінці крайніх кілець, що не приєднані до суміжних, не навантажені. Їхні переміщення не обмежені. Під дією зовнішнього навантаження однаково змінюється радіус усіх кілець. Сума сил, які сприймають кінематично з'єднані кільця, дорівнює відомій силі розтягу паса. Змінність

внутрішньої сили, що виникає в елементі армування пасу призводить до взаємного зсуву кілець. Матеріал еластичної оболонки розташований поміж не замкненими кільцями сприймає напруження зсуву. Напруження в ньому лінійно залежать від деформації. Віднесемо фізичну модель пасу до кутової системи координат. Початок осі розташуємо в перерізі розриву кілець елемента армування пасу. Виразимо кутову координату через лінійну.

Будемо вважати, що пас має N витків армування. Площиною нормальною до пасу розріжемо його в перерізі протилежному перерізу закінчення (початку) елемента армування. Сумістимо його з площиною. Отримаємо відрізок пасу. Його довжину позначено $2l$. Закономірності переміщень приймемо як запропоновано в роботі [1].

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0.5)), \quad (1)$$

$$\text{де } \mu_m = \frac{\pi m}{M}; \quad \beta_m = \sqrt{2 G d k_G \left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)\right) (h E F)^{-1}}; \quad A_m, B_m - \text{ невідомі}$$

вектори сталих; $i = 1, 2, \dots, M$; u, p – переміщення перерізу та навантаження витка елемента армування вздовж вісі x ; k_G , – коефіцієнт, що враховує вплив форми матеріалу еластичної оболонки поміж витками на жорсткість еластичної оболонки на зсув; d – діаметр елемента армування; G – модуль зсуву матеріалу еластичної оболонки; h – відстані поміж елементами армування; E – приведений модуль пружності тросу на розтяг; F – площа поперечного перерізу тросу; P – сила розтягу гілки стрічки.

Напружений стан елемента армування без кінцевого пасу подамо як суму двох станів. У першому стані будемо вважати елемент армування здеформований силою розтягання. Розподілені сили розтягу рівномірно. У другому стані до кінців елемента армування прикладені сили стискання рівні силі розтягу першого стану. Сформулюємо умову нерозривності деформацій кінців розрахункового зразка. Вони полягають в тому, що переміщення та внутрішні сили розтягу елементів армування рівні поміж собою в перерізі i – того елемента армування

$$u_i(x=l) = u_{i+1}(x=-l), \quad (2)$$

$$p_i(x=l) = p_{i+1}(x=-l). \quad (3)$$

Граничні умови визначають прикладення одиничної сили стискання к першому та відсутність переміщень останнього M -того елемента:

$$p_1(x=0) = 1,$$

$$u_M(x=-l) = 0.$$

Вираз для переміщень елемента армування (1), граничні умови (2), (3), закон Гука надають можливість визначити внутрішні сили розтягу елемента армування та усереднені дотичні напруження в еластичній оболонці паса.

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0.5)), (1 \leq i \leq M),$$

$$\tau_j = \frac{Gk_G}{h-d} \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) [\cos(\mu_m (j - 0.5)) - \cos(\mu_m (j + 0.5))], (1 \leq j < M).$$

Висновок. Отримані вирази дозволяють визначати напружений стан неперервного пасу армованого елементом армування укладеним за спіраллю.

Перелік посилань

1. Танцура Г.І. Гнучкі тягові органи. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок. – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2010 -127 с.

УДК621.81

Зіпа К.О., студент групи 133-18-1

Керівник: Полушина М. В. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу,
Норенко Д. Д., студентка групи 133м-17-1

(Національний технічний університет «Дніпровська Політехніка» м.Дніпро, Україна)

ЗВОРОТНИЙ ІНЖИНІРИНГ АСИМЕТРИЧНОГО РОМБІЧНОГО ДОМКРАТУ

Домкрат – пристрій для підйому та фіксації автомобіля.

Методами зворотного інжинірингу побудував 3D модель асиметричного ромбічного домкрата.

До переваг асиметричного ромбічного домкрата можна віднести:

- Компактність;
- Доступна ціна;
- Простота конструкції.

Але також у конструкції домкрата знайдені недоліки:

- Недостатня стійкість конструкції;
- Обмеженість використання;
- Мала вантажопідйомність.

Для дослідження комп'ютерної моделі асиметричного ромбічного домкрата були поставлені такі технічні задачі:

- 1) Вивчити конструкцію асиметричного ромбічного домкрата.
- 2) Побудувати 3D моделі деталей і збірки домкрата в програмному забезпеченні Solid Works.
- 3) Перевірити коректність геометричних розмірів 3D моделі.

Після вирішень таких задач були отримані такі висновки:

1. Вивчений склад та принцип роботи асиметричного ромбічного домкрата;
2. Зняті геометричні розміри і визначені технологічні можливості.
3. Розраховане передатне відношення і побудований графік залежності передатного відношення до оборотів гвинта (рис.1)

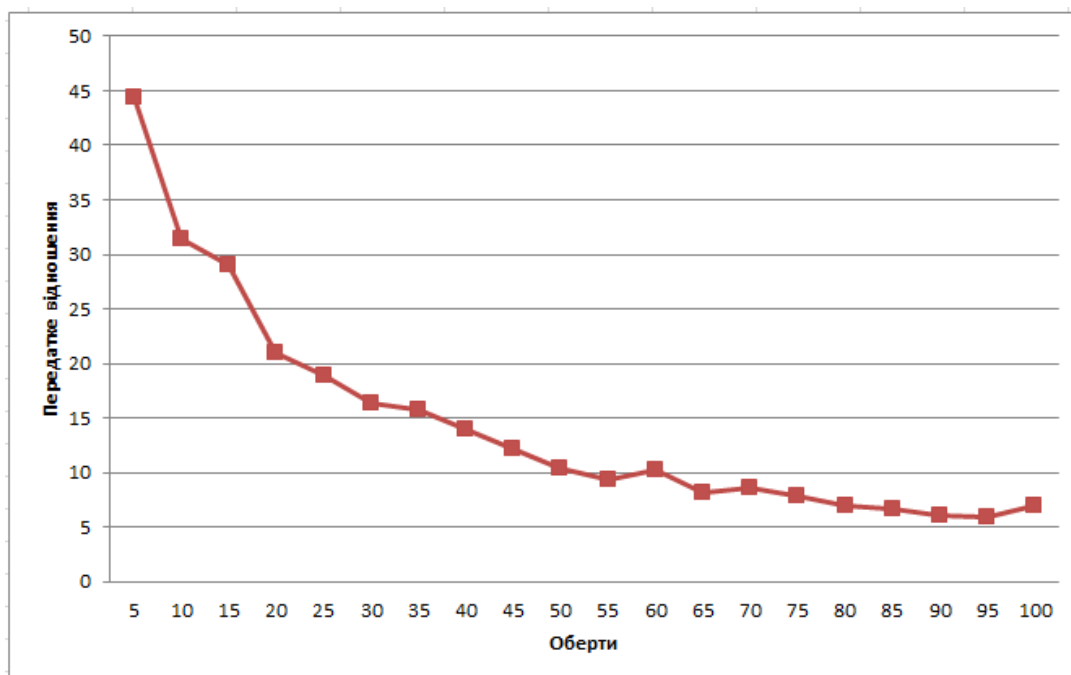


Рисунок 1 – Графік залежності передатного відношення до кількості оборотів

4. Виконано зворотний інжиніринг домкрата за допомогою програмного забезпечення SolidWorks:

- 1) Побудовано 21 деталей;
- 2) За допомогою сполучень створена збірка (рис.2);
- 3) Виконано перевірку на збирання, розроблені анімації.

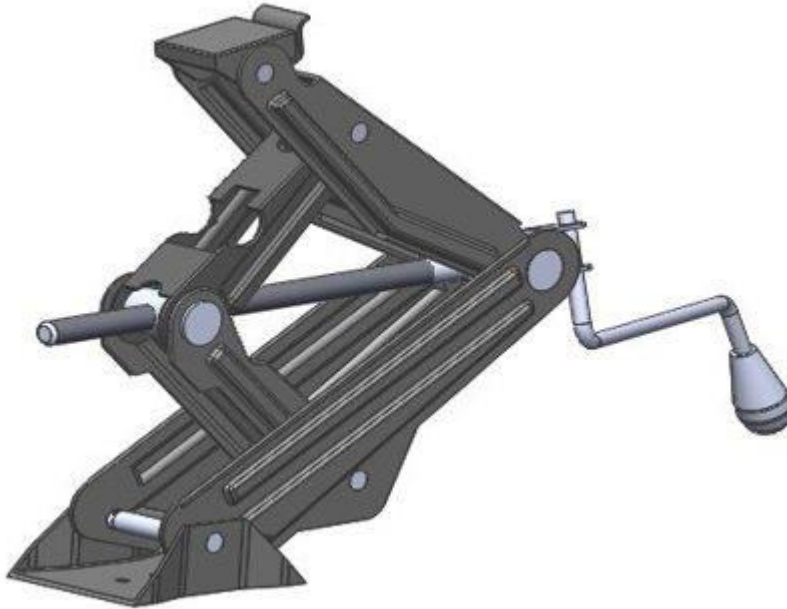


Рисунок 2–Збірка домкрата створена в Solid Works

УДК 621.81

Куц О.В., студентка групи 133-18-1

Керівник: Полушина М.В., доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу,
Норенко Д.Д., студентка групи 133М-17-1

(Національний технічний університет «Дніпровська Політехніка», м.Дніпро, Україна)

ЗВОРОТНИЙ ІНЖИНІРИНГ СИМЕТРИЧНОГО РОМБІЧНОГО ДОМКРАТА

Дослідження функціональності механічного симетричного ромбічного домкрата, обчислення передатного відношення та побудова комп'ютерної моделі.

Конструкторська документація була втрачена, тому для отримання інформації щодо технічних характеристик даного домкрата був використаний метод зворотного інжинірингу.

Реінжиніринг- це дослідження готового пристрою з метою зрозуміти принцип його роботи.

Під час рішення даної проблеми було виконано наступні задачі:

1. Знято розміри з домкрата.
2. Проведено експеримент вертикального переміщення, звідки:
3. Отримано дані про вертикальне переміщення домкрата за один оберт гвинта.
4. На базі цих даних та формули передатного відношення $i = \frac{2\pi r}{\Delta_n}$, де r – радіус

гвинта, Δ_n – вертикальне переміщення за один оберт гвинта.

5. Побудовано графік залежності передатного відношення від обертів (рис.1).

6. Проаналізовано графік та отримано інформацію: діапазон зміни значень передатного відношення від 160 до 2,5.

7. Створення комп'ютерної моделі:

8. Побудовано 10 деталей.

9. Деталі додано до збірки (рис.2), використано необхідні сполучення.

10. Проведено перевірку на коректність знятих розмірів та анімовано роботу моделі домкрата.

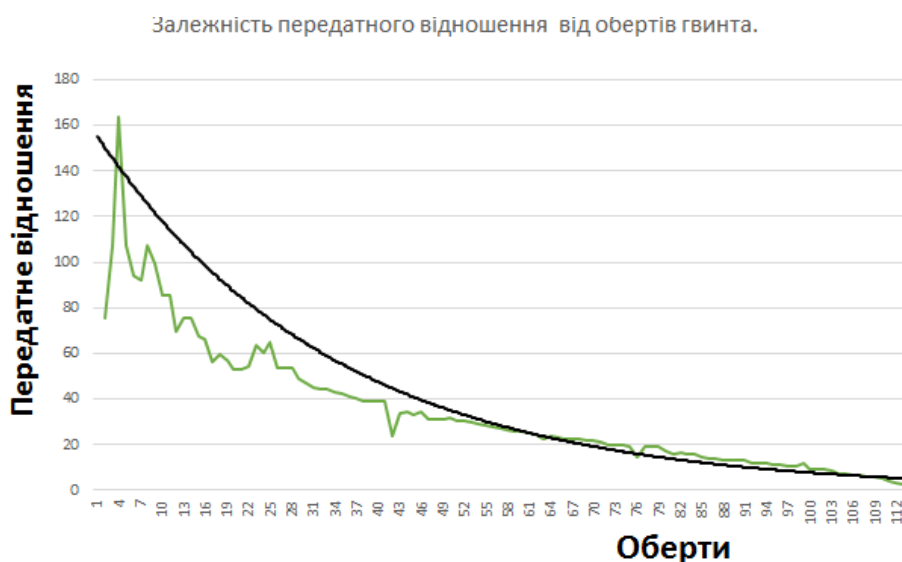


Рисунок1 – Графік залежності передатного відношення від обертів гвинта

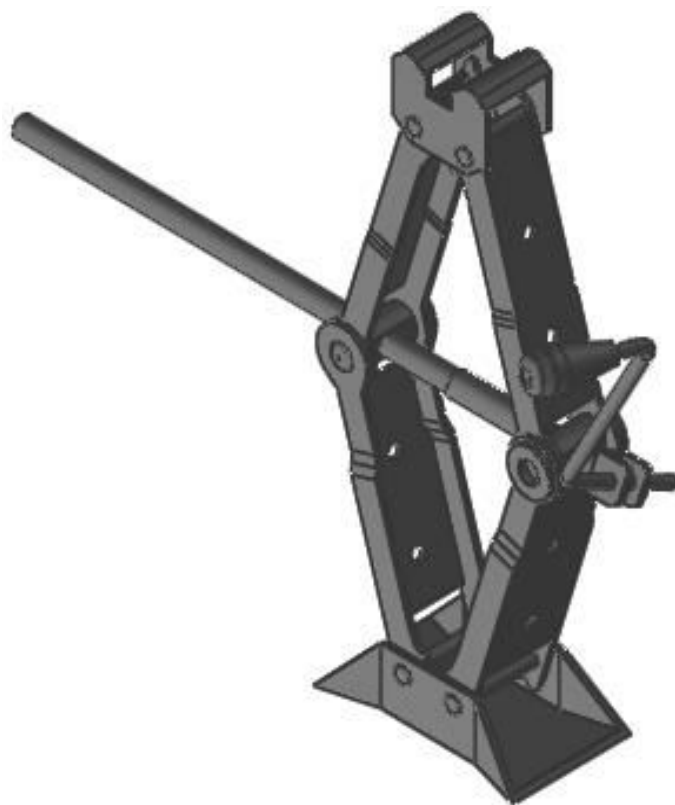


Рисунок 2 – Збірка домкрата

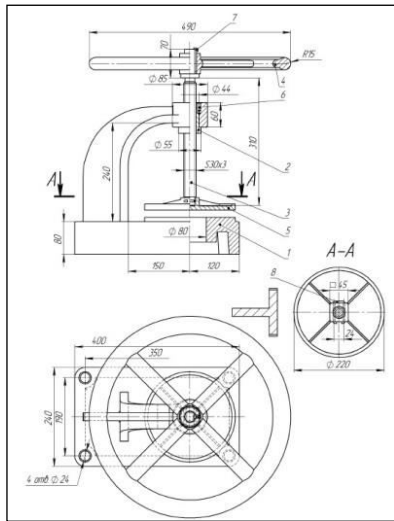
Чигарькова К.О., студентка групи 133-18-1

Науковий керівник: Полушина М.В., доцент каф. ГМІ

(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)

РОЗРОБКА КОМП'ЮТЕРНОЇ МОДЕЛІ ПРЕСА МОНТАЖНОГО В ПРОГРАМНОМУ ЗАБЕЗПЕЧЕННІ SOLIDWORKS

Мета роботи – виконати аналіз наданої технічної документації (складальне креслення і комп'ютерна модель в форматі eDrawing) преса монтажного для подальшого виготовлення робочих креслень, використовуючи сучасні засоби комп'ютерного моделювання SolidWorks.



