

# Том 16

# Гірничі машини

УДК 622.927.87

Меркулова А.В. студентка групи ГМмм15-1

Науковий керівник: Панченко О.В., доц. кафедри гірничих машин та інжинірингу (Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)

### КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ БОБИНОЇ УСТАНОВКИ З ГУМОТРОСОВИМ КАНАТОМ

Концептуальна модель експериментальної бобини установки з гумотросовим канатом є одним із видів підйомно-транспортних машин та застосовується для підйому штучних вантажів та сипучих у судинах. Особливістю бобинного підйому є залежність діаметру барабана по середній лінії канату від кількості витків, при цьому збільшуються інерційні складові зусиль, навантаження на двигун стає нерівномірним. Також під час експлуатації гумотросових канатів (РТК) деформується тіло тягового органу, змінюється його довжина за залежністю параболічного виду. Для боротьби з описаними проблемами потребуються спеціальні прилади для частотного регулювання асинхронного двигуна, датчики для відстеження деформації тягового органу, їх застосування допоможе вирівняти швидкість підйому вантажу та продовжити строк служби складових частин машини. Дана установка розробляється для експлуатації та дослідження в лабораторних умовах властивостей канату РТК. Виходячи з даних, опублікованих у статтях за суміжними темами, до установки було виставлено наступні вимоги: вантажопідйомність не менше 200 кг, висота підйому 10-12 м, швидкість обертання барабану не більше 1 об./хв.

Для економії бюджетних коштів було прийнято рішення спроектувати установку на базі обладнання, що є в наявності. Таким чином складовими частинами установки стали: гумотросовий канат РТК, мотор-редуктор зі вмонтованим колодковим гальмом, експериментальна модель бобини з ручним приводом.

В концептуальній моделі експериментальної бобини установки з гумотросовим канатом енергія передається наступним чином: від двигуна, через зубчаті передачі редуктора до барабану, фланець якого сполучається з вихідним валом редуктора через шпонковий паз. Барабан, обертаючись, намотує на себе канат, перекинутий через відхиляючий шків, до вільного кінця канату чіпляється вантаж через запасувальний механізм. Вантаж підіймається вертикально, скіп, в якому він знаходиться, рухається вздовж натягнутих напрямляючих тросів, що попереджують відхилення та кручення вантажу. Троси натягнуті та закріплені між рамою машини та фундаментом талрепами конфігурації вухо-гак.

Метою даного проекту є, виходячи з функціонального призначення барабанної установки, за допомогою САПР MathCAD, та SolidWorks визначити максимальну вантажопідйомність з урахуванням потужності двигуна та міцності конструкції, виконати кінематичний та динамічний розрахунок параметрів і розробити конструкцію приводу бобини установки з гумотросовим канатом.

Поставлена задача була виконана поетапно:

1. Вибір схеми схемикомпановки .
2. Вибір елементів установки з врахуванням наявного обладнання та матеріалів.
3. Визначення тягової здатності бобини.
4. Розроблення тривимірної моделі установки

#### Хід роботи

Оскільки у моделі барабана є відкрита зубчата передача, було розглянено концепт установки, у котрому вона наявна. Зображення тривимірної моделі з даною компою представлено на рисунку 1.



Рисунок 1 – Установка з відкритою зубчатою передачею

При проведенні розрахунків з'ясувались наступні параметри моделі:

- Вантажопідйомність 1856 кг
- Швидкість обертання бобини 0,0514 об/мин
- Кількість витків РТК= 9
- Підвищення стійкості конструкції за рахунок застосування металоємкого сортаменту.
- Великі витрати на точне виготовлення зубчатого валу-шестерні.

Оскільки деталі установкинє були розраховані на навантаження майже у 2 тонни, рама, опори барабану та вали вийдуть з ладу ще до того, як конструкція задовольнить подану вантажопідйомність. Крім того установка створюється задля дослідження властивостей канату, для здійснення цього барабан може обертатися швидше. Прийнято рішення відмовитися від відкритої зубчатої передачі. Фінальний концепт зображено на рис.2.

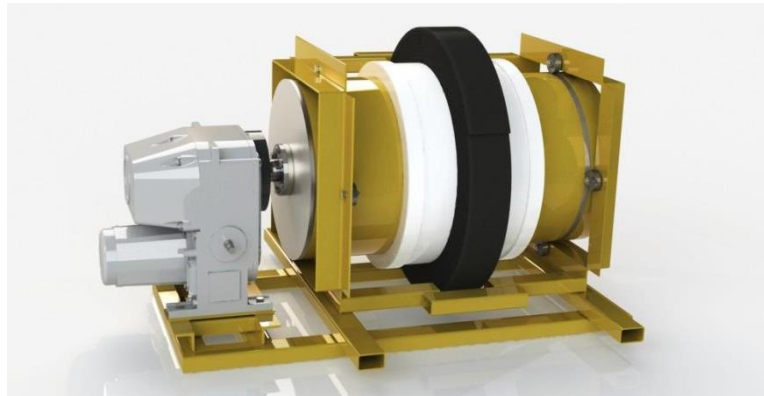


Рисунок 2 – Установка з передачею через фланець

При проведенні розрахунків з'ясувались наступні параметри моделі:

- Вантажопідйомність 220 кг
- Швидкість обертання бобини 0,616 об/мин, в 12 раз швидше
- Кількість витків РТК= 9
- Наявність в конструкції більшої кількості зварних елементів (неможливість розборки, збільшення кількості концентраторів напруження).

Висновок: виходячи з початкових умов такі параметри даної компоновки є задовільними, оскільки витримується вантажопідйомність та швидкість підйому, конструкція відрізняється простотою та надійністю, а також не перевантажується.

УДК 621.926.22

Шевцов О.С. студент гр. ГМмм-14-1

Науковий керівник: Бондаренко А.О., професор кафедри ГМІ

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ Й РОЗРАХУНОК ВУЗЛА ГІДРОЦИКЛОНІВ**

Піском називається матеріал, отриманий в результаті природного руйнування гірських порід або шляхом дроблення і подрібнення порід на спеціальному обладнанні до розміру не крупніше 5 мм [1].