а



б

Рисунок 1 – Технічна документація Преса монтажного: а - складальний кресльник; б - комп'ютерна модель в форматі eDrawing

Завдання проекту: на основі аналізу вихідної документації виконати перевірку конструкції преса монтажного на коректність розмірів деталей і на збирання для подальшої розробки робочих креслень.

Для виконання завдання проекту були поставлені наступні підзадачі:

1. Використовуючи модель eDrawing і складальний кресльник, розробити комп'ютерні моделі деталей пресу в середовищі SolidWorks. Визначити масові характеристики деталей.
2. Створити комп'ютерну модель збірки Пресу монтажного.
3. Оцінити конструкцію на збирання, інтерференцію і визначити масові характеристики збірки в цілому.

1. На рисунку 2 представлені змодельовані в середовищі SolidWorks основні деталі преса монтажного: станина, маховик, плита, гвинт. Для їх створення були використані елементи: «витягнута бобишка», «витягнутий виріз», «бобишка по траєкторії» і «повернена бобишка».

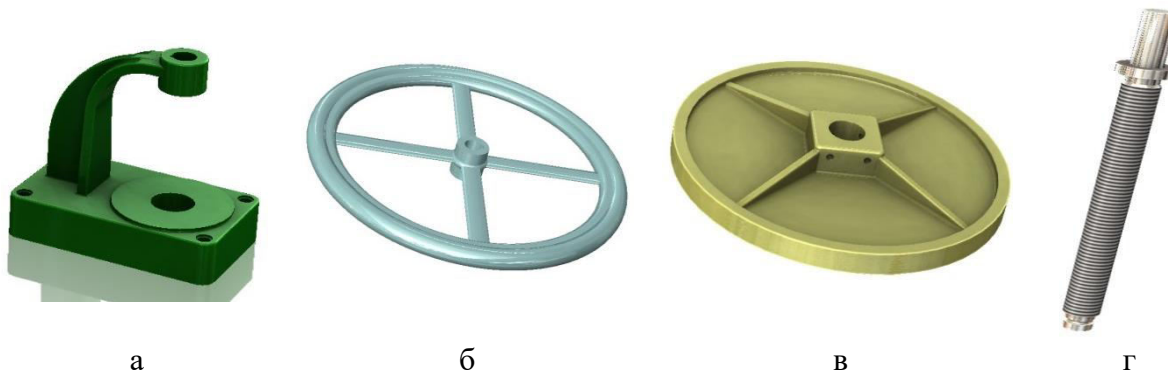


Рисунок 2 – Комп'ютерні моделі деталей пресу: а – станина; б – маховик; в – плита; г – гвинт

Для створених деталей визначені масові характеристики таблиця 1.

Таблиця 1

Масові характеристики деталей пресу монтажного

Деталь	Станина	Плита	Маховик	Гвинт	Гайка
Маса, кг	40,25	3,23	11,12	2,01	0,72

2. Створені деталі були складені в збірку з використанням сполучень - «Збіг», «Концентричність», «Відстань», «Паралельність» для відповідних кіл, поверхонь, площин, осей і точок.

Принцип складання деталей преса монтажного полягає: з допомогою стандартних сполучень «Концентричність» і «Збіг» в станині 5 фіксується гайка 4. Використовуючи механічне поєднання «Гвинт», гвинт 2 монтажного преса встановлений в гайку 4. Щодо нижньої межі гвинта 2, використовуючи поєднання «Концентричність» і «Збіг», встановлена плита 3. Аналогічно щодо верхньої межі гвинта 2 встановлений маховик 1. Також в збірку додані стандартні деталі: шплінт 6, шпонка 7, регулювальний гвинт 8. Для регулювання ходу гвинта 2 було використано сполучення «Граничне відстань» між нижньою межею гайки 4 і верхньою межею плити 3.

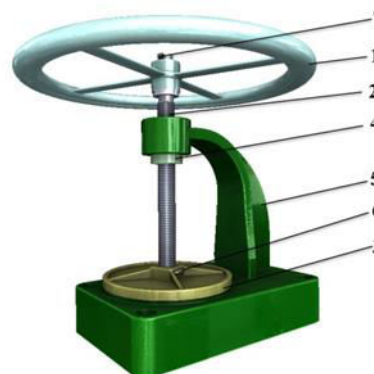


Рисунок 3. – Комп'ютерна модель збірки преса монтажного

3. За допомогою програми SolidWorks модель була перевірена на збирання, інтерференцію, конфлікти. Визначено маса збірки, яка становить 57,38 кг.

Висновки

Використовуючи надану технічну документацію (складальне креслення і комп'ютерну модель, виконану в форматі eDrawing):

1. Розроблено комп'ютерні моделі деталей: станина, гвинт, плита, маховик, гайка, шпонка, шплінт, регулювальний гвинт.

2. Визначено масові характеристики деталей, які знаходяться в діапазоні 0,72 - 40,25 кг.

3. Виконано комп'ютерна модель збірки преса монтажного, аналіз якої показав відсутність конфліктів.

Циганов А.О. студент гр.133-18-1 ММФ

Науковий керівник Заболотний К.С., д.т.н., завідуючий кафедри галузевого машинобудування

(Національний технічний університет “Дніпровська політехніка”, м. Дніпро, Україна)

ВИЗНАЧЕННЯ ТОЧНОСТІ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ SOLIDWORKS MOTION НА ПРИКЛАДІ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

У програмному комплексі SolidWorks присутній додаток SolidWorks motion, яке дозволяє досліджувати механізми будь-якого ступеня складності. Завдання поставлене з урахуванням того, що математичні методи, які використовує програма SolidWorks motion не розкриті і, як наслідок, ми не можемо судити про точність обчислень. Основною метою роботи було визначити цю точність шляхом порівняння досліджень з допомогою SolidWorks motion з графоаналітичним методом. Як механізм був прийнятий традиційний кривошипно-шатунний механізм (далі просто КШМ). Для виконання роботи були вирішені наступні підзадачі:

- 1) Створено модель кривошипно-шатунного механізму в середовищі SolidWorks (мал.1);
- 2) Створено спрощена модель і виконано з її допомогою дослідження графоаналітичним методом (мал.3);
- 3) Проведено дослідження кінематичних властивостей механізму за допомогою SolidWorks motion (мал. 4);
- 4) Побудована таблиця для порівняння показань і розрахована похибка (табл.1).

Перша підзадача була вирішена шляхом побудови КШМ за допомогою програмного комплексу SolidWorks

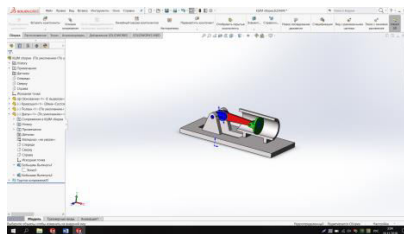


Рисунок 1 – Модель КШМ побудована за допомогою SolidWorks

Дана модель знадобиться далі для обчислення похибка SolidWorks motion.

Друга підзадача була вирішена побудовою спрощеної моделі КШМ з векторами швидкостей.

За допомогою засобів програми SolidWorks motion був побудований графік залежності поступальної швидкості повзуна (рис.2) КШМ від часу і з його допомогою були отримані необхідні дані. Тим самим була вирішена третя підзадача роботи.

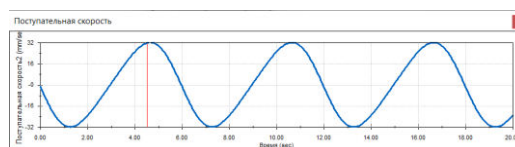


Рисунок 2 – графік залежності поступальної швидкості від часу

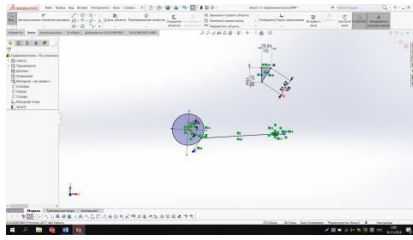


Рисунок 3 – спрощена модель КШМ з векторами швидкостей

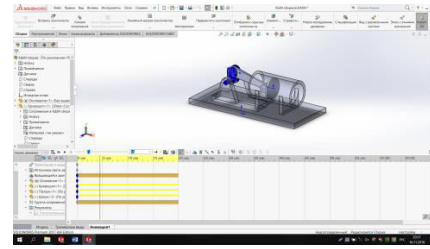


Рисунок 4 – інтерфейс програми SolidWorks motion

Похибка обчислювалася за такою формулою:

$$\text{Похибка} = 100 - \text{ABS}(100 - E_n)/(100 - D_n),$$

де E – колонка з обчисленнями за допомогою SolidWorks motion,

D – колонка з обчисленнями графоаналітичним методом,

N – номер рядка, в якому розташоване обчислення.

Середня похибка була знайдена шляхом знаходження середнього арифметичного між усіма похибками.

Тим самим були вирішені всі поставлені завдання і визначена середня похибка обчислень додатки. Вона склала 3,81%.

У якості результатів роботи була отримана наступна таблиця:

Таблиця 1. Висновки роботи та обчислення похибки.

Кут (градуси)	Кут (радіани)	Час, с	Швидкість повзуна (графоаналітично)	Швидкість повзуна (засобами SolidWorks motion)	Похибка розрахунків	Середня погрешность
0	0	0	0	1,76	1,76%	3,81%
15	0,26	0,25	9,82	8,8	1,13%	
30	0,52	0,5	18,64	14,52	5,06%	
45	0,79	0,75	25,62	20,68	6,64%	
60	1,05	1	30,17	24,64	7,92%	
90	1,57	1,5	31,42	31,69	0,39%	
100	1,75	1,67	29,76	32,13	3,37%	
110	1,92	1,83	27,31	31,25	5,42%	
135	2,36	2,25	18,81	24,2	6,64%	
140	2,44	2,33	16,85	20,24	4,08%	
180	3,14	3	0	1,76	1,76%	
270	4,71	4,5	31,42	30,37	1,53%	

Шейко О.В. студент ММФ 133-18-1

Науковий керівник: Заболотний К.С. зав. кафедри гірничих машин та інжинірингу.

(Національний технічний університет „Дніпровська політехніка“, м. Дніпро, Україна)

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИПРОБУВАНЬ ГІРНИЧОГО РІЖУЧОГО ІНСТРУМЕНТУ

У нашій роботі була зроблена спроба вирішити проблему по створенню методики дослідження гірського ріжучого інструменту, що допоможе прискорити їх удосконалення, надасть можливість попередньо визначити, виявити брак, зберегти час і кошти витрачені на використання [1]. Дослідження ґрунтується на емпіричних методиках проведення тестів та програмному середовищі комп'ютерного моделювання SolidWorks. Обробка даних отриманих в результаті проведення експерименту оброблялася за допомогою математичного і статистичного аналізу.

Методи дослідження: 1) побудова тестового стенду

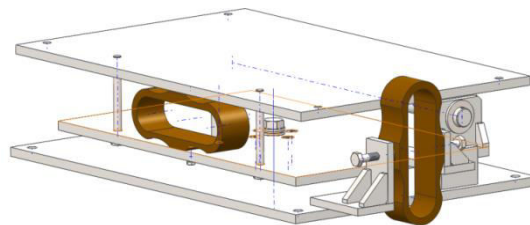
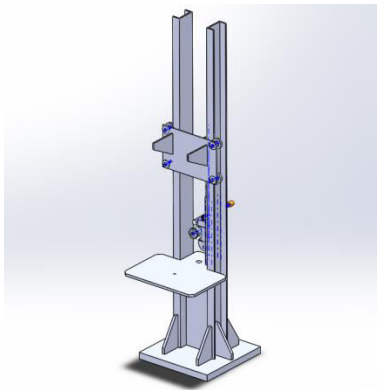


Рисунок 1 – Модель тестового стенду

Рисунок 2 – Модель рами для кріплення датчиків

2) Проведений на ньому експеримент [2]. 3) Збір інформації отриманої в результаті експерименту на основі пружинних динамометрів із записів на відеокамеру. 4) Обробка інформації отриманої в результаті експерименту [3].

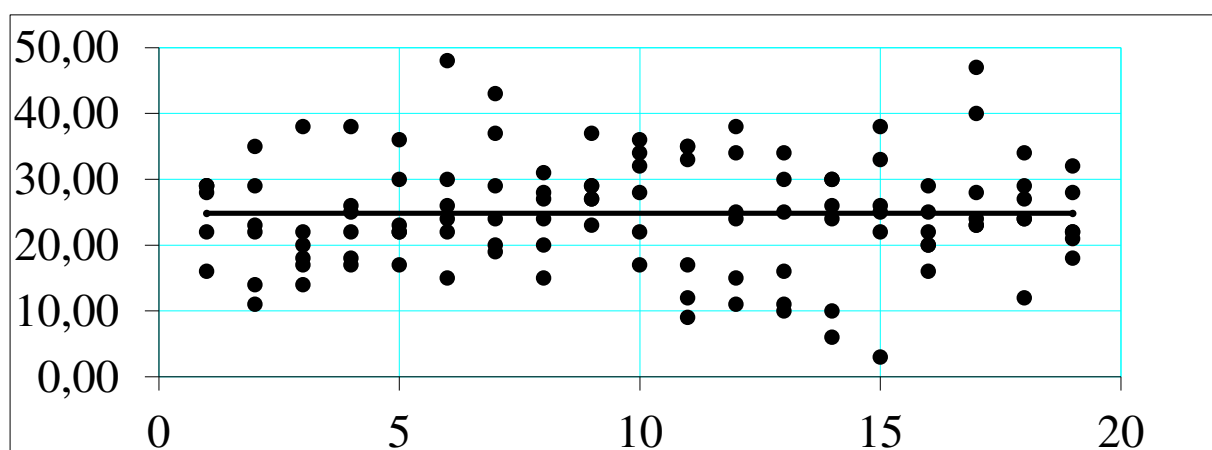


Рисунок 3 – Значення нормальної сили F (вісь ординат) від часу T (вісь абсцис)

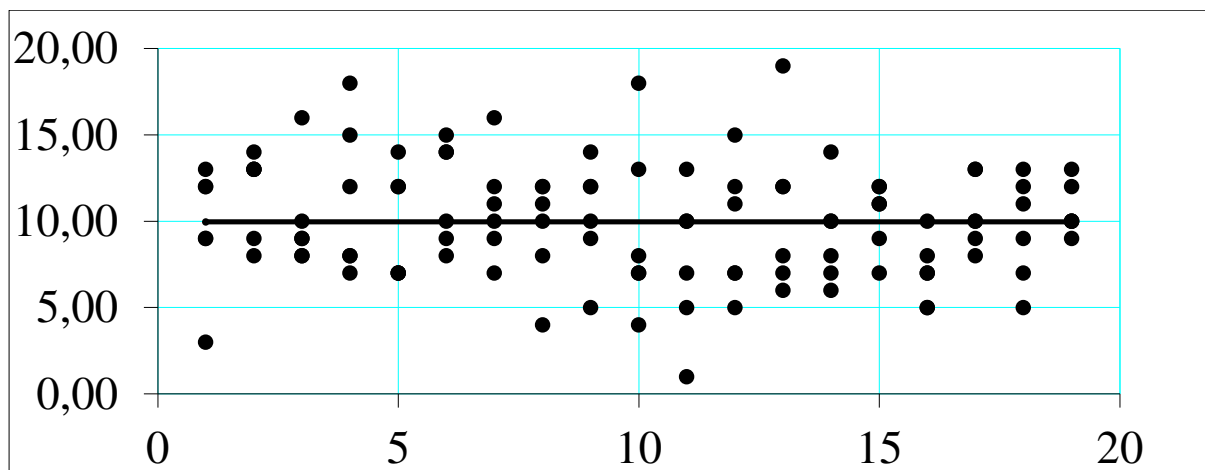


Рисунок 4 – Значення Моменту М (вісь ординат) від часу Т (вісь абсцис)

Вибірка складається на основі 101 значення для кожної діючої сили. За підсумками аналізу визначається відхилення теоретичних від статистичних частот (кількість інтервалів за критерієм Пірсона $N = 1 + 3,32 \cdot \log(n)$ (1.1) [4]. Спостережуване значення $\chi^2_{сп}$ [5] для величин М і F та їх розрахункові таблиці (№1 - №2), та використовуючи попередньо інші методи мат. аналізу). Результати дослідження доводять, що методика є вірною, відхилення - низькі, і пов'язані, імовірно, з зустріччю зубів із більш міцною ділянкою породи. Приблизно кожен новий оборот супроводжується збільшеними показниками моменту і нормальної сили, що пов'язано із входом інструменту в ще необроблену поверхню. Загалом, це ілюструє можливість використання даної методики на різних підприємствах, доводить її користь в якості дослідницької та тестової методики.