Підвищені вимоги до якості чистоти матеріалу, використовуваного в відповідальних спорудах, дорожніх покриттях, будівельних конструкціях, вимагає обов'язкового застосування обладнання для промивання, що дозволяє видалити глинисті, мулисті, органічні та інші включення при виробництві щебеню, піску [2]. Тільки так можна за-

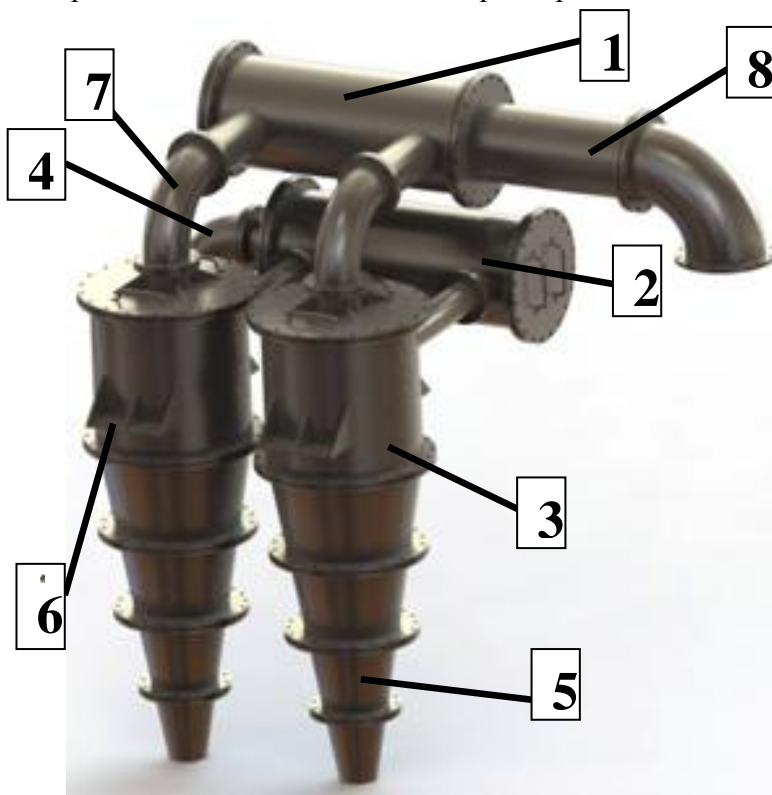


Рисунок - Вузол гідроциклонів

безпечити гарантовано якісним вихідним матеріалом, наприклад, бетонні заводи, які в свою чергу можуть отримати продукцію, що відповідає всім нормативним документам: бетон, залізобетонні конструкції, палі, плити перекриття, фундаменти блоки і т.п.

Для отримання якісного товарного продукту вихідний пісок промивають з використанням установок на базі гідроциклонів, поєднаних у вузли. Гідроциклон - (відцентровий сепаратор) апарат, призначений для знешламлювання, класифікації пульпи в стадіях тонкого подрібнення [3].

Вузол гідроциклонів є складовою частиною установки для переробки піску продуктивністю 200 т/год.

Конструкція вузла гідроциклонів зображена на рисунку, складається з зливного короба 1, короба живлення 2, гідроциклонів 3, патрубку живлення 4, піскового патрубку 5, кронштейну 6, зливного патрубку гідроциклонів 7, зливного патрубку короба 8.

Принцип дії: пульпа потрапляє в короб живлення далі через два патрубки потрапляє до гідроциклонів. Потік пульпи подається відцентровим ґрунтовим насосом через тангенціальний патрубок, який знаходиться в циліндричній частині гідроциклонів. Далі він рухається гвинтовою спіраллю і направляється в конічну частину, де через піщаний патрубок виходять крупніші частинки піску. Далі потік в конічній частині гідроциклонів перевертається до центральної осі, а після цього починає рухатися циліндричною спіраллю вгору, прямуючи до зливної насадки, за допомогою якої він видаляється з апарату забираючи дрібніші частинки які скупчуються ближче до осі апарату.

В роботі виконане моделювання вузла гідроциклонів і розрахунок вірогідності потрапляння зернистого матеріалу різної крупності до патрубків гідроциклону. Отримані результати приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Розрахункові значення вірогідності потрапляння зернистого матеріалу різної крупності до патрубків гідроциклону

Клас крупності, мм	Вихід зернистого матеріалу, %	Вірогідність по потрапляння до піскового продукту, %	Вихід зернистого матеріалу у пісковий продукт, м /год.	Вихід зернистого матеріалу у злив, м /год.
1,25 - 10	29	100	37,5	0
0,63 - 1,25	20	99	25,6	0,2
0,315 - 0,63	35	97	43,9	1,3
0,16 - 0,315	11	76	10,8	3,4
< 0,16	5	22	1,3	5,1

Розрахункові значення вірогідності потрапляння зернистого матеріалу різної крупності до патрубків гідроциклону дозволили розрахувати параметри матеріального балансу вузла гідроциклонів за пульпою, піском та водою. Розрахункові значення матеріального балансу вузла гідроциклонів приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Матеріальний баланс потоків для вузла гідроциклону

Злив		
Q <sub>п</sub> - пульпа	Q <sub>т</sub> - пісок	Q <sub>в</sub> - вода
γ - 74,39%	γ - 7,84%	γ - 90%
469,71 м /год	10,14 м /год	459,57 м /год
Живлення		
Q <sub>п</sub> - пульпа	Q <sub>т</sub> - пісок	Q <sub>в</sub> - вода
γ - 100%	γ - 100%	γ - 100%
640 м /год	129,34 м /год	510,66 м /год
Товарний продукт		
Q <sub>п</sub> - пульпа	Q <sub>т</sub> - пісок	Q <sub>в</sub> - вода
γ - 26,61%	γ - 92,16%	γ - 10%
170,29 м /год	119,2 м /год	51,09 м /год

Розрахункові значення матеріального балансу вузла гідроциклонів приведені в таблиці 2.

**Висновок:**

На основі розрахунку режимних та конструктивних параметрів була побудована модель вузла гідроциклонів, отримані розрахункові значення вірогідності потрапляння зернистого матеріалу різної крупності до патрубків гідроциклону і матеріальний баланс вузла гідроциклонів.

**Перелік посилань**

1. Бондаренко А.О. Гірничі машини для відкритих гірничих робіт : навч. посібник /А.О. Бондаренко ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Д.:НГУ, 2017. – 123 с.
2. Бондаренко А.О.Метод расчета конструктивных параметров горизонтальных классификаторов/А.О. Бондаренко// Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2017, Вып. 5. – С. 40 – 47.
3. Бондаренко А.О. Математическая модель движения несущего потока в классификаторе гидравлическом горизонтальном/А.О. Бондаренко// Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2015, Вып. 1. – С. 21 – 28.

УДК 621.926.22

Хомайченко С.В. студент гр. ГМмм-14-1

Науковий керівник: Бондаренко А.О., проф. кафедри гірничих машин та інжинірингу

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет». м Дніпро. Україна)

### РОЗРОБКА ТЕХНИЧНОГО ПРОЕКТУ ВУЗЛА ГІДРОКЛАСИФІКАЦІЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ПІСКУ ПРОДУКТИВНІСТЮ 200 т/Г

Для забезпечення якісного матеріалу для виготовлення будівельних конструкцій, доріг або інших відповідальних конструкцій зазвичай використовують установки для переробки піску (рис) [1-3]. Установки такого типу використовують для видалення пилу та інших небажаних включень з перероблюваного піску, для підвищення якості конструкцій які вміщують пісок [4, 5].

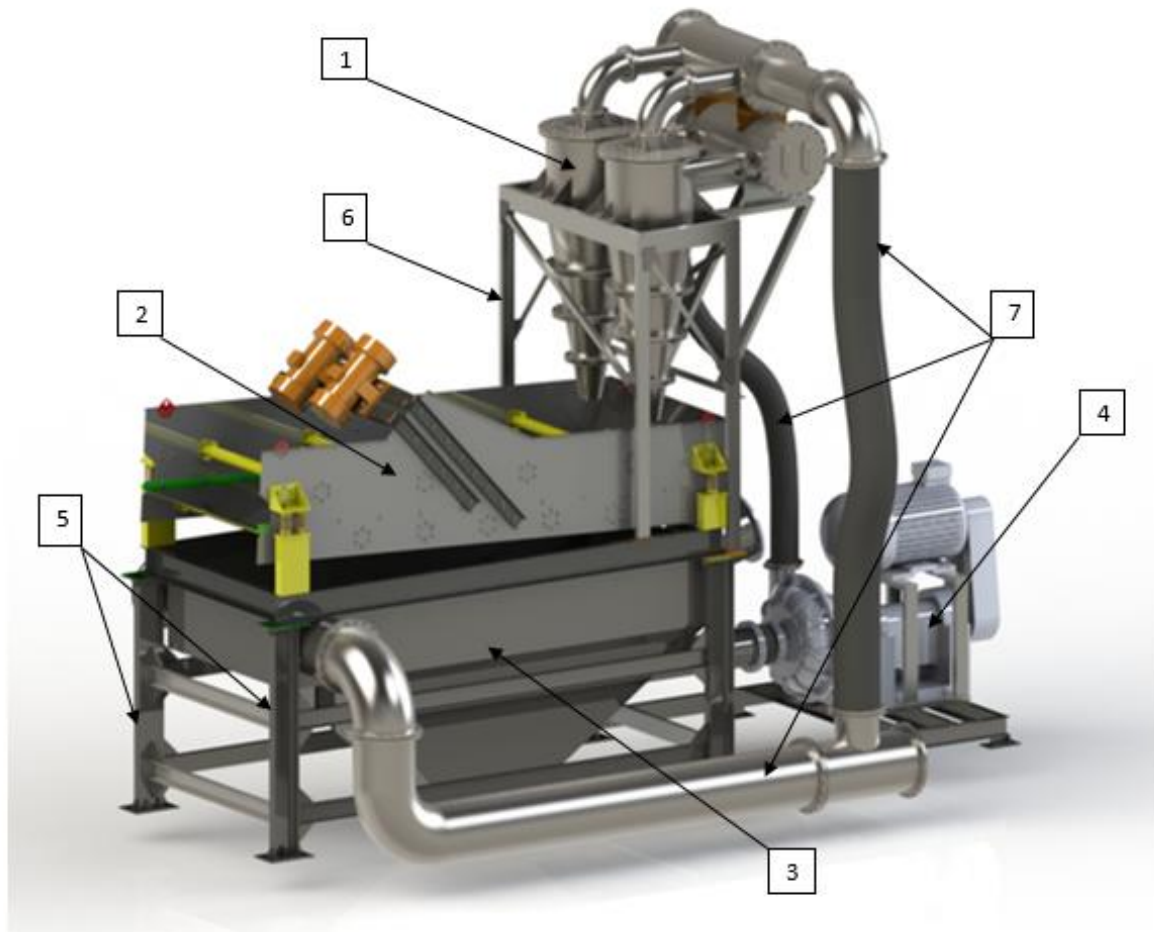


Рисунок - Установа для переробки піску

Установа складається з вузла гідро циклонів 1, зневоднювального грохота 2, корита-гідрокласифікатора 3, ґрунтового насоса 4, опорної рами 5, рами вузла гідроциклонів 6, напірних та зливних патрубків 7 (рис).

В роботі був виконаний розрахунок конструктивних параметрів корита-гідрокласифікатора, який є складовою частиною установки [6, 7]. Розрахунок площі корита-гідрокласифікатора проводився за відомою формулою

$$F = \frac{Q_{prs}}{\omega_{0.15}} = \frac{0,185}{0,013} = 14,257 \text{ м}^2$$

де  $Q_{prs}$  – продуктивність по пульпі;  
 $\omega_{0.15}$  – швидкість падіння у воді частинки піску розміром 150 мкм.

Для розрахунку діаметрів патрубків застосована залежність

$$D = 1.128 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V \cdot 3600}}$$

За результатами розрахунків отримані значення діаметрів патрубків згідно ГОСТу (таблиця).

Таблиця 1 – Обґрунтування параметрів патрубків

Найменування патрубка	Розрахований діаметр, м	Вибраний діаметр за ГОСТ 10704-91, м
Зливний патрубок початкової пульпи	0.58	0.53
Всмоктувальний патрубок	0.299	0.325
Зливний патрубок	0.238	0.53
Напірний патрубок	0.273	0.273
Патрубок обслуговування	0.58	0.114

Висновок:

На основі розрахунку режимних та конструктивних параметрів була побудована модель установки для переробки піску та детально розроблен корито-гідрокласифікатор, обґрунтовані параметри та відповідно до ГОСТу вибрані діаметри патрубків та фланців.