Висновки:

1. Методика готова до використання, здатна в результаті найпростіших вимірів часу і показників сил виявити як дефекти, так і поліпшити гірський ріжучий інструмент.
2. Методика може бути поліпшена в результаті використання більш сучасних вимірювальних систем і датчиків, що стягне за собою більш точні отримані значення сил.

Перелік посилань

1. Ф.Ф. Фатхудинов А.А. Джаратов ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ Альметевск – 2007, МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ ТАТАРСТАН АЛЬМЕТЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ ИНСТИТУТ
2. Тимашенко, Г.М. Теория инженерного эксперимента [Текст] / Г.М. Тимашенко, П.Ф. Зима. – К.: УМК ВО, 1991. – 122 с.
3. Планирование эксперимента в технике [Текст] / В.И. Барщук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко; под ред. Б.П. Креденцера. – К.: Техніка, 1984. – 640 с.
4. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пособие для вузов [Текст] / В.Е. Гмурман. – 7-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 1999. – 479 с.
5. Дрейпер, Н. Прикладной регрессионный анализ [Текст]: пер. с англ. / Н. Дрейпер, Г. Смит. – В 2-х кн. – М.: Финансы и статистика, 1987. – Кн. 1. – 351 с.

УДК 622.232.72

Боднар Д.О., студент групи 133-17-1, кафедри гірничих машин та інжинірингу
Керівник: Куниця В.Ф., інженер-механік кафедри гірничих машин та інжинірингу
(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м.Дніпро, Україна)

ПОБУДОВА КОМП'ЮТЕРНОЇ МОДЕЛІ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ КОМБАЙНА КА80

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 вдаються до зворотного інжинірингу, процесу створення технічної документації на основі існуючої конструкції, з частково втраченими або взагалі відсутніми креслениками.

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

В процесі створення комп'ютерної 3D моделі виконавчого органу комбайна КА80 використовували автоматизовану систему проектування – програмний пакет SolidWorks.

Для створення комп'ютерної моделі барабану були виконані наступні завдання:

1. Вивчені конструкції виконавчих органів комбайнів, які знаходяться на території кафедри ГМІ.
2. Виконано аналіз умов експлуатації і конструкції та виготовлення вузлів комбайна КА80.
3. Проведений візуального аналізу існуючої конструкторської документації барабану комбайна КА80.

Грунтуючись на отриманій інформації, була побудована комп'ютерна модель за допомогою програмного пакета SolidWorks.

Спочатку проводилися заміри конструкції, яка знаходиться на території кафедри ГМІ. При замірюванні використовувалися такі інструменти як: лінійка, штангенциркуль, та рулетка. В подальшому, отримані розміри, були порівняні з кресленнями, які були раніше передані кафедрі.

Основним етапом стало моделювання виконавчого органу КА80 з наданих креслень за наступним алгоритмом. За отриманими кресленнями в програмі SolidWorks 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: КА80.14.01.000 Бар, КА80М.34.00.010 Барабан, КА80М.34.00.040 Гідродомкрат, КА80М.34.00.080 Барабан, КА80М.34.00.120 Барабан, КА80М.34.00.130 Барабан, КА80М.34.02.000 Барабан.

Основною частиною для всієї збірки став Бар. Потім до Бару кріпиться барабан КА80М.34.00.130, зверху нього - КА80М.34.02.000 Барабан, в свою чергу знизу кріпиться Гідродомкрат КА80М.34.00.040, до гідродомкрата встановлюється барабан КА80М.34.00.010, поверх барабану чіпляється КА80М.34.00.120 Барабан.

При збірці цих компонентів ми використовуємо інструменти сполучення – «збіг», «паралельність», «концентричність», «відстань», та «дотичність».

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 (рис. 2).

а



б

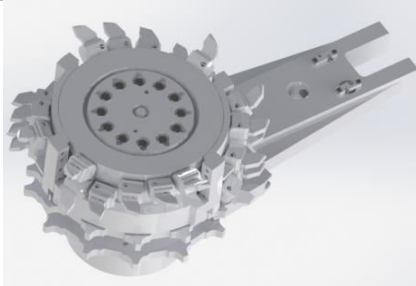


Рисунок 1

Общее количество компонентов в КА80М.34.00.000 СБ:	556
Детали:	510
Уникальные документы детали:	126
Уникальные детали:	120
Узлы сборки:	46
Уникальные узлы сборки:	24
Уникальные документы узлов сборки:	24
Максимальная глубина:	4
Число компонентов верхнего уровня:	165
Решенные компоненты:	0
Решенные документы:	1
Сокращенные компоненты:	514
Погашенные компоненты:	42
Скрытые компоненты:	5
Виртуальные компоненты:	0
Компоненты конверта:	0
Количество тел:	516
Общее количество вычисленных сопряжений:	187
Число сопряжений верхнего уровня:	202
Количество гибких сопряжений узла сборки:	0

Рисунок 2

При цьому виявлено, що конструкторська документація знаходиться не в повному обсязі, креслення виконані різними авторами в ручному режимі з майбутніми змінами розмірів. Як наслідок при розробці комп'ютерної моделі шнеку 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 визначені 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.

Висновки

Висхідним способом створена комп'ютерна модель виконавчого органу, з загальною кількістю компонентів 556 шт., а також була виконана перевірка на збирання з виправленням помилок. Ця модель дозволяє перевірити конструкцію на можливість збирання, оцінити візуально конструкцію, масштабність, пропорції та її конструктивну цілісність.

Перелік посилань

1. Яцких В.Г., Спектор Л.А., Кучерявый А.Г. Горные машины и комплексы. Под ред. В.Г. Яцких. Учебник для техникумов, 5-е изд., перераб. и доп., М., Недра, 1984, 400 с.
2. Дударева, Н.Ю. Самоучитель SolidWorks 2008 / Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008.- 384 с.
3. Дударева, Н.Ю. SolidWorks 2011 на примерах / Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012.- 496 с

УДК 681.518.54

Войнаровський К.В. студент гр. 133-16ск**Науковий керівник: Бондаренко А.О.,** професор, доктор технічних наук*(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)*

ЗВОРТНИЙ ІНЖИНІРИНГ ГІДРОМОНІТОРУ ТИПУ ГМДЦ-3М З ДИСТАНЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ ДЛЯ ГІДРАМЕХАНІЗОВАНОГО ВИДОБУТКУ ВУГІЛЛЯ

Технічним завданням на дану роботу було провести зворотній інжиніринг гідромонітору типу ГМДЦ-3М з врахуванням розрахованих технічних параметрів.

Загальні відомості. Гідромонітор являє собою пристрій для формування напірного струменя і управління його польотом з метою руйнування і змиву гірських порід. По області застосування гідромонітори розділяють для підземних та відкритих гірничих робіт.

Даний гідромонітор ГМДЦ-3М призначений для гідровідбою вугілля в очисних і підготовчих забоях при розробці пластів потужністю понад 0,8м з кутами падіння понад 6°.

Актуальність розробки даної установки. У теперішній час Придніпровська ТЕС переходить на новий вид енергетичного вугілля – з антрациту на газові марки вугілля. Через це гідромонітор ГМДЦ-3М потрібен для проведення основних та додаткових операцій з газовим вугіллям на складі ТЕС. Для подальшого комфортного обслуговування та експлуатації установки необхідно провести її зворотній інжиніринг.

Головними задачами роботи є:

- Розрахунок параметрів гідромонітору ГМДЦ-3М
- Розрахунок параметрів руйнування забою
- Розрахунок технологічних параметрів подачі води до гідромонітору ГМДЦ-3М
- Вибір насосу подачі води та труб напірного трубопроводу
- Розробка моделі гідромонітору ГМДЦ-3М у програмному комплексі SolidWorks

Механічна частина розроблюваної установки показана на рисунку 1.

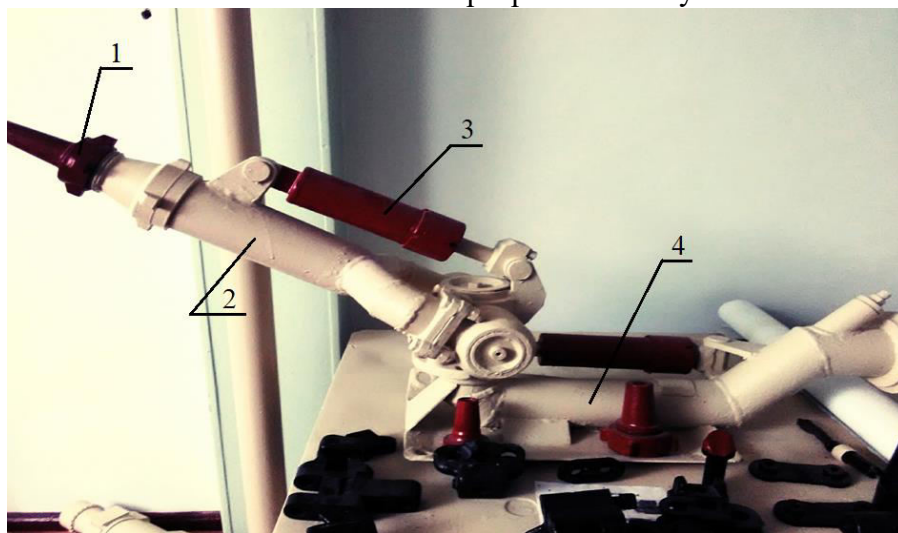


Рисунок 1 – Механічна частина гідромонітору ГМДЦ-3М : 1 – змінна насадка, 2 – ствол, 3 – гідродомкрат, 4 – підвідний патрубок.

Перелік посилань

1. Гетопанов В.Н., Гудилин Н.С., Чугуев Л.И. Горные и транспортные машины и комплексы : Учеб.для вузов. – М.: Недра, 1991. – 304 с.: ил.

УДК 622.673.1

Меркулова А. В., студентка гр. ГМмм15-1**Науковий керівник: Панченко О.В., к.т.н., доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу***(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)*

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ БОБИНОЇ УСТАНОВКИ З ГУМО-ТРОСОВИМ КАНАТОМ

Метою всього дослідження є визначення залежностей характеристик слоїв тіла намотки від їх параметрів. Оскільки раніше не досліджувались залежності розширення тіла намотки від кількості витків, стійкість витків від форми бобини – тема роботи є актуальною. Для проведення зазначених дослідів необхідно спроектувати та виготовити лабораторний стенд, який являє собою бобину підйомну установку з гумо-тросовим канатом.

Задля зменшення бюджету розробимо установку на базі наявного обладнання: мотор-редуктору, експериментальної бобини установки та гумо-тросового канату. Мотор-редуктор має передаточне число 3981, номінальну потужність 25 Вт, момент на вихідному валу рівний 387 Н·м. Характеристики гумо-тросового канату: довжина 15 м, ширина 50 мм, товщина 10 мм, діаметр тросу 4,2 мм, кількість тросів – 2. Експериментальна бобина установка має діаметр 300 мм, довжину 550 мм, наявна відкрита зубчата передача.

При розробці проекту було розглянуто декілька схем компонування вузлів збірки, а саме з'єднання бобини з мотор-редуктором та вузлу привідної бобини з відхиляючим шківом. Було запропоновано 2 варіанти передачі крутячого моменту на бобину: через відкриту зубчатую передачу, що є на барабані, з виготовленням шестерні на кінці вихідного валу редуктору та через шпонкове з'єднання валу редуктору з фланцем, що приварений до бобини. Після проведених розрахунків та побудови варіантів з'єднання вузлів у програмному середовищі SolidWorks, зважування всіх переваг та недоліків кожної з конструкцій обрали спосіб з'єднання за допомогою шпонки, який забезпечує затребувані вантажопідйомність, міцність та жорсткість, швидкість підйому. Розташування відхиляючого шківу відносно привідної бобини було зумовлене довжиною ременя та геометричними характеристиками наявного полігону, де буде монтуватися готова установка.

Після обрання принципової схеми установки побудували її тривимірну модель, перевірили бобину на міцність у SolidWorksSimulation, розрахували на міцність місця з'єднання деталей, підбрали товщину металопрокату, який забезпечить міцність, жорсткість та надійність конструкції та обрали стандартні деталі (підшипники, шків). Виготовили за отриманою моделлю пакет проектної документації. Задля більшої економії прийнято рішення залучити існуючі в наявності матеріали при створенні деталей. Таким чином модернізувалися деякі деталі та вузли установки. У вузлі рами було замінено швелер №10 на наявний №14, одне ребро зі швелеру та брус, що слугували для підняття бобини, замінені на кутки №2,5 зі сталевого прокату. Вузол скіпу повністю видозмінений для виготовлення із існуючого металопрокату. Відхиляючий шків на початку розробки проекту був прийнятий як стандартний виріб проте, через труднощі з його закупкою, виробництвом та доставкою, прийнято рішення виробити свою, оригінальну деталь, яка складається з трьох кулькових підшипників, вісі та системи ребер. Візок відхиляючого шківу видозмінений з урахуванням нових параметрів шківу. Міцність, надійність та жорсткість видозмінених деталей збережена та, у деяких випадках, збільшена. Собівартість установки за рахунок залучення існуючих матеріалів знижено у 1,8 разів.

Таким чином було скореговано проект бобиної установки, її тривимірну модель (рис. 1), перероблено проектну документацію.

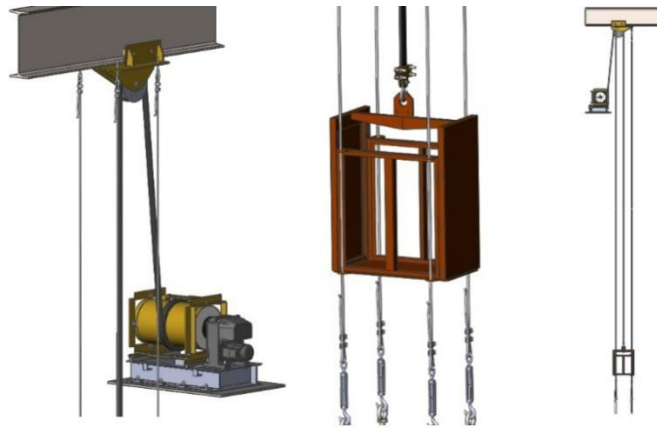


Рисунок 1 – Концептуальна модель бобиної установки з гумо-тросовим канатом

Документація була передана на виробництво, де вже за період літо-осінь 2018 року виготовлено 2 вузли установки, а саме: скіп та рама. Тривимірні моделі та фото готових деталей зображені на рисунках 2, 3.