#### Перелік посилань

1. Бондаренко А.О. Гірничі машини для відкритих гірничих робіт : навч. посібник / А.О. Бондаренко ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Д.: НГУ, 2017. – 123 с.
2. Франчук В.П. Горизонтальные классификаторы. Основы теории и расчета: моногр. / В.П. Франчук, А.А. Бондаренко; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2016. – 111 с.
3. Бондаренко А.О. Метод расчета конструктивных параметров горизонтальных классификаторов / А.О. Бондаренко // Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2017, Вып. 5. – С. 40 – 47.
4. Бондаренко А.О. Комбинированный комплекс добычи и переработки для освоения месторождений строительных песков / А.О. Бондаренко // Уральский государственный горный университет «Известия вузов. Горный журнал». – 2016, №2. – С. 14 – 19.
5. Бондаренко А.О. Математическая модель движения несущего потока в классификаторе гидравлическом горизонтальном / А.О. Бондаренко // Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2015, Вып. 1. – С. 21 – 28.
6. Бондаренко А.О. Обоснование параметров комплекса для переработки мелкозернистых песков / А.О. Бондаренко // Сборник научных трудов Днепро-дзержинского государственного технического университета. Машинобудування, механіка. – 2014. – №1(23). – 126 – 129.
7. Бондаренко А.О. Математическая модель движения несущего потока в классификаторе гидравлическом горизонтальном / А.О. Бондаренко // Известия Тульского государственного университета. Науки о земле. – 2014, Вып. 1. – С. 74 – 82.



УДК 621.926.22

Іонас Г.І. студентка гр. ГМмм-14-1

Панченко О.В., к.т.н., доцент кафедри ГМІ

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ СИЛОВОГО ЗАМИКАННЯ ЩОКОВІ ДРОБАРКИ З ПРОСТИМ РУХОМ ЩОКИ ЩДП 15×21

В процесі експлуатації машини, призначені для транспортування, дроблення і класифікації матеріалу, піддаються навантаженням при взаємодії з гірською масою, що призводить до виникнення напружень в металоконструкціях машин, що перевищують допустимі і, як наслідок, до передчасного виходу з ладу обладнання. Щоківі дробарки – типові представники механізмів з силовим замиканням кінематичного ланцюга, частина шарнірів у них односторонньої дії. До таких відносяться шарніри С, D, E і F (рис 1, а), які носять назву розпірних і натискних плит, завжди повинні бути стиснуті, щоб уникнути розриву кінематичного ланцюга. При робочому ході допомагають сили інерції ланок. На початок зворотного ходу сили інерції, навпаки, прагнуть «розірвати» механізм в шарнірах. Замикання кінематичного ланцюга здійснюється через спеціальні тяги з пружинами, що працюють на стиснення. Щоб відбулося розмикання механізму, що стискаючі зусилля пружин в момент початку зворотного ходу щоки повинні бути могутніше сил інерції [1].

У зв'язку з цим розробка простої і надійної конструкції механізму силового замикання щоківі дробарки ЩДП 15 × 21 є актуальною технічною задачею.

Мета – виходячи з функціонального призначення дробарки за допомогою САПР Mathcad і SolidWorks проведення обчислювального експерименту, щодо визначення навантажень на механізм силового замикання з наступним обґрунтуванням його параметрів і розробки робочих креслень механізму силового замикання дробарки.

Для визначення параметрів пристрою силового замикання потрібно:

1. Виконати аналіз умов експлуатації і конструкції дробарки що розробляється.
2. Визначити параметри механізму силового замикання дробарки ЩДП 15×21.

З умов експлуатації відомо, розміри завантажувального і розвантажувального отвору, хід щоки, кути нахилу розпірних плит до горизонту, положення шатуну в розімкнутому положенні, кінематика руху дробарки. Виходячи з цього, побудована кінематична модель механізму дробарки ЩДП 15×21 (рис. 1, а) на базі якої визначено габаритні розміри механізму дробарки. визначивши геометричні параметри механізму дробарки, складена силова модель дробарки, яка вирішується графоаналітичним способом (рис. 1, б). В результаті знайдено зусилля, діючі у вузлах дробарки.

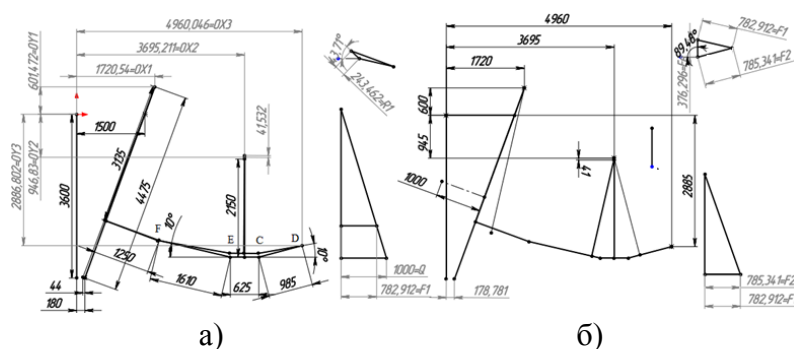


Рисунок 1 – Аналіз механізму дробарки ЩДП 15×21



На підставі отриманих навантажень визначені параметри дробарки ЩДП 15×21 [2, 3], в результаті чого побудована комп'ютерна модель щокової дробарки (рис. 2). З цієї моделі визначено моменти інерції і положення центру мас кожного вузла: рухомої щоки  $I_{рщ} = 226744,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; шатуна  $I_{ш} = 17240,91 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; передньої розпірної плити  $I_{прп} = 782,89 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; задньої розпірної плити  $I_{зрп} = 605,66 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; ексцентрика  $I_{э} = 354,46 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; шків-моховик  $I_{шм} = 38630,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; приводний шків  $I_{пш} = 65,62 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Далі створена спрощена розрахункова модель у вигляді твердотілих деталей, для визначення значення кутового прискорення рухомої щоки в програмі SolidWorks MOTION (рис.3). При цьому для кожної деталі були збережені форма, геометричні розміри і масово-інерційні характеристики. Для цього у властивостях кожної деталі задавалися маса, координати центру ваги і моменти інерції по осях відповідно розробленої раніше моделі.