Рисунок 2 – Скіп а) зображення тривимірної моделі; б) готовий вузол скіпу

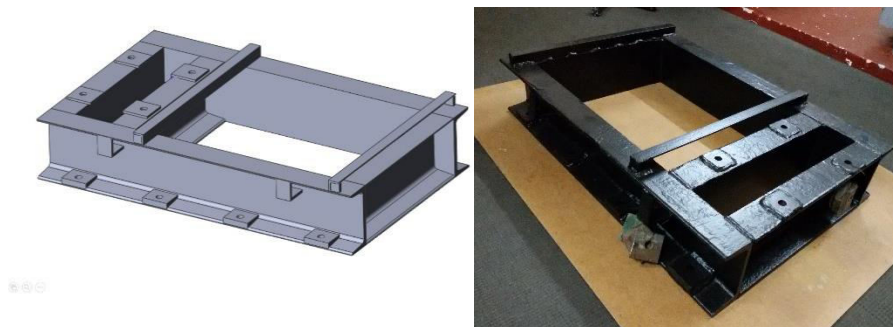


Рисунок 3 – Рама а) зображення тривимірної моделі; б) готовий вузол

На даний момент виготовлення металоконструкції візку відхиляючого ролику знаходиться на фінальній стадії. Далі планується монтаж готових вузлів на випробувальному полігоні та проведення дослідів, заради яких було проведено таку роботу.

УДК 620.621

Шкут А. П., студентка групи 133м-18-1**Науковий керівник: Заболотний К. С., д.т.н., проф., зав. каф. ГМІ***(ВУЗ Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)***РОЗРОБКА СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ГІРНИЧОГО ІНСТРУМЕНТУ**

Під час підготовки сучасних інженерів - конструкторів необхідно сформувати у майбутніх фахівців уявлення про роботу машини, як роботу єдиного організму, як єдність виконавчого органу, механізму, двигуна і системи управління. Кафедрою гірничих машин і інжинірингу поставлена задача вивчити технічні можливості поперечно-стругального верстата, який був в тривалій експлуатації і розробити на його основі експериментальний стенд для комплексного дослідження роботи гірничого інструменту.

У зв'язку з цим була визначена мета проекту, яка полягає в розробці експериментального стенду для комплексного дослідження роботи гірського інструменту.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Розробити комп'ютерну модель поперечно-стругального верстата.
2. Визначити кінематичні, статичні характеристики поперечно-стругального верстата.
3. Розробити систему управлінням електричним двигуном і пристрій для визначення навантажувальних характеристик приводу.

1. Конструкція була частково розібрана і за допомогою вимірювальних інструментів, проведені заміри для створення робочих ескізів, також проведена фото- і відеозйомка. Основний етап реінжинірингу полягав у створенні комп'ютерної моделі, використовуючи ескізи, зняті з фізичного об'єкта. Моделювання поперечно-стругального верстата відбувалося з використанням системи автоматизованого проектування SolidWorks (рис.1). Визначено технічні характеристики рухомих деталей: маса знаходиться в діапазоні від 0,3 до 146 кг, а осьовий момент інерції – від 266 до $292 \times 104 \text{ кг} \times \text{мм}^2$, також визначено геометричні розміри ланок, які знадобляться для подальшого розрахунку [1].

2. Під час проведення структурного аналізу механізму було визначено, що це плоский механізм зі ступеню рухливості 1. Механізм було розкладено на структурні групи Ассура і були побудовані плани положень механізму. В ході проведення кінематичного аналізу визначені швидкості всіх ланок механізму, які не перевищують 1,5 м/с. Також визначені прискорення всіх ланок механізму, які не перевищують 2 м/с^2 .

Проведений перевірочний розрахунок зубчатого зачеплення було визначено контактну міцність, яка складає 120 МПа, статичну контактну міцність – 182 МПа, статичну згинальну витривалість – 12 МПа, та напруження, що виникають у зубцях під навантаженням – 17 МПа, напруги в зубчатих колесах не перевищують допустимі. Оцінена працездатність пасової передачі і розрахована довговічність пасової передачі, яка складає 2586 годин.

3. Для вирішення завдання по розробці пристрою, який дозволить отриматизалежність значень електричного струму в обмотках двигуна від моменту навантаження і кутової швидкості при заданих значеннях напруги живлення і частоти живлення напруги запропоновано пристрій який встановлюється на верстат і складається з наступних елементів: частотного перетворювача 1, що живить двигун 2, і тахометра 3, який вимірює частоту обертання валу двигуна. (рис. 1) Механічний рух від двигуна передається через зубчасту пару 4 на привідний шків 5. На циліндричну

поверхню привідного шківів надівається гальмівна стрічка 6, яка за допомогою гнучкого зв'язку – канату 7, з двох сторін з'єднана з динамометрами 8 і 9. Динамометр 8 зафіксовано щодо станини верстата, динамометр 9, з'єднаний з канатом, який перекинута через ведений шків 10, і утримує вантаж 11.

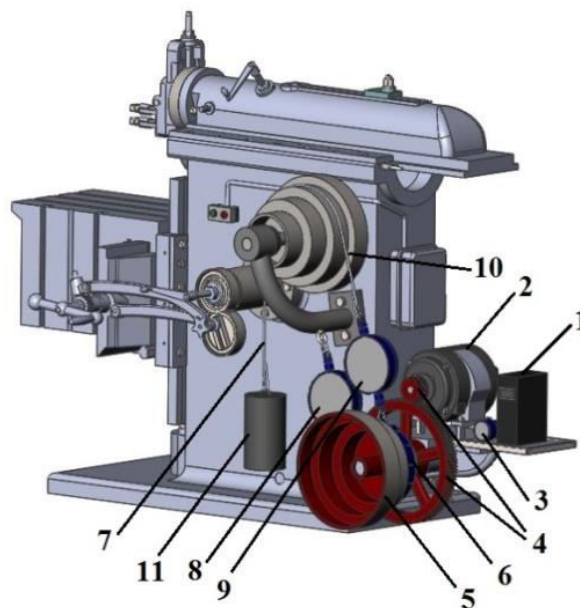


Рисунок 1 – Пристрій для визначення навантажувальних характеристик приводу встановлений на верстаті

В результаті проведених випробувань за запропонованою методикою, вперше, встановлені аналітичні залежності між моментом на валу двигуна, значенням електричного струму в обмотках двигуна, значенням кутової швидкості ротора двигуна при заданій частоті напруги живлення і його величини [2].

Перелік посилань

1. SolidWorks 2007/2008. Комп'ютерне моделювання в інженерній практиці / Алямовская А.А., Собачкін А.А., Одинцов Є.В., Харитонович А.І., Пономарьов Н.Б.– СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.: ил. + DVD – (Мастер).
2. Випробувальна техніка / Г. С. Батуев, А. С. Великих, Л. З. Воробйов -. М.: Недра, 1982 – 530 с.

УДК 622.504.75.05

Чоботько І.І., аспірант, кафедри гірничих машин та інжинірингу**Наукові керівники: Франчук В.П.,** д.т.н, професор кафедри гірничих машин та інжинірингу; **Соболев В.В.** д.т.н, професор кафедри будівництва, геотехніки і геомеханіки*(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)*

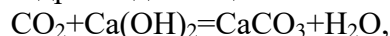
МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ЛОКАЛІЗАЦІЇ ОСЕРЕДКІВ САМОЗАЙМАННЯ ПОРОДНИХ ВІДВАЛІВ

Як показує статистика до недавнього часу гасінням породних відвалів не приділялося належної уваги, це приводило до накопичування всередині відвалу надлишкового тиску виділення парів внаслідок реакції окислення сполук піриту та сіркового ангідриду, що в свою чергу провокувало вибух та великий радіус розкиду кусків породи тим самим забруднюючі прилеглі території з населеними пунктами та загибель людей.

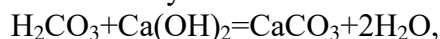
Були запропоновані заходи запобігання самозаймання породних відвалів. До них відносяться: гасіння за допомогою води, розчинів та суспензій гідроксидів і карбонатів Na, K, Ca. Розроблені промислові технології гасіння породи на відвалах.

Висока ефективність на практиці використання гідроксиду кальцію – гашеного вапна для профілактики самозаймання породи обумовлено особливостями взаємодії цієї речовини на тверду та рідку фазу окислювально-відновлювальної реакції піриту, що підтверджує дослідження провідних вчених Зборщика М.П. та Осокіна В.В.

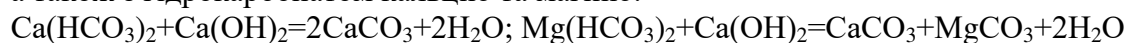
Гідроксид кальцію може взаємодіяти з розчином у воді вуглекислим газом:



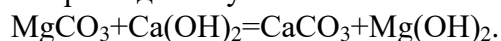
з вільною вугільною кислотою:



а також з гідрокарбонатом кальцію та магнію:



та при надлишку вапна:



Гідроксид кальцію може бути використаний також для прямого впливу на вологі породи з великим вмістом піриту з метою запобігання або нейтралізації процесів їх самонагрівання.

Гідроксид кальцію температура дисоціації котрого на CaO та H₂O становить 540⁰C може бути використаний як суспензія для гасіння гірничих порід. При цьому відбувається не тільки охолодження породи речовиною, а й поглинання виділень шкідливих газів гідроксидом кальцію з осередка займання.

На практиці гашене вапно використовують у вигляді суспензії – вапнякового молока з вмістом CaO по масі до 10-15%, це забезпечує високу ефективність локалізації міжфракційного простору.

У зв'язку з тим, що розчинність гідроксиду кальцію у воді невелика, то при проведенні робіт по профілактиці самозаймання гірничих порід найбільший ефект змінення твердої та рідкої фази слід чекати у зонах фільтрації суспензії. Ефективність використання вапнякової суспензії для гасіння вугілля або вуглисто-глинистих порід обумовлена ендегенною дією речовини, взаємодією гідроксиду кальцію з твердою поверхнею та продуктами окислювально-відновлювальної реакції, а також зниженням газопроникності масиву або гірничої породи, що в свою чергу штучно прискорює реакцію з поглинанням теплової енергії виділяємої породами.

Видалення з відвалу горючих газів, охолодження породи та ізоляція її від доступу атмосферного кисню забезпечується шляхом вакууміювання відвалу й обробки породи поверхневого шару вапняковою суспензією, як показано на рис. 1.

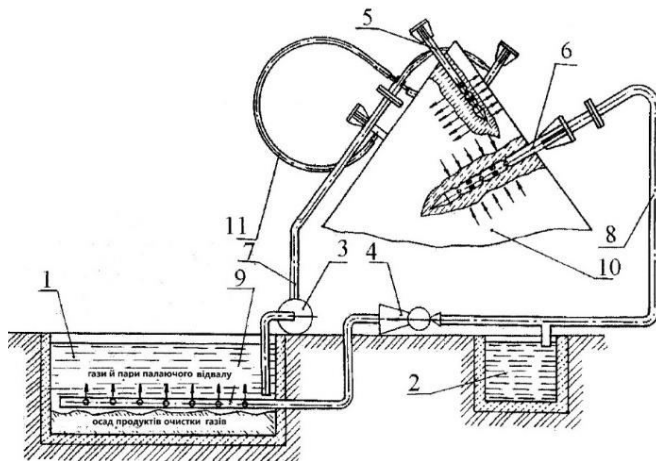


Рисунок 1 – Технологічна схема гасіння конічного породного відвалу вапняковою суспензією з одночасним його вакууміюванням

В пристрій для гасіння палаючих породних відвалів входять дві системи: нагнітаюча – для обробки породи вапняковою суспензією та всмоктувальна - для вакууміювання відвалу.

Нагнітаючу систему утворюють наступні гідравлично зв'язані між собою елементи: ємність для змішування 1 в котрій здійснюється приготування вапнякової суспензії – котлован об'ємом 200 м³ поблизу основи відвала 10; насос 3 типу ЦНС-60, який подає під тиском вапнякову суспензію з ємності для змішування до місця гасіння породи; нагнітаючий трубопровід 7 для подання суспензії на відвал; ін'єктори 5 для нагнітання суспензії у відвальну породу. Всмоктуюча система включає наступні основні елементи: вакуум-насос 4 типу ЖВН-50 для вакууміювання породного відвалу, встановлений поблизу ємності для змішування; всмоктуючий патрубок 6 – відрізок труби довжина якої 4-6 м й діаметром 0,1 м з перфорацією для відводу газів і парів з відвалу; всмоктуючий магістральний трубопровід 8; водовідокремлювач 2 для видалення вологи з трубопроводу. Нагнітаючий патрубок вакуум-насосу приєднаний до системи перфорованих труб 9, розміщених в даній частині ємності для змішування.

Робота цього пристрою полягає наступним чином. У ємність для змішування наповнену технічною водою звантажують гашене вапно з розрахунку 30-50 кг на 1 м³ води. Впроваджують у відвал на всі довжину ін'єктори та всмоктуючий патрубок. Включають вакуум-насос. Видалені з відвалу гази йдуть по перфорованим трубам в дону частину ємності для змішування, при цьому відбувається інтенсивне змішування гашеного вапна газовими струями й утворення суспензії. Цей процес супроводжується поглинанням деяких видалених газів з відвалу, потім включають нагнітаючий насос, котрий під тиском подає вапнякову суспензію з ємності для змішування у 2-4 ін'єктори, впроваджені у відвал. Після витягу ін'єкторів з поверхневого шару відвалу збережені в ньому залишають відкритими для деякого часу щоб дати змогу водяному пару вийти в атмосферу.

Ефективність цього способу підтверджується багаторічним досвідом використання гасіння породних відвалів.

УДК 622.724

Колесник А.С., студентка групи 133-17м

Керівник: Панченко О.В. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу
(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТОВЕДУЧОГО ШКІВА ТЕРТЯ БАГАТОКАНАТНОЇ ПІДЙОМНОЇ МАШИНИ МПМН 3×4

Робота виконана за договором між Національним технічним університетом «Дніпровська політехніка» та Запорізьким залізорудним комбінатом. Була поставлена задача створити підйомний комплекс вантажопідйомністю 22 т, та на основі кінцево-елементного аналізу напружено-деформованого стану обґрунтувати конструкцію канатоведучого шківа тертя, щоб призвести до підвищення міцності і зменшення металоємності.

Метою дослідження було розробка рекомендацій на проектування канатоведучого шківа тертя підйомної машини.

Для досягнення поставленої мети були вирішенні наступні питання:

1. Проведено аналіз конструкції канатоведучого шківа тертя та аналіз аналогів.
2. Розраховані основні параметри підйомної машини та побудовані діаграми скоростей та навантажень.
3. Були проведені розрахунки основних параметрів канатоведучого шківа та розроблена комп'ютерна модель для розрахунків [1].

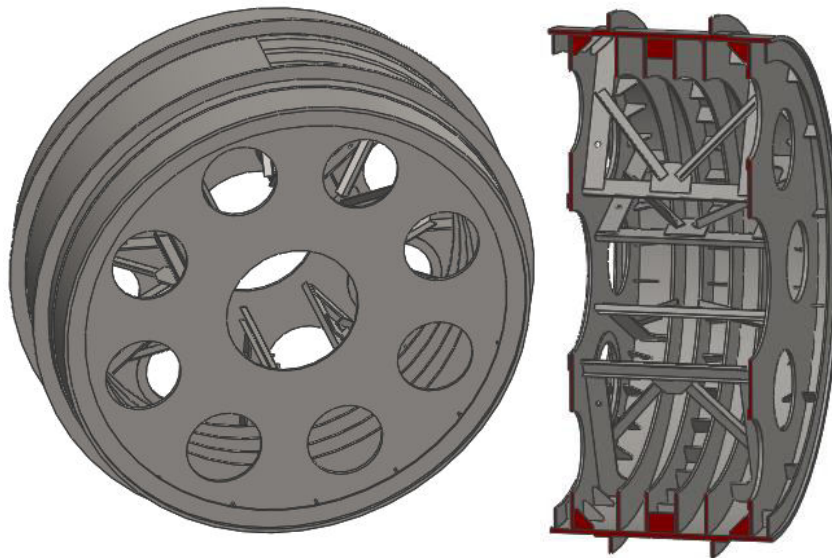


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель канатоведучого шківа тертя

4. Проведено дослідження напружено-деформованого стану комп'ютерної моделі шківа тертя [2].