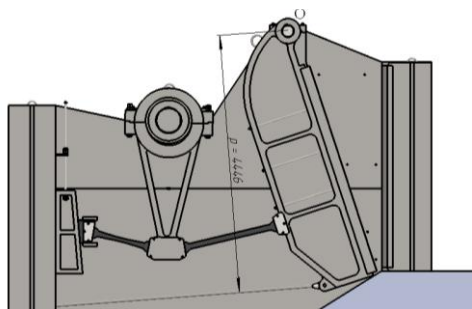


Рис.2 – Комп'ютерна модель щокової дробарки

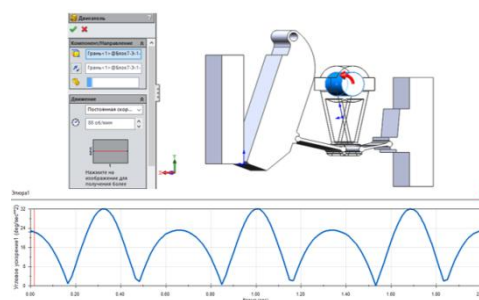


Рис. 3 – Розрахункова модель для SolidWorks MOTION

Для визначення кутового прискорення на рухомій щоці за допомогою програми SolidWorks MOTION, на ексцентриковий вал за допомогою інструменту «Двигун» задана постійна швидкість  $n = 88 \text{ об/хв}$  (рис.3). В результаті розрахунку отримано епюру зміни кутового прискорення за час роботи дробарки, з якої видно, що значення під час холостого ходу дорівнює  $24\text{с}^{-1}$ .

Тоді момент на осі рухомої щоки складатиме:

$$M_{фрш} = I_{рщ} \cdot \epsilon_{рщ} = 226744,05 \cdot 0,419 = 9,498 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{Звідси сила, що діє на пружину: } P = \frac{M_{фрш}}{p \cdot 2} = \frac{9,498 \cdot 10^4}{4,400 \cdot 2} = 10,793 \text{ кН}.$$

Такій силі відповідає пружина № 41 ГОСТ 13773-86.

Висновки:

1. Механізм силового замикання складається з: 2 пружини, 2 тяги і 4 стакани для пружини.

2. Для розрахунку механізму силового замикання визначені статичні і динамічні навантаження, що діють на ланки механізму ЩДП в процесі роботи, а саме в процесі холостого ходу.

3. У механізмі силового замикання рекомендується використовувати 2 пружини гвинтові циліндричні стиснення II класу, 4 розряду зі сталі круглого перетину з силами при максимальній деформації пружини 10,793 кН.

#### Перелік посилань

1. Лучинский В.Н. Шарнирные механизмы кривошипно-шатунного привода, Москва-1966
2. Орлов П.И. Основы конструирования Справочно-методическое пособие в 3-х книгах: - 2-е изд., проработал и дополнил – М.: Машиностроение, 1977. – Кн.2 – 859 с.
3. Олевский В.А. Конструкции, расчеты и эксплуатация дробилокю – М.:ГНТИЛЧЦМ, 1958.-459 с.

УДК 621.926.22

Маргышова М.В. студентка гр. ГМммС-15-1, Заболотный К.С., д.т.н., проф., зав. кафедры ГМИ

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

### РАЗРАБОТАТЬ ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ ПРИВОДА ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ЩДП 9×12

Щековая дробилка является универсальной машиной для дробления материалов. Применяется на различных прочных и хрупких материалах в промышленности по переработке первичной горной породы, производстве строительного камня и щебня, в металлургии на шлаках и, в лабораторных условиях. Крупность питания может достигать 1200 мм. Длительная промышленная эксплуатация дробилок позволяет заранее говорить о крупности дробленного продукта в зависимости от выставленной ширины разгрузочной щели. Дробилка ЩДП 9×12, относится к щековым дробилкам с простым движением подвижной щеки, предназначена для крупного дробления с производительность не менее – 180 м<sup>3</sup>/ч. Высокая распространенность щековых дробилок возникла благодаря надежности и невысокой стоимости эксплуатации и простоты сервисного обслуживания. В этой связи разработка простой и надежной конструкции привода щековой дробилки ЩДП 9×12 является актуальной технической задачей.

Цель – исходя из функционального назначения дробилки с помощью САПР Mathcad и SolidWorks, разработать технический проект привода щековой дробилки ЩДП 9×12.

Поставленная задача была выполнена поэтапно:

1. Выполнен анализ условий эксплуатации и устройства разрабатываемой дробилки, на основании которого предложена конструкция привода (рис. 1).