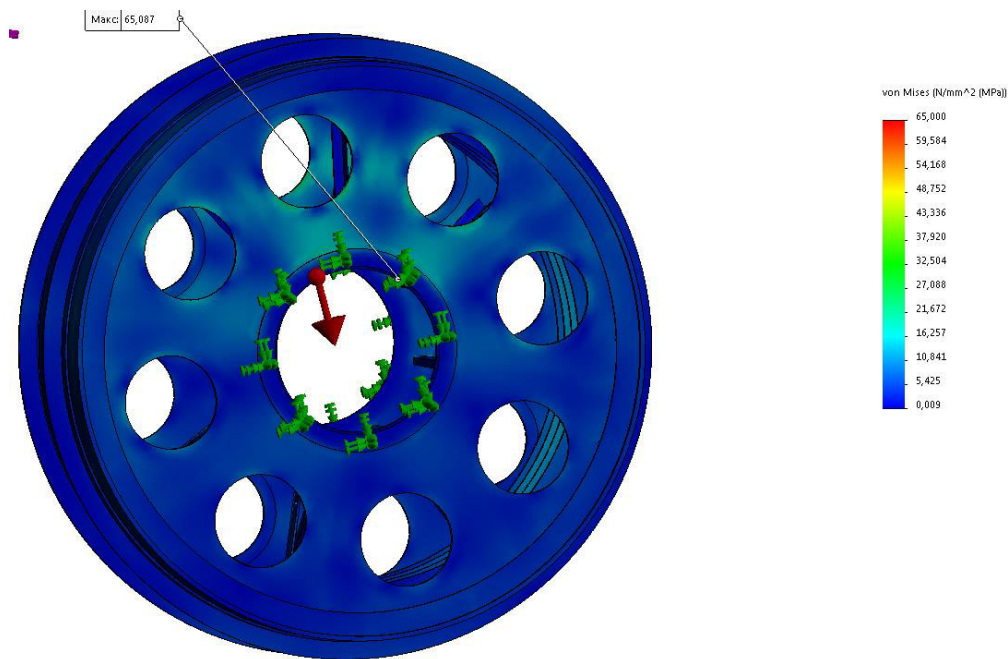


Рисунок 2 – Результати дослідження напружено-деформованого стану

В результаті вищезазначеного можна зробити наступні висновки

1. На основі розрахунку основних параметрів були обрані підйомний посуд, канати та двигун.
2. За розрахунками та аналізом існуючих шківів було побудовано модель шківів, що дозволяє попередньо її оцінити.
3. В результаті проведеного аналізу напружено-деформованого стану шківів можна зробити висновок, що отримана конструкція задовольняє необхідному запасу міцності.

Перелік посилань

1. Завозин Л.Ф. «Шахтныеподъемные установки». Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Недра», 1975, 368 с.
2. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кревинович А.А. Шахтныелектрическиелебедки и подъемныемашины. Справочник. Изд. 4, перераб. и доп. М., «Недра», 1973, 364 с.
3. Анурьев В.И. Довідник конструктора – машинобудівника: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перероб та доп./ под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
4. Орлов П.И Основыконструирования. Справочно-методическоепособие в 3-х книгах. Кн.1 Изд.- 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977. 623 с.

Васильков А.О. студент групи ГМ133м-17

Науковий керівник: Запара.Є.С. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу,
(Державний ВНЗ «Національний ТУ «Дніпровська політехніка» м. Дніпро, Україна)

МОДЕРНІЗАЦІЯ СТІЛИ КОМБАЙНА КДР-6

Досвід експлуатації комбайна КДР-6 при видобутку марганцевих руд показав, що його стріла має ресурс менший за середній ресурс комбайна. Тому тема роботи і її мета, що спрямована на встановлення причин дострокового виходу з ладу стріли і розробку проекту її модернізації, є актуальними.

Для досягнення мети поставлені та вирішені наступні задачі:

1. Провести розрахунок навантажень на стрілу комбайна КДР-6 при трьох варіантах відпрацювання забою (нижня, середнє, верхнє положення стріли) і при перевантаженнях;

2. Визначити напруги в небезпечних перетинах стріли базової конструкції при всіх режимах навантаження;

3. Розробити проект модернізації стріли комбайна КДР-6 і відповідну конструкторську документацію.

Технічна ідея роботи полягає у зменшенні перепаду моменту спротиву перерізу стріли вигину вздовж її довжини в зоні найбільших навантажень.

У роботі виконано розрахунки: середніх сил різання та подачі на різцях, які відповідно становлять $P_{pi} = 4.5$ кН і $P_{III} = 7.53$ кН. Складено розрахункову схему для визначення навантажень на стрілу (рис. 1), з використанням рекомендацій викладених [1], визначено зусилля, що передаються від виконавчого органу на стрілу при відпрацюванні ґрунту вибою: $X_n = 33390$ Н; $Y_n = -35320$ Н..

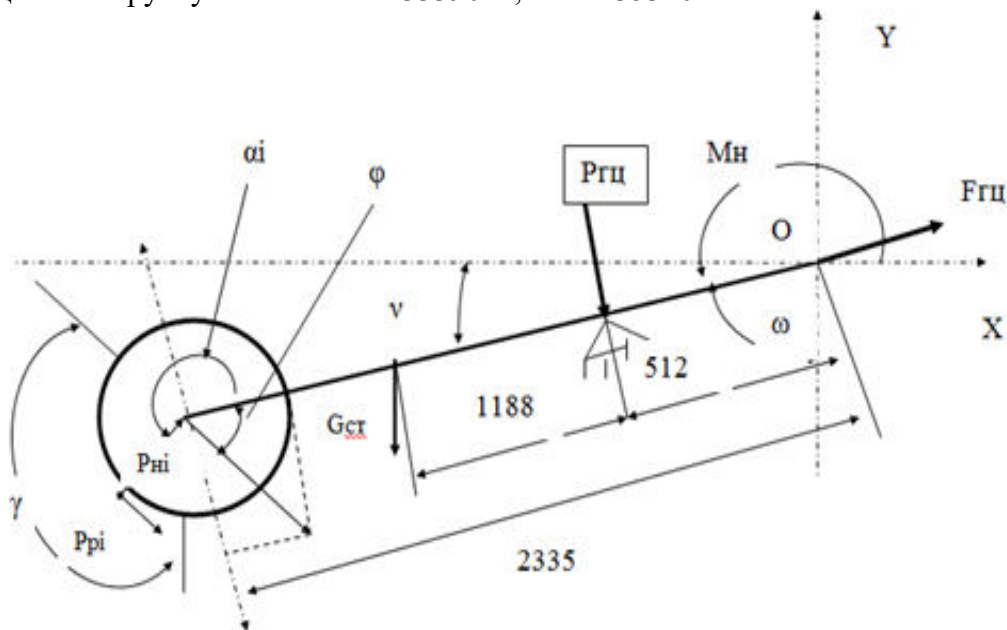


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення навантажень на стрілу

Визначено мінімально кількість різців, здатних без поломки зупинити двигун, котра складає 3. Складено рівняння залежності згинального моменту на стрілу від кута положення зазначених різців. Визначено сили, діючі вздовж вісі робочого органу і вигибаючий момент на стрілі відносно вісі її повороту при трьох випадках відпрацювання вибою: при нижньому, середньому, верхньому положеннях стріли: при опрацюванні ґрунту вибою $M_{n.max.} = 119600$ Нм, в діапазоні кутів 119-134 градуси; при відпрацюванні ґруди вибою $M_{c.max.} = 118700$ Нм, в діапазоні кутів 128-134

градуси; при відпрацюванні покрівлі вибою М в.мах. = 118700 Нм, в діапазоні кутів 128-137градуса.

Виходячи с даних розрахунків напружень, що діють у стрілі, розроблено проект її модернізації з урахуванням [2]. Конструкція модернізованої стріли передбачає плавну зміну моменту опору її перерізів в зоні кріплення гідроциліндра підйому. розроблена на підставі

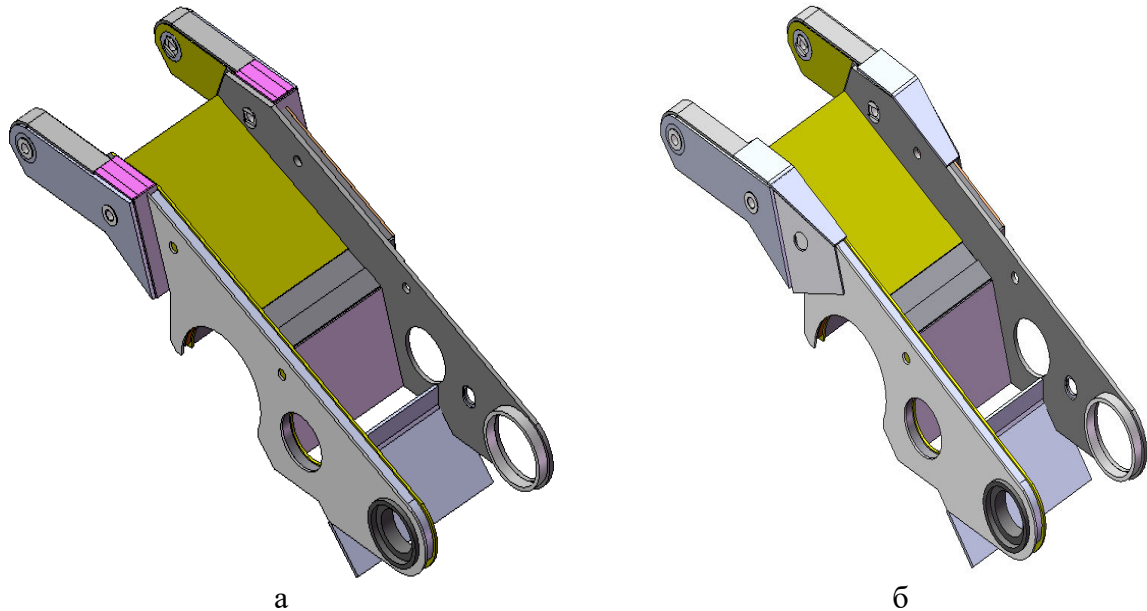


Рисунок 2 – Конструкція стріли: а - базова кострукторія б - моденізована кострукторія

Перелік посилань

1. Г.С. Писаренко “ Довідник з опору матеріалів” Київ 1982
2. КДР - 6.00.000РЕ Керівництво по експлуатації. КДР - 6.00.00.000РР
Розрахунки. Кривий Ріг. ВНПРудмаш. 2003р

Хорошилов О.Р., студент групи 133м-17-1

Керівник: Кухар В. Ю. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу

(Національний технічний університет «Дніпровська Політехніка» м. Дніпро, Україна)

ЗВОРОТНІЙ ІНЖИНІРИНГ РЕДУКТОРА ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ ВУГІЛЬНОГО КОМБАЙНУ КА-80"

Комбайн КА 80 є дуже розповсюдженим комбайном у вугільних шахтах, і попри свій вік досі працюють під землею нашої держави. Але все колись виходить з ладу та потребує ремонту, тому документація та кресленики на цей комбайн є дуже важливою складовою у ремонті та обслуговуванні.

У зв'язку з втратою конструкторської документації, пов'язаної з тим, що підприємство Горлівського машинобудівного заводу, знаходиться на тимчасово окупованій території, а саме там розроблялися і випускалися гірничі комбайни КА 80 та його модифікації.

Тому актуальним на мій погляд є відновлення цієї документації по наявних на кафедрі ГМІ зразкам гірничої техніки.

Для досягнення мети були поставлені наступні підзадачі:

1. Розробка комп'ютерної моделі редуктора виконавчого органу з перевіркою на збирання і з виправлення помилок.
2. Визначення дійсних параметрів редуктора виконавчого органу.
3. Розробити заходи щодо безпечної роботи редуктора виконавчого органу комбайна КА-80.

Результатами вирішення завдань були:

Було відновлено в досить точному вигляді відсутні креслення деталей і зборок комбайна, а також перевірено наявність помилок в наявній конструкторській документації.

Також був проведений перевірючий розрахунок розмірів конічної пари і параметрів редуктора. За даними з розрахунків було встановлено що контактні і згинальні зусилля в межах допустимих а саме:

- Вал-Шестерня проходить по допустимим напруженням. Напряга вигину 211 МПа при допустимих 300 МПа; контактні напруги 1047 МПа при допустимих 1100 МПа.
- Колесо-шестерня проходить по допустимим напруженням. Напряга вигину 211 МПа при допустимих 300 МПа; контактні напруги 677 МПа при допустимих 1100 МПа..

Передбачені інженерні заходи щодо збільшення ресурсу редуктора виконавчого органу комбайна КА-80, опрацьовані питання захисту персоналу при ремонтно-монтажних роботах.

Була розроблена модель редуктора виконавчого органу комбайна КА-80 (рис. 1-2).

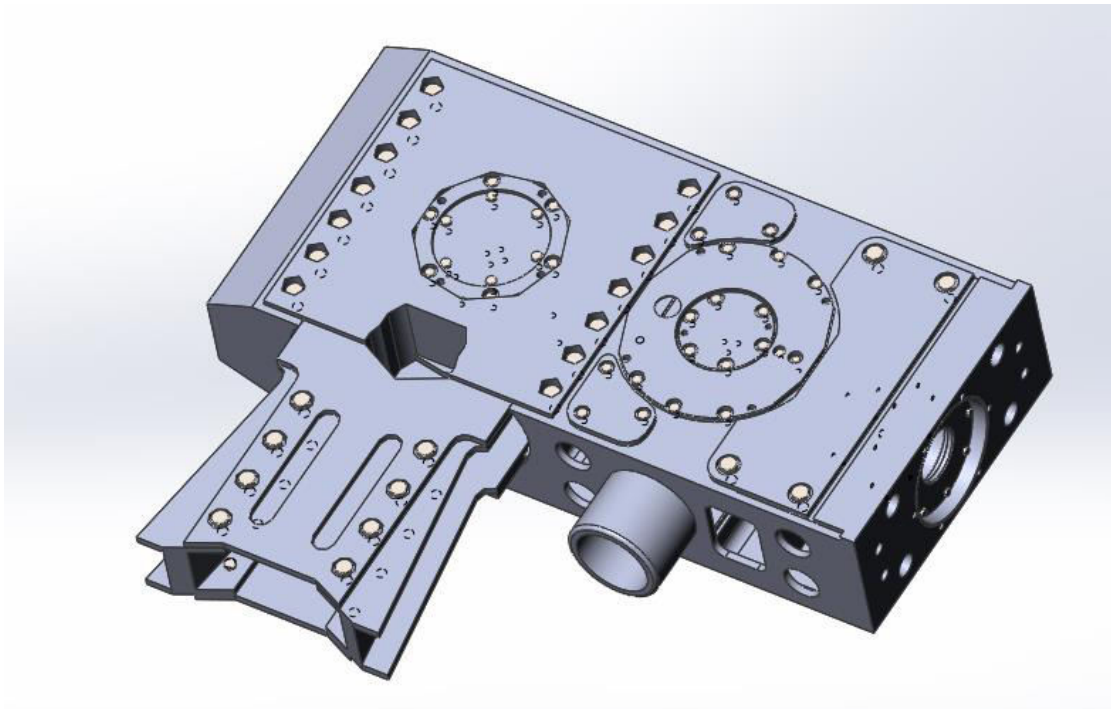


Рисунок 1 – Модель зовнішнього виду редуктора виконавчого органу комбайна КА-80

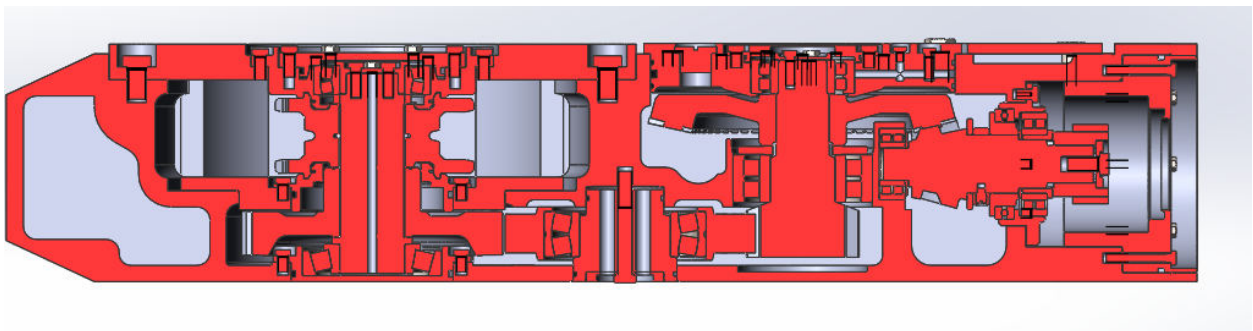


Рисунок 2 – Модель редуктора у розрізі

Перелік посилань:

1. Інструкція з експлуатації комбайна КА-80.
2. Мала гірнича енциклопедія : у 3 т. / за ред. В. С. Білецького. — Д. : Східний видавничий дім, 2004—2013.
3. Правила безпеки у вугільних шахтах. / ДНАОП 1.1.30 –1.01 – 96 – К.: Основа, 2005. – 405 с.