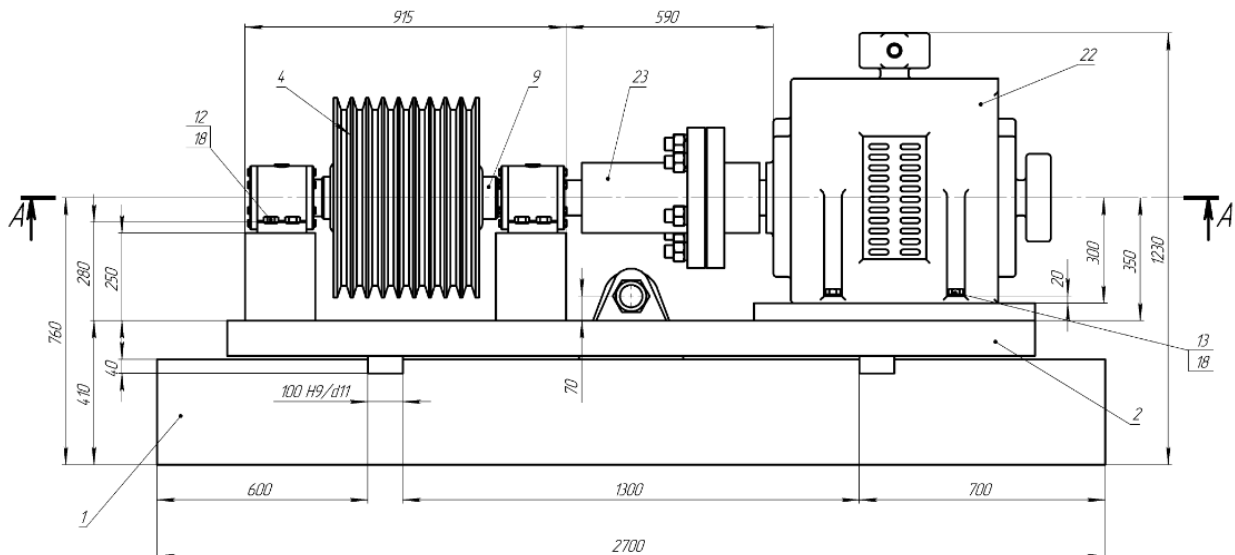


Рисунок 1 – Привод щековой дробилки

2. Используя методы теоретической механики, определены геометрические размеры привода и расчетные усилия, которые воспринимает клиноременная передача дробилки при действии рабочей нагрузки, возникающей от дробления. Показано, что сечение ремня Е(Д), диаметр приводного шкива равен - 400 мм, диаметр маховика – 2000 мм, ширина шкивов - 381 мм, количество ремней - 10, длина ремня - 10000 мм. Выбран двигатель с фазным ротором АК4-400У-8УЗ, мощностью – 400 кВт, частота вращения - 1000 об/мин.

3. Поверочний расчёт компьютерной модели шкивов показал, что напряжения в приводном шкиве не превышают - 2,8 МПа, шкиве-маховике – 9,7 МПа, при допускаемых 34 МПа, что соответствует заданным допускаемым значениям (рис.2).

4. Шкив и шкив-маховик проверен на момент инерции, расчетное значение составило –  $1542 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , а фактическое, рассчитанное по модели при помощи программы SolidWorks –  $1600 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , следовательно, параметры шкивов выбраны, верно.

5. Используя методы теоретической механики и сопротивления материалов, определены, нагрузки для регулирующей тяги регулировочного устройства ( $1,91 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ) и выполнен поверочный расчёт винтового устройства в режиме регулировки. Максимальные приведенные напряжения по четвертой теории прочности составили 5,73 МПа, что меньше допустимых, которые составляют 85 МПа. Из-за малой гибкости винта проверка на устойчивость не требуется  $\lambda = 317$ .

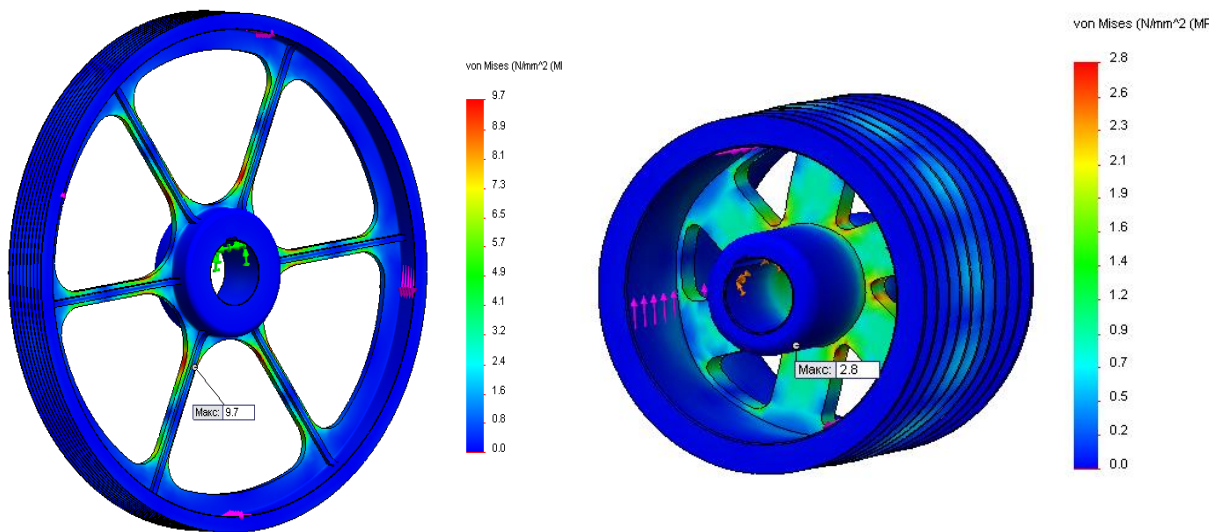


Рисунок 2 – НДС шкивов

6. Для проверки разработанной конструкции на собираемость выполнено компьютерное моделирование привода в сборе средствами SolidWorks (рис. 1). В состав узла входит: двигатель, соединенный через муфту с валом приводного шкива, который в свою очередь установлен на подшипниковые опоры. Привод установлен на подвижную раму, которая перемещается по неподвижной при помощи винтового устройства.

УДК 621.926.2

**Яременко І.А.** студентка гр. ГМмм-14-1**Полушина М.В.**, к.т.н., доцент кафедри горних машин и інжиниринга*(Державне ВУЗ «Національний горний університет», г. Дніпр, Україна)***РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СТАНИНЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ЩДС 600x900**

Один из важнейших процессов в технологии, используемой при обогащении полезных ископаемых, – это дробление, а важным оборудованием участвующее в этом процессе – дробильное оборудование или дробилки.

В работе рассматривается станина дробилки со сложным движением щеки ЩДС-600x900, предназначенная для дробления шлака. При этом шлак не должен содержать в себе металлические включения размером более 30 мм. По паспортным данным эта дробилка может быть также использована для дробления материала с допускаемым напряжением на сжатие 300 МПа.

Цель работы: выполнить обратный инжиниринг станины щековой дробилки ЩДС-600x900. На основании конструкторской документации завода ОАО «Днепрогетмаш» разработать трехмерную модель станины, исследовать ее на собираемость, выполнить поверочный конечно-элементный анализ на прочность и оценить возможности модернизации.

Станина является одним из наиболее ответственных и нагруженных узлов дробилки так как усилия, возникающие в процессе дробления материала передаются на стенки дробилки.