УДК 622.724

Калінкіна О.В., студентка групи 133м-17-1**Керівник: Титов О.О., доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу***(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)*

МОДЕРНІЗАЦІЯ КОНУСНОЇ ДРОБАРКИ КРД 700-75 З ДЕТАЛЬНОЮ РОЗРОБКОЮ ВУЗЛА СКЛАДАННЯ КОНУСА ТА ЗАМІНОЮ ЙОГО ФУТЕРОВКИ

Стандартні варіанти броней конуса дробарки КРД – 700-75 виконані із гладкою поверхнею. При дробленні шматків матеріалу така поверхня не здатна створювати на поверхні шматків високі контактні напруження, що забезпечують менші витрати енергії на руйнування. З метою збільшення концентрації напружень пропонується виконати на поверхні футеровки хвилі радіуса, зіставленого з радіусом шматка і навіть менше.

Основна ідея модернізації полягає у аналізі вихідної документації, побудові та коригуванні комп'ютерних 3-D моделей, розгляд принципів роботи механізмів, дослідження кінематики, статички, динаміки, аналіз та оптимізація параметрів вузлів і деталей.

Метою роботи було проведення модернізації конусної дробарки КРД 700-75 з детальною розробкою вузла складання конуса та заміною його футеровки.

Для досягнення поставленої мети були вирішенні наступні питання:

1. За наданими монтажними кресленнями була виготовлена комп'ютерна модель конуса дробарного дробарки конусної КРД 700-75 (рис. 1).

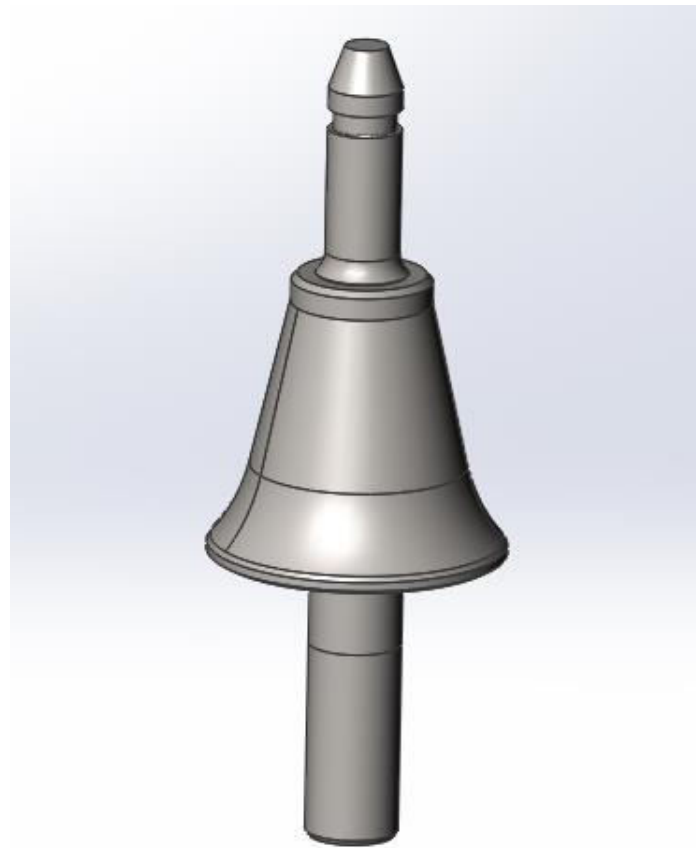


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель конуса дробарного дробарки конусної КРД 700-75

2. Були виконані розрахунки основних параметрів дробарки, а також були виконані розрахунки параметрів модернізованих броней дробарки КРД 700-75.

3. Був виконаний аналіз шкідливих і небезпечних чинників при експлуатації дробарки КРД 700-75.

В результаті вищезазначеного можна зробити наступні висновки

1. Комп'ютерна модель дозволяє перевірити конструкцію на можливість зборки, оцінити візуально конструкцію, масштабність, пропорції та її конструктивну цілісність.

2. В результаті розрахунку основних параметрів конуса дробарного дробарки конусної КРД 700-75 показано, що перевірочні розрахунки основних параметрів конусної дробарки сходяться з технічними параметрами дробарки конусної КРД 700-75.

3. В результаті розрахунку параметрів модернізованих броней дробарки КРД 700-75 показано, що використання хвильової футеровки призводить до зростання напружень зсуву в 1,6 рази при дробленні шматків середнього розміру.

4. Розроблена інструкція з експлуатації та обслуговування конусної дробарки КРД - 700-75; розроблені та обґрунтовані заходи щодо безпечної експлуатації конусної дробарки КРД - 700-75.

Перелік посилань

1. Орлов П.І. Основи конструювання. Т2 - М.: Машинобудування, 1988. – 544с.
2. Олевский В. А. Конструкції, розрахунки і експлуатація дробарок. – М.: ГНТИЛЧЦМ, 1958 – 459 с.

УДК 621.926.2+621.926.085

П'янова Д.М., студентка групи 133м-17-1

Керівник: Надутий В.П. доктор технічних наук, професор
(НТУ «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВОХБАРАБАННОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА І ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ЙОГО ПРОДУКТИВНОСТІ ВІД РЕГУЛЬОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ

Вдосконалення конструкції з метою підвищення продуктивності, режимних та конструктивних параметрів роботи млина.. Основні параметри:

- 1) продуктивність 20 т / год;
- 2) тонина помелу - менше 1 мм (краще 100-200 мк);
- 3) область використання - для подрібнення базальтів;
- 4) частота - 20 Гц;
- 5) амплітуда - 5 мм.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні питання:

1. За наданими монтажними кресленнями була виготовлена комп'ютерна модель двохбарабанного горизонтального вібраційного млина (рис. 1) [1].

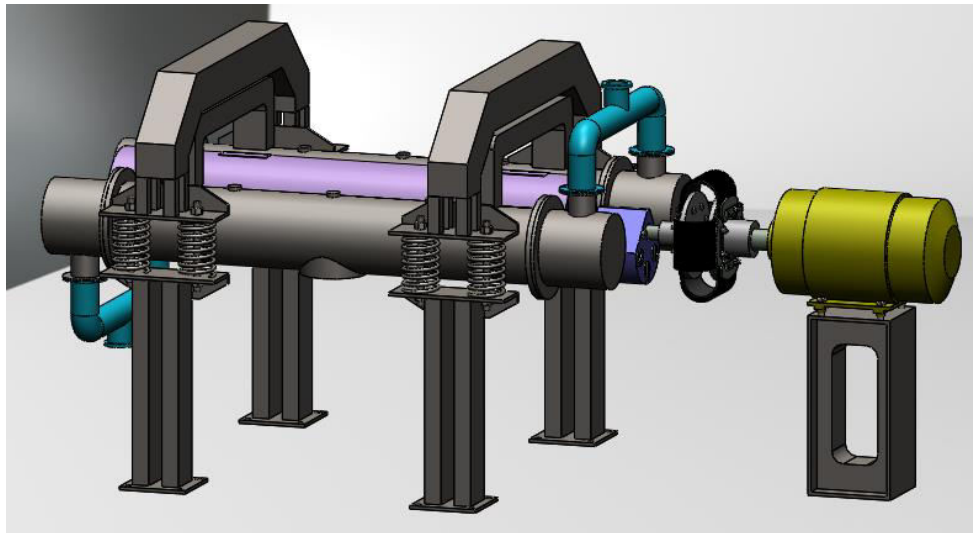


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель двохбарабанного горизонтального вібраційного млина

2. Були проведені розрахунки основних параметрів млина [2]. Отримані результати було проаналізовано на відповідність конструкції заданому запасу міцності.

3. Вдосконалення конструкції полягає в збільшенні помольних камер на 20%. В результаті чого, збільшиться продуктивність млина, що має економічне обґрунтування[3].

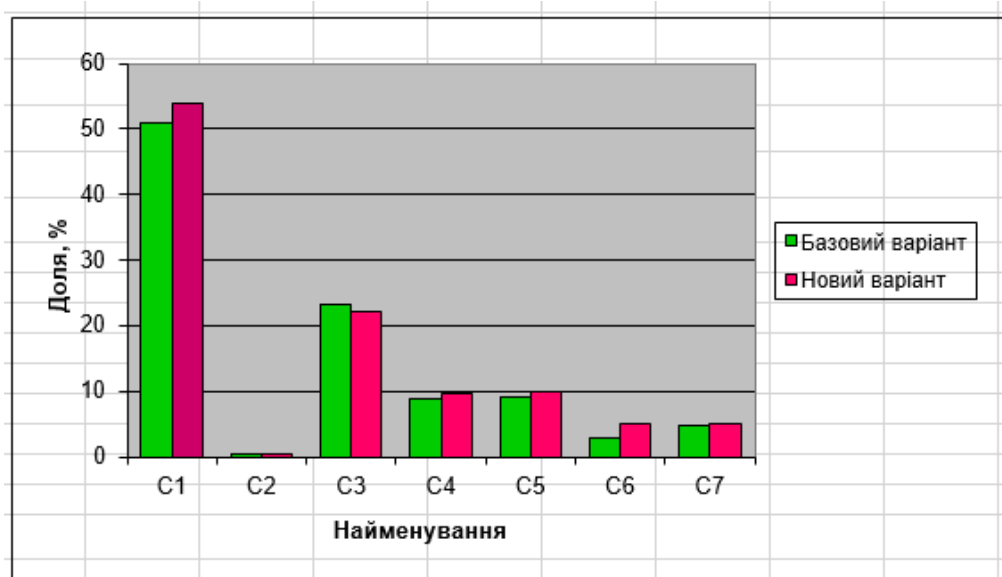


Рисунок 2 – Структура витрат на виробництво: С1 - матеріаломісткість; С2 - енергоємність; С3 - заробітна плата; С4 - нарахування на заробітну плату; С5 - амортизація; С6 - ремонт і утримання обладнання; С7 - інші виробничі витрати

4. Були проведені експерименти для визначення залежності продуктивності млина від регульованих параметрів, а саме:

- 1) амплітуда коливання, A , мм;
- 2) частота коливання, ω ;
- 3) величина збурюючої сили, P ;
- 4) крупність вхідної гірської маси, β ;
- 5) відсоткова кількість шарів для подрібнення в помольних камерах, n .

Отримані дані дали найефективніші показники продуктивності млина.

Перелік посилань

1. Алямовский А.А. SolidWorksКомпьютерноемоделирование в инженернойпрактике:/ Алямовский А.А., Собачкин А.А., - СПб.: БХВ-Петербург, 2005.-800 с

2. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационныетранспортующиемашины. Основытеории и расчета. Изд-во «Машиностроение» М. 1964 -стр. 272.

3. Дунаев П. В., Льоліком О. П., Варламова Л. П. Допуски і посадки. Обґрунтування вибору: Учеб. Посібник для студентів машинобудівних вузів.-М .: Вища. шк., 1984.-112с.

УДК 622.724

Величко Д. В., студентка групи 133-17м**Керівник: Бондаренко А. О., професор кафедри гірничих машин та інжинірингу**
(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДВАЛЬНОГО СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРУ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ПІСКУ ПРОДУКТИВНІСТЮ 200 Т/ГОД

Мета роботи: модернізація відвального стрічкового конвеєру установки для переробки піску продуктивністю 200 т/год з детальною розробкою приймального бункера.

Технічна проблема: просипання гірської маси зі стрічки у містах перевантаження зернистої сировини на конвеєр.

Об'єкт дослідження: процес перевантаження та транспортування піску похилим відвальним стрічковим конвеєром.

Ідея роботи: полягає у встановленні приймального бункера у місті перевантаження зернистої сировини на відвальній стрічковий конвеєр.

На сьогодні є проблема зниження собівартості продукції, підвищення її якості та збільшення рентабельності виробництва.

Цю проблему є можливість вирішити шляхом широкого впровадження нової техніки та підвищення ефективності використання обладнання, яке є в наявності.

Технологічне переміщення вантажу на копальнях залізничним або автомобільним транспортом є затратним як на початковому етапі, так і в подальшому процесі експлуатації.

Тому все частіше на практиці є застосування конвеєрів. Конвеєри мають багато переваг, але мають і недоліки, які визначають можливість та доцільність їх застосування для технологічного переміщення вантажів на великі відстані.

Переваги: висока продуктивність, можливість транспортування як горизонтально, так і під кутом або вниз, порівняно невелика енергоємність та велика довжина в одному агрегаті, можливість автоматизації.

Недоліки: не можливість транспортування при кутах нахилу більше 18 – 22°, а також при сильно викривленій трасі, порівняно малий строк служби роликів та стрічки та висока їх вартість, залежність роботи від кліматичних умов (для конвеєрів відкритих розробок), необхідність попереднього дроблення крупношматового матеріалу.