Дробилка щековая со сложным движением щеки (рис. 1) включает следующие конструктивные узлы: 1 – станина; 2 – неподвижная дробящая плита; 3, 15 – упоры; 4, 14 – боковые футеровки; 5 – подвижная дробящая плита; 6 – шток; 7 – эксцентриковый вал; 8 – подвижная щека; 9 – пружина; 10 – механизм регулирования выходной щели; 11 – тяга; 12 – распорная плита; 13 – смежный сухарь; 16 – откидной упор; 17 – винт; 18 – привод механизма регулирования выходной щели.

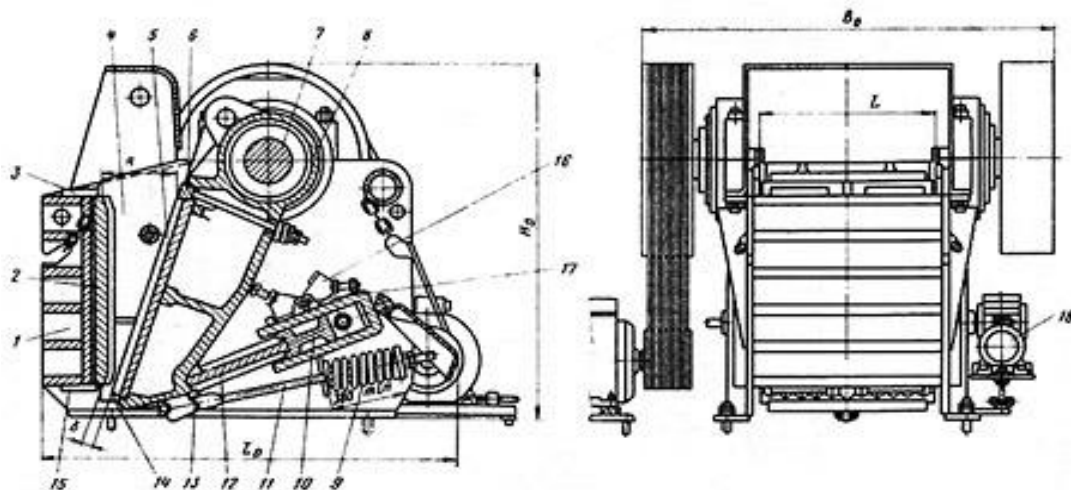


Рис. 1 - Дробилка со сложным движением щеки

По чертежам завода была разработана твердотельная модель конструкции станины (рис. 2) в САПР SolidWorks, состоящая из: связь - 1, кольцо - 2, основание - 3, направляющая - 4, ухо - 5, несколько видов ребер - 6, стенка - 7, фланец - 8, пластики - 9 и стенка станины - 10.

Трехмерная модель позволила определить отсутствие ошибок в чертежах составных частей узла и собираемость конструкции.

Для выполнения конечного элемента исследования разработана расчетная модель станины (рис. 3). На станину действуют следующие внешние нагрузки: усилие дробления  $Q=3,844\text{ МН}$  [1], вес подвижной щеки  $G=3050\text{ кг}$ , давление  $0,5\text{ МПа}$  на камеру дробления, усилие, передаваемое опорной плитой на стенку корпуса механизма регулирования шириной выходной щели  $F_1=2,86\text{ МН}$ , реакция в подшипнике повеса подвижной щеки  $R=0,22\text{ МН}$ , вес футеровочной неподвижной плиты  $4000\text{ Н}$ . Граничные условия: фиксация основания станины и симметрия.

Детали станины изготовлены из стали 3пс5 с пределом текучести  $225\text{ МПа}$ . С коэффициент запаса прочности  $1,5$  допускаемое напряжение составляет  $150\text{ МПа}$ .

Результат расчета напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов в пакете SolidWorks Simulation показано на (рис. 4) в виде эпюры распределения напряжения по Мизесу. Максимальное напряжение возникает в направляющей и равно  $202\text{ МПа}$ , что значительно превышает допускаемые.

Для уменьшения предельных напряжений конструкции проводится несколько анализов с помощью программы SolidWorks Simulation (Рис. 5).

Для уменьшения напряжений до предельно допустимого значения в конструкции станины внесены следующие изменения: толщина стенки направляющей увеличена с  $60$  до  $105$ , толщина станины увеличена с  $60$  до  $90\text{ мм}$ . Максимальные напряжения не превышают допускаемые и равны  $60\text{ МПа}$ .

Выводы:

По чертежам завода ОАО «Днепротяжмаш» разработана трехмерная модель станины дробилки ЩДС  $600\times 900$ , которая подтвердила собираемость конструкции, отсутствие ошибок конструирования. Выполнен конечно-элементный анализ модели, который показал, что конструкция не удовлетворяет условия прочности. В результате выполнена модернизация конструкции: увеличена толщина стенки направляющей и стенка станины.

Литература.

1. Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек – Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации.

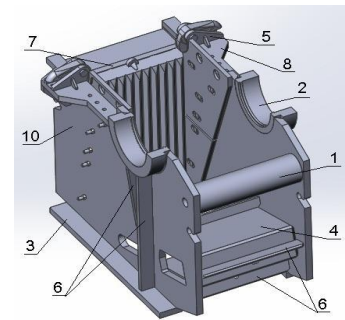


Рис. 2 – Трехмерная модель станины

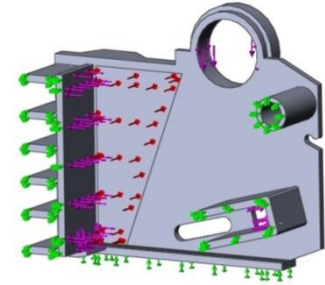


Рис. 3 – Расчетная модель станины

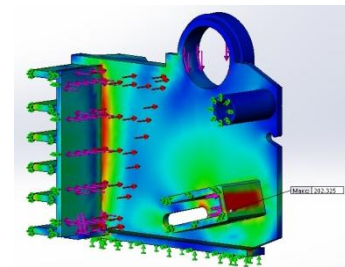


Рис. 4 – Конечно-элементная модель станины

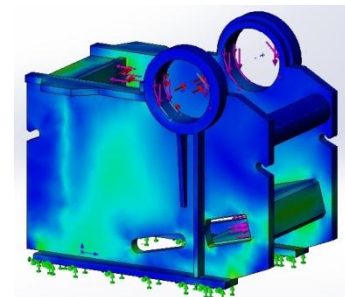


Рис. 5 – Конечно-элементная модель станины



УДК 629.4.02

**Виноградова Ю. ст.гр ГМмм-С-15****Науковий керівник: Москальова Т.В., к.т.н., доцент кафедри ГМІ***(Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна)*