Задачі для поетапного виконання модернізації:

- Обґрунтувати раціональні технологічні та конструктивні параметри відвального стрічкового конвеєру продуктивністю 200 т/год;
- Розробити комп'ютерну твердотільну модель відвального стрічкового конвеєру продуктивністю 200 т/год (рис. 1);
- Розробити комп'ютерну твердотільну модель приймального бункера відвального стрічкового конвеєру продуктивністю 200 т/год (рис. 2);

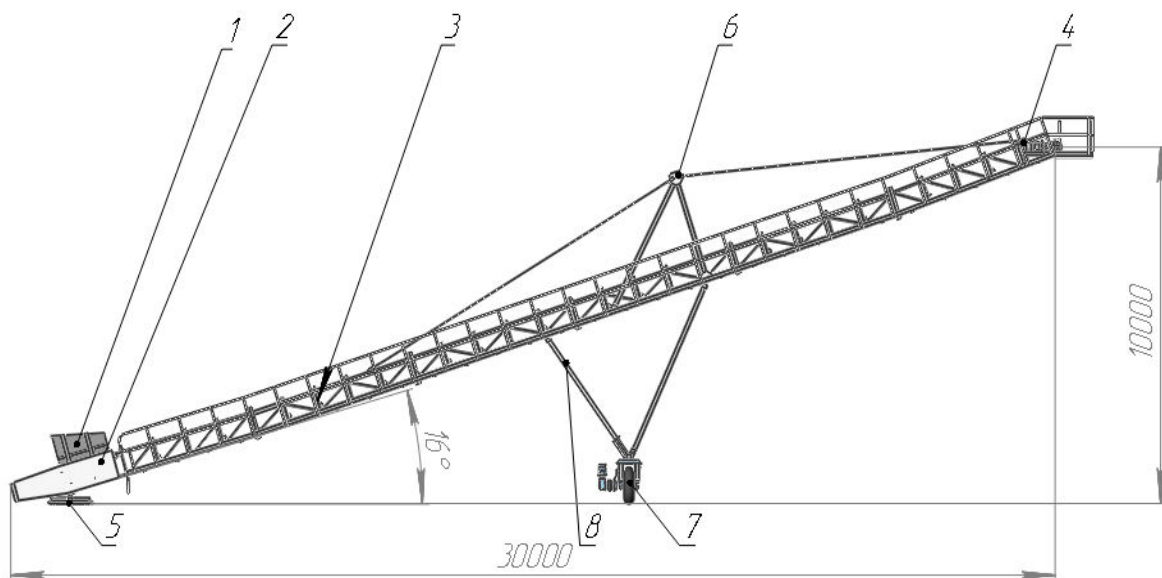


Рисунок 1 – Відвальний стрічковий конвеєр

1 – приймальний бункер; 2 – секція натяжна; 3 – секція проміжна; 4 – секція привідна;
5 – турель поворотна; 6 – пілон з канатним підвісом; 7 – привод обертання конвеєру; 8 – рама опорна

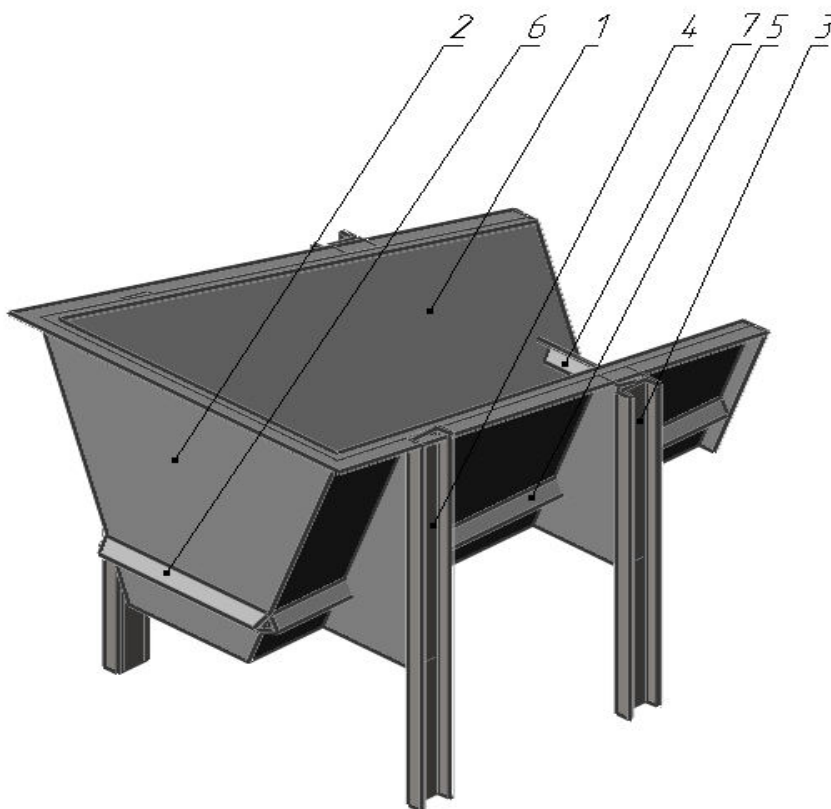


Рисунок 2 – Приймальний бункер

Боковини– 1, лобовина– 2, стійки опорні передні – 3, стійки опорні задні – 4,
ребра – 5, 6, з'єднувач – 7.

УДК 622.673.1

Мажуга Д.В. студент групи 133-17м

Керівник: Панченко О.В. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу
(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)

РОЗРОБКА КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ МК-5x4

Метою даного проекту є визначення параметрів і розробка конструкції колодкового гальма шахтної підйімальної машини МК-5x4.

Поставлена задача була виконана поетапно:

- Виконано збір, обробку, систематизацію й критичний науковий аналіз наукової та технічної інформації за темою проекту.
- Виконано аналіз конструкції колодкового гальма.
- Виконано розрахунок параметрів колодкового гальма МК-5x4, а саме побудована комп'ютерна модель гальма (рис. 1), перевірена кінематика його руху, побудована розрахункова модель гальма для аналізу напружено-деформованого стану.
- Розроблено конструкцію, технічну документацію гальма шахтної підйімальної машини МК-5x4.
- Розроблено заходи з охорони праці та навколишнього середовища при експлуатації гальма шахтної підйімальної машини МК-5x4.
- Визначена техніко – економічна ефективність запропонованих рішень

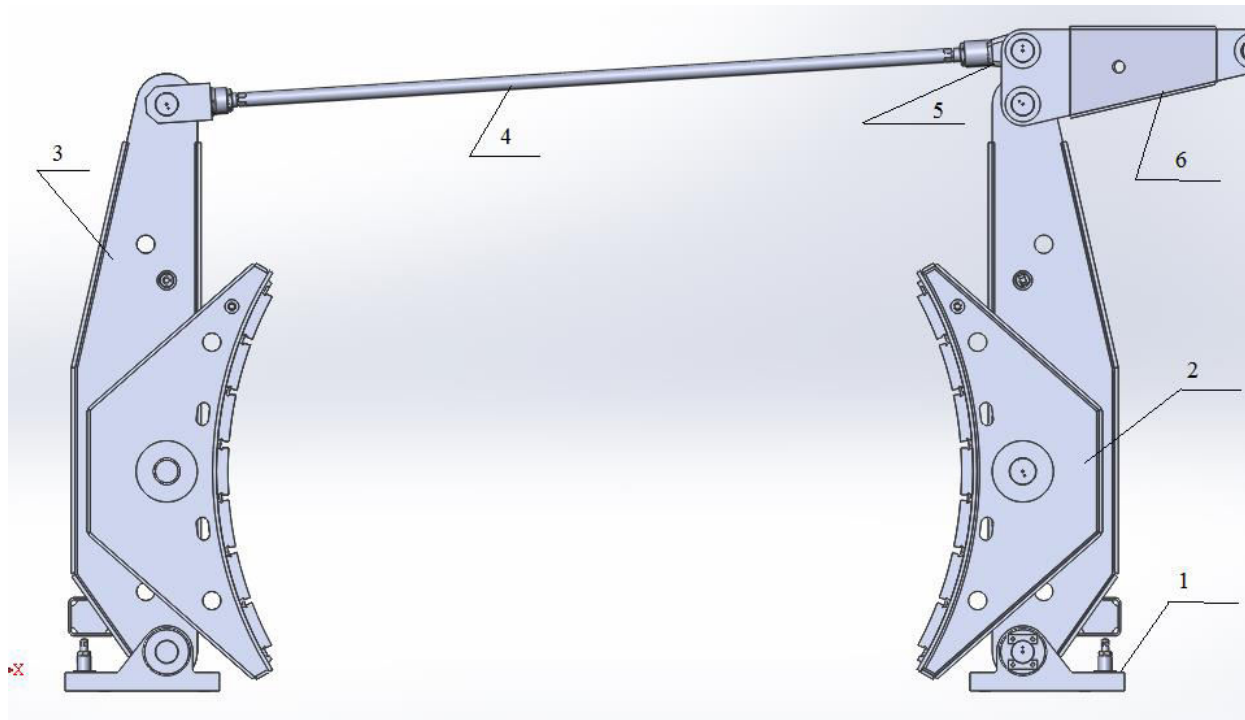


Рисунок 1 – Тривимірна твердотіла модель колодкового гальма шахтної підйімальної машини МК-5x4

Отримано:

1. Конструкція гальма складається з опорних підшипників, шарнірних гальмівних балок, вертикальних гальмівних балок, тяги горизонтальної, головки шарніру, горизонтального важеля.

2. Розроблено комп'ютерну модель гальма МК-5х4 для заданих технічних характеристик. В ході комп'ютерного моделювання розглянутого вузла було створено: загальна кількість компонентів – 223; унікальні деталі – 55; унікальні вузли збірки – 15.

3. З аналізу напружено-деформованого стану (рис. 2) можна помітити що осьові переміщення уздовж поздовжньої осі шарніра відсутні. Напруги на вузлах - в межах допустимих. Максимальна напруга - 69,02 МПа. У вертикальних важелях - 17,26 МПа, в боковинах - 5,8 МПа, в тязі 23 МПа, в горизонтальному важелі - 11,5 МПа і в опорах - 5,8 МПа. Ці напруження відповідають запасу міцності 1,73 при допустимому 1,5-2. Виходячи с цього, спроектована конструкція гальма може бути використана для піднімальної машини МК-5х4.

4. За результатами розрахунку колодки (рис. 3) можна помітити що тиск не перевищує допустимому значенню 2 МПа, що зазначено в технічному завданні. Це свідчить про те, що тиск в накладках розподіляється рівномірно і як наслідок стирається теж рівномірно.

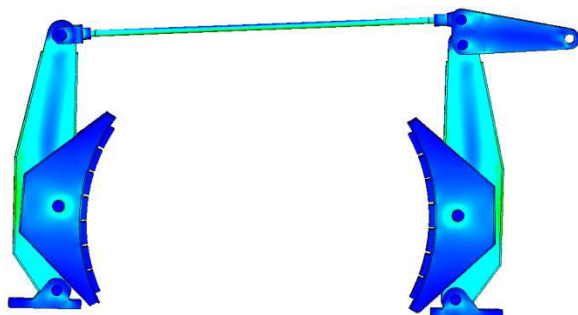


Рисунок 2 – Напружено-деформований стан колодкового гальма шахтної піднімальної машини МК-5х4

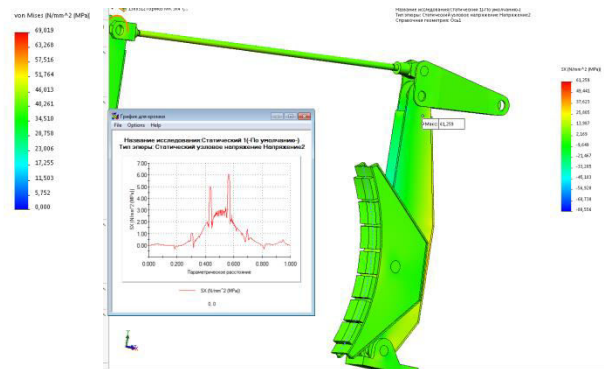


Рисунок 3 – Розподіл контактного тиску гальмівної колодки

Висновок:

Запропонована конструкція гальма відповідає всім вимогам, що наведені у технічному завданні та може бути використана для багатоканатної піднімальної машини МК-5х4. Запас міцності конструкції складає 1,73, що задовольняє заданим умовам міцності.

УДК 622.673.1

Робул К.О. студент гр.. 133-17м

Науковий керівник: Панченко О.В., к.т.н., доцент кафедри гірничих машин і інжинірингу

(Національний технічний університет "Дніпровська політехніка", м. Дніпро, Україна)

РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КОПРОВОГО ШКІВА БАГАТОКАНАТНОЇ ПІДІМАЛЬНОЇ МАШИНИ МПМН 5Х4

Для умов Запорізького залізорудного комбінату, багатоканатної піднімальної установки МПМН 5х-4 необхідно спроектувати копровий шків, під наступні вихідні дані: висота підйому 1500 м; тип піднімальної посудини – скіпова; річна продуктивність шахти 1,4 млн. т; кількість канатів - 4 шт.

Ціль – розроблення рекомендацій на проектування копрового (направляючого) шківів багатоканатної піднімальної машини МПМН 5х4.

Поставлена задача була виконана поетапно:

1. Провести аналіз конструкції копрового шківів піднімальної машини МПМН-5х4;
2. Визначити попередні параметри копрового шківів, підібрати підшипник під вал, а також побудувати модель корпусу підшипника;
3. Спроектувати модель копрового шківів, для подальших розрахунків;
4. Перевірка напружено-деформованого стану спроектованого шківів;
5. Визначення навантажень на вал, побудова епюр згинальних моментів, перевірка міцності спроектованого валу, та розрахунок підшипника на довговічність.

Шківів копрові призначені для підтримки і напрямки сталевих канатів в шахту. Встановлюються на підшківному майданчику шахтного копра. На рисунку 1 позначено: сектор копрового шківів 1, розпірки жорсткості 2, обод 3, заклинений шків 4, переставна втулка 5, підшипник 6 який закріплений на валу 8, а також корпус підшипника 7.

На валу 8 розташовано чотири шківів. Заклинений шків 4 закріплений на валу нерухомо по пресовій посадці, інші шківів з бронзовими втулками надіті на вал по ходової посадці. Це дозволяє шківів в процесі роботи провертатися відносно один до одного, та уникати прослизання канатів через відмінності в діаметрах шківів. Для підведення мастила до рухомих шківів в центрі і по радіусу вала просвердлені отвори і встановлені тавотніці. Шківів – звареної конструкції. В обіді проточується канавка для піднімального канату. Вал копрового шківів спирається на радіальні самоустановлювальні роликпідшипники, які поміщені в литі чавунні корпусу.

Використовуючи метод скінченних елементів реалізованих в SolidWorksSimulation, перевіримо напружено-деформований стан (НДС) шківів. Задамо обмеження: зафіксована геометрія на внутрішньому отворі шківів. Докладемо

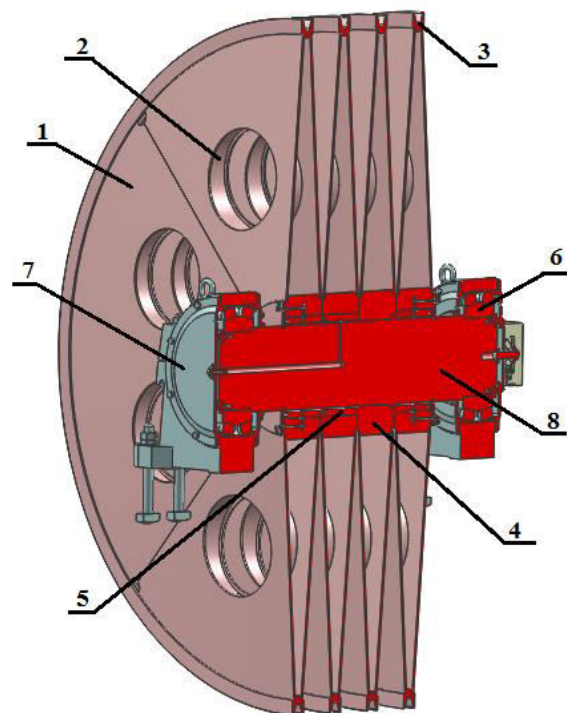


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель копрового шківів МПМН-5х4

максимальний тиск від натягу канату на обід, в місці контакту канату зі шківом, та розрахуємо статичний аналіз.

Як видно з рисунка 2, максимальне значення напруження дорівнює 27 МПа, а максимальне допустиме 90 МПа. Запас міцності при цьому складає 3,33.

Щоб визначити, що вал витримує задані на нього навантаження, потрібно розрахувати його на вигин, для цього методами опору матеріалів було розраховано моменти $M(x)$ і $M(y)$ – моменти проєкції відповідно у горизонтальній «х», та вертикальній «у» площинах, а також результуючий момент. Розрахункова схема та епюра згинальних моментів наведені на рисунку 3. Після цього визначили коефіцієнт запасу міцності він складає 5,8.

Висновки:

1) Актуальною науковою задачею є обґрунтування параметрів копрового шківів піднімальної машини МПМН-5×4.

2) При конструюванні копрового шківів була прийнята така конструкція, що складається з чотирьох шківів звареної конструкції розташованих на валу.

3) Прийнято дворядні роликові радіальні сферичні самоустановлювальні підшипники 3003792.

4) В ході комп'ютерного моделювання шківів було створено: загальна кількість компонентів - 506; унікальні деталі - 43; унікальні вузли збірки - 14. конструкція перевірена на працездатність, при цьому проаналізовано наявність інтерференції та потрібних зазорів.

5) Розроблена розрахункова модель копрового шківів для аналізу напружено деформованого стану.

6) Аналіз напружено-деформованого стану шківів показує, що максимальне напруження дорівнює 26 МПа, це менше ніж максимально допустимий 90 МПа. Запас міцності складає 3,5, що відповідає правилам безпеки.

7) Виконаний розрахунок вала показав, що коефіцієнт запасу міцності складає 5,8. Отже параметри вала обрані вірно.

Перелік посилань

1. Димашко А.Д. Шахтні електричні лебідки і підйомні машини. Довідник. Вид. 4, перероб. та доп М., «Недра», 1973. 364с.

2. Завозін Л.Ф. Шахтні підйомні установки. «Недра» 1975 р.

3. Анурьев В.И. Довідник конструктора – машинобудівника: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перероб та доп./ под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.

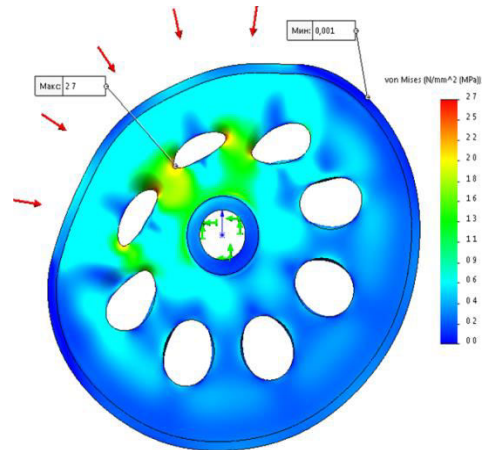


Рисунок 2 – Напружено-деформований стан шківів

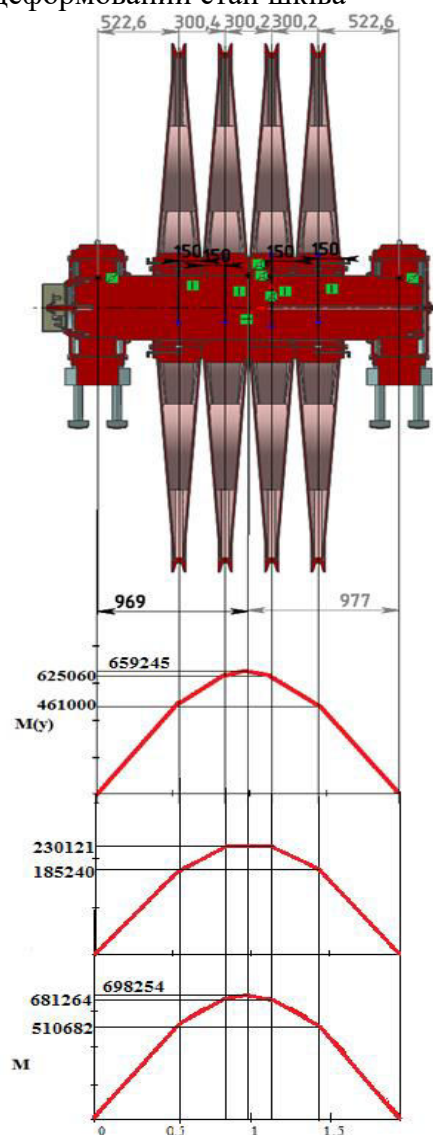


Рисунок 3 – Епюра моментів

Зозуля К.В., студентка групи 133М-17-1

Керівник: Панченко О.В. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу
(Державний ВНЗ «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)

РОЗРОБКА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОРИННОГО ВАЛА ШАХТНОЇ ПІДЙІМАЛЬНОЇ МАШИНИ МПМН-5×4 ВІДПОВІДНО ДО ТЕХНІЧНОГО ЗАВДАННЯ.

Робота виконується в рамках договору між ПАТ «НКМЗ» та Державним вищим навчальним закладом «Дніпровська політехніка» для Запорізького залізорудного комбінату. Технічна задача полягає в аналізі конструкції корінного вала підйімальної машини МПМН 5х4, та проектуванні моделі вала в умовах експлуатації Запорізького залізорудного комбінату.

Метою проекту є розробка параметрів корінного вала підйімальної машини МПМН-5×4

Для досягнення поставленої мети були вирішенні наступні питання:

1. Провести аналіз конструкції корінного вала підйімальної машини МПМН 5×4.
2. Провести розрахунок та визначити параметри корінного вала, підібрати опорні підшипники.
3. Спроекувати модель корінного вала.
4. Провести аналіз напружено-деформованого стану корінного вала.
5. Визначити навантаження на вал, перевірити спроектовану модель вала на міцність.

Зборка головного вала багатоканатної підйімальної машини складається з канатоведучого шківів 1, корінного вала 2 і корінних підшипників 3, з'єднувальної муфти 4. Канатоведучий шків звареної конструкції з'єднаний з литою сталеву маточиною зварюванням. Маточина, насаджена на корінний вал по гарячій посадці, зварена з двох частин. Гальмівні обіддя закріплені на обичайці зварюванням. Обичайка лобовини, гальмівні обіддя і ребра жорсткості виконані з листової сталі. До дисків і ребер маточини приварені лобовини і ребра жорсткості канатоведучого шківів. На рамі звареної конструкції встановлені корпуси підшипників, опори гальма і привід гальма.

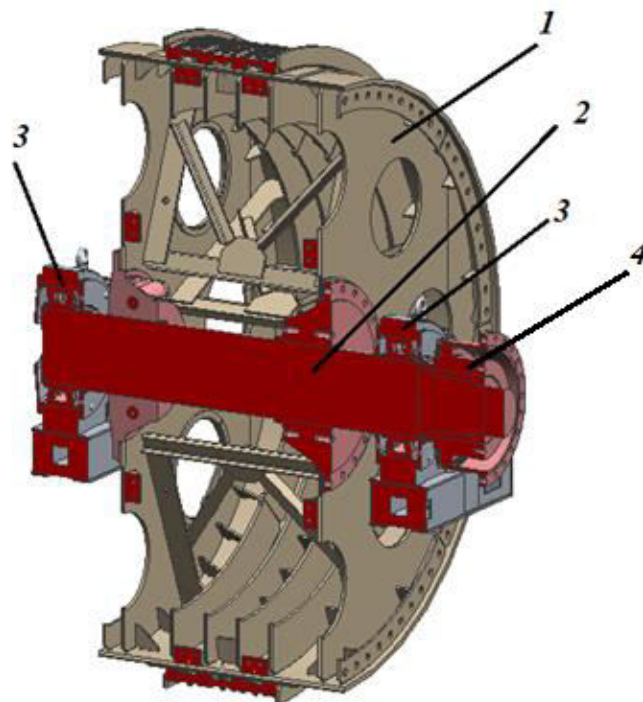


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель шківів в зборі МПМН-5×4

Використовуючи метод скінченних елементів в SolidWorksSimulation, виконується перевірка напружено-деформованого стану корінного вала зі шківом тертя. Проводиться розрахунок. Результат аналізу показано на рисунку 2.

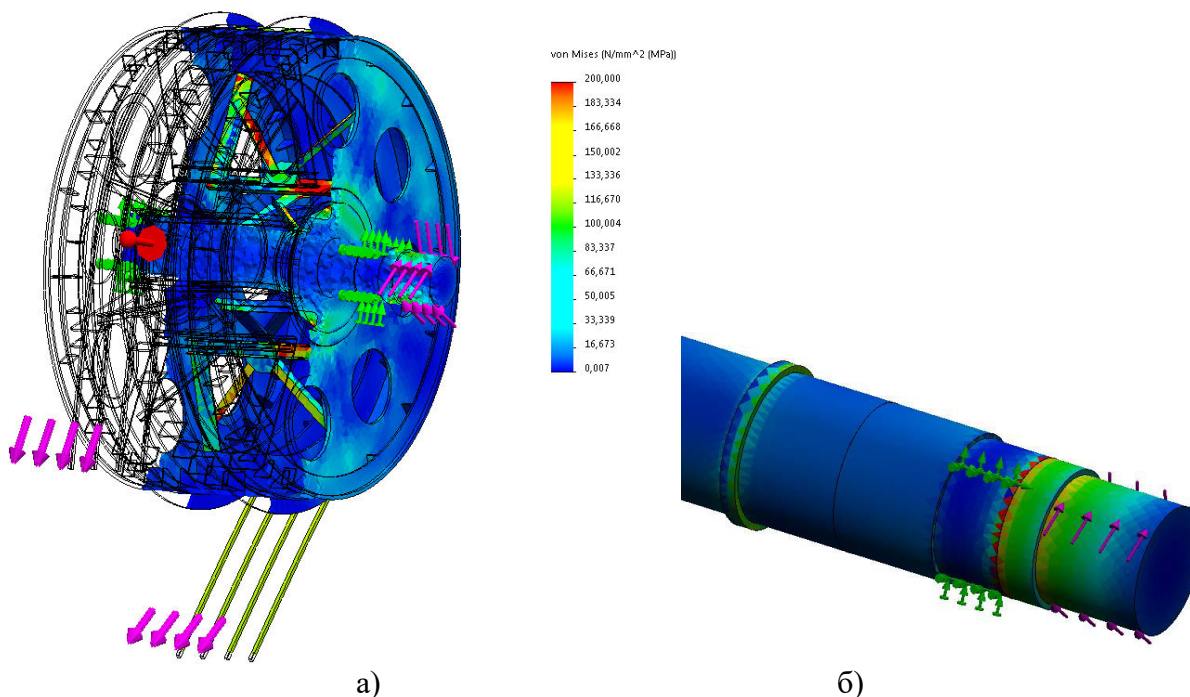


Рисунок 2 – Напружено-деформований стан корінного вала зі шківом тертя (а), окремо вала (б)

В результаті вищезазначеного можна зробити наступні висновки

4. Проведений аналіз конструкції корінного вала та спроектована модель.
5. Проведений аналіз напружено-деформованого стану корінного вала.
6. Із проведеного аналізу можна зробити висновок, що спроектований корінний вал є працездатним, так як витримує задане навантаження та має запас міцності більше ніж 2. Запропонована модель корінного вала задовольняє необхідні умови.

Перелік посилань

1. Завозин Л.Ф. «Шахтныеподъемные установки». Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Недра», 1975, 368 с.
2. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кревиевич А.А. Шахтныеелектрическиелебедки и подъемныемашины. Справочник. Изд. 4, перераб. и доп. М., «Недра», 1973, 364 с.
3. Анурьев В.И. Довідник конструктора – машинобудівника: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перероб та доп./ под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
4. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн.1 Изд.- 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977. 623 с.

УДК 62-73:621.225.2

Норенко Д.Д., студентка групи 133м-17-1**Керівник: Кухар В. Ю. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу***(Національний технічний університет «Дніпровська Політехніка» м. Дніпро, Україна)***РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ФІЛЬТРУВАЛЬНОГО БЛОКУ БФ-100
ФИЛЬТРУ ФРУ-190-2**

Проблема очистки великих об'ємів технічної води від механічних домішок є актуальною у всіх видах промисловості (гірничої, хімічної, коксохімічної, теплоелектростанції й тому подібні). Водопостачання підприємств тяжкої індустрії характеризується великою кількістю твердих включень органічного й неорганічного походження. Одним з прикладів фільтруючих засобів промислової води – фільтр з ручним керуванням ФРУ-190-2, який розроблений ООО «Океанмашенерго» м. Дніпро.

До переваг фільтру можна віднести:

- Подвійний спосіб чистки;
- Продовження фільтрації води при чищенні;
- Низький перепад тиску у фільтрі;
- Велика брудоемність фільтрувальних блоків.

Але також у конструкції ФРУ-190-2 знайдені й недоліки:

- Чистка фільтру проводиться за допомогою повороту ручки щітки очищувача вручну.

Якщо звернути до уваги людський фактор, а саме, при не виконанні умов очистки записаних у керівництві з експлуатації, можуть статися проблеми такі як:

- При забрудненій сітці відбувається велика трата тиску на проходження води;
- Через залипання елементів фільтру у воді, підшипнику у кришці та опори очисного валу – збільшується зусилля крутіння рукояті.

Рішенням даної проблеми було прийнято замінити ручний привід на гідравлічний з автоматизованою системою чистки фільтрувальних блоків.

Для здійснення заміни приводів були поставлені такі технічні задачі:

1. Провести розрахунок опорів які відчують очищувачі блоку, щоб підібрати потужність гідравлічного приводу.
2. Обґрунтувати параметри, розрахунок та проектування гідравлічного приводу фільтрувального блоку БФ-100.

Після рішень технічних задач можна зробити такі висновки:

1. Розраховані потрібні параметри гідроприводу:
 - 1) Момент – 300 Н×м;
 - 2) Частота обертання – 7 об/хв;
 - 3) Потужність – 0,5 кВт.
2. Обраний гідромотор МГП-300 з такими технічними характеристиками:
 - 1) Крутий момент – 196Н×м ;
 - 2) Потужність – 0,5 кВт;
 - 3) Частота обертання – 7 об/хв;
3. Була змінена конструкція ФРУ-190-2 з ручним приводом (рис. 1) [1] на гідромотор (рис. 2)



Рисунок 1 – Фото ФРУ-190-2 з рукояттю

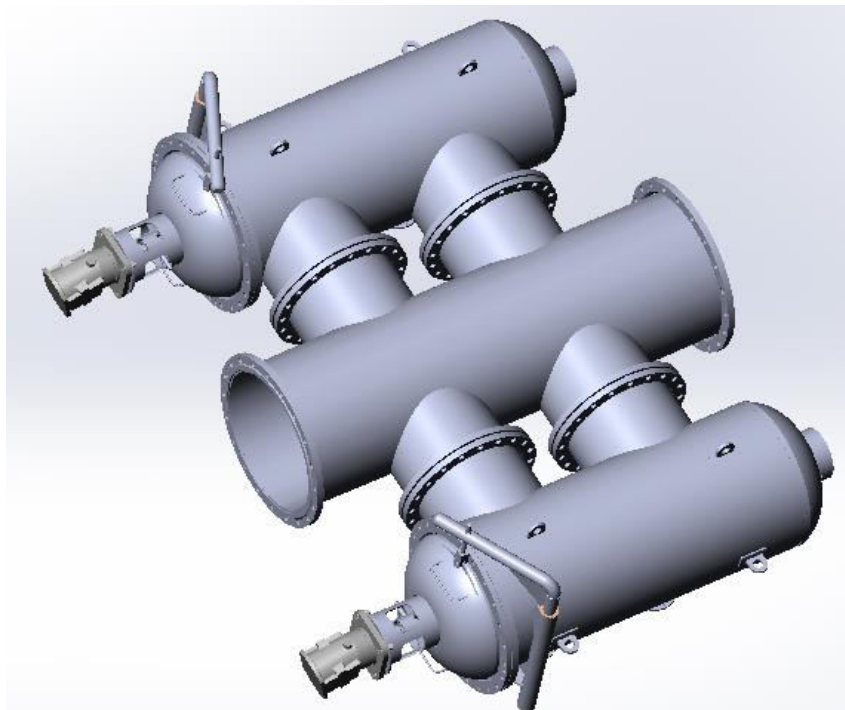


Рисунок 2 – Оновлена конструкція фільтру ФРУ з гідроприводом

Перелік посилань

1. <http://www.oceanmas.dp.ua/>