### ЗВОРОТНІЙ ІНЖИНІРИНГ ПНЕВМОЦИЛІНДРУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОВОЗУ ДСЗ

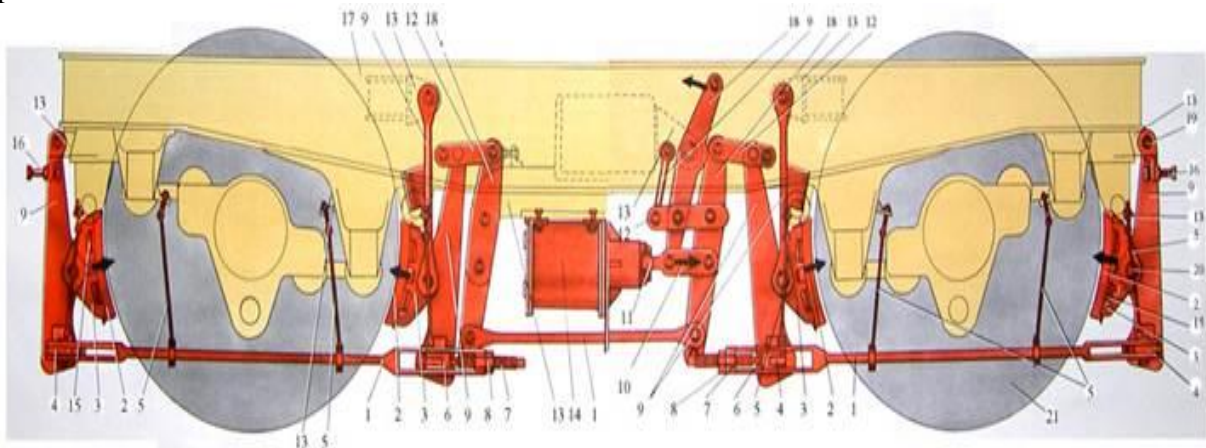
Розроблено комп'ютерну модель пневмоцилиндра гальмівної системи з метою перевірки на можливість збирання та забезпечення заданих параметрів роботи.

Електровоз ДСЗ - електровоз змінного струму, виробництва Дніпропетровського електровозобудівного заводу спільно з «Siemens».

Електровоз розроблений як універсальний для роботи з вантажними та пасажирськими поїздами на електрифікованих залізницях.

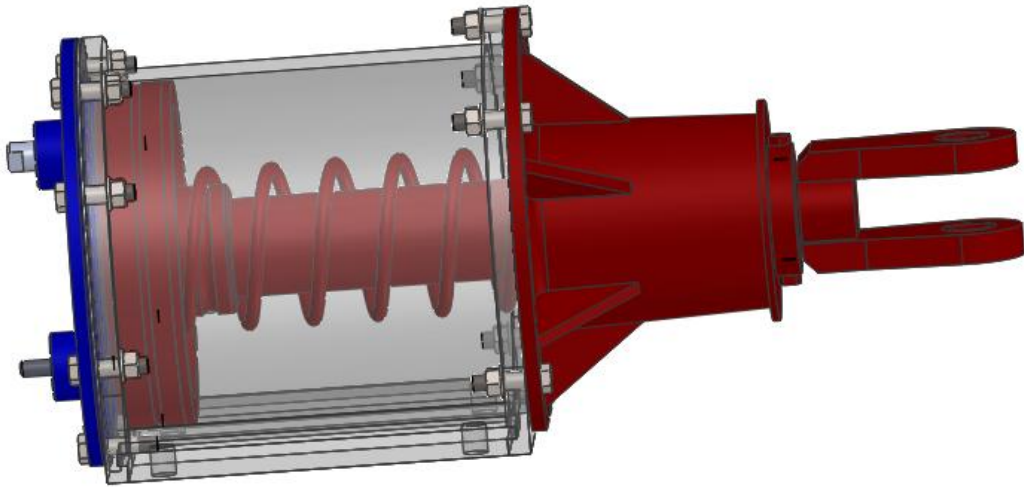
Всі машини ДСЗ знаходяться на балансі і частково працюють з пасажирськими поїздами в локомотивному депо Київ-Пасажирський Південно-Західної залізниці.

Для реалізації гальмівних зусиль, забезпечення безпеки руху і повної зупинки локомотива слугує важільна гальмівна система (рис. 1). Передача зусиль від гальмівних циліндрів до гальмівних колодок здійснюється важеля гальмівною системою з двостороннім натисканням колодок на кожне колесо.



**Рисунок 1 – Гальмівна система локомотива ДСЗ**

Пневмоциліндр (рис. 2) - одна з основних складових енергетичної частини пневматичної системи. Призначений для передачі зусиль за допомогою перетворення енергії стисненого повітря в поступальний рух елементів системи. Він є виконавчим пристроєм, що перетворює надлишковий тиск повітря в поступальний рух штока.



**Рисунок 2 – Пневмоциліндр гальмівної системи локомотива ДСЗ**

В результаті виконаної роботи були проведені перевірочні розрахунки на міцність корпусу пневмоциліндра та стійкість штоку, які показали його дієздатність.

**Перелік посилань:**

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. / Утв. Госгортехнадзором СССР 27.11.87 г. – М.: Недра, 1989. - 135 с.
2. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин - М.: Машиностроение, 1975. – 76 с.
3. Уваров Е.И. Пневмо-гидравлические системы. Расчет и проектирование. / Е.И. Уваров - М.: Машиностроение, 1988. – 65 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя./ В.И. Анурьев – М.: Машиностроение - 1992. – 87 с.



УДК 621.646.5

Забиворота С. С. студент гр. ГМмм-14-1

Науковий керівник: Москальова Т.В., к.т.н., доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)

### ЗВОРОТНІЙ ІНЖИНІРИНГ ЗАСУВКИ КЛИНОВОЇ ЛИТОЇ З ВИСУВНИМ ШПИНДЕЛЕМ DN50 PN25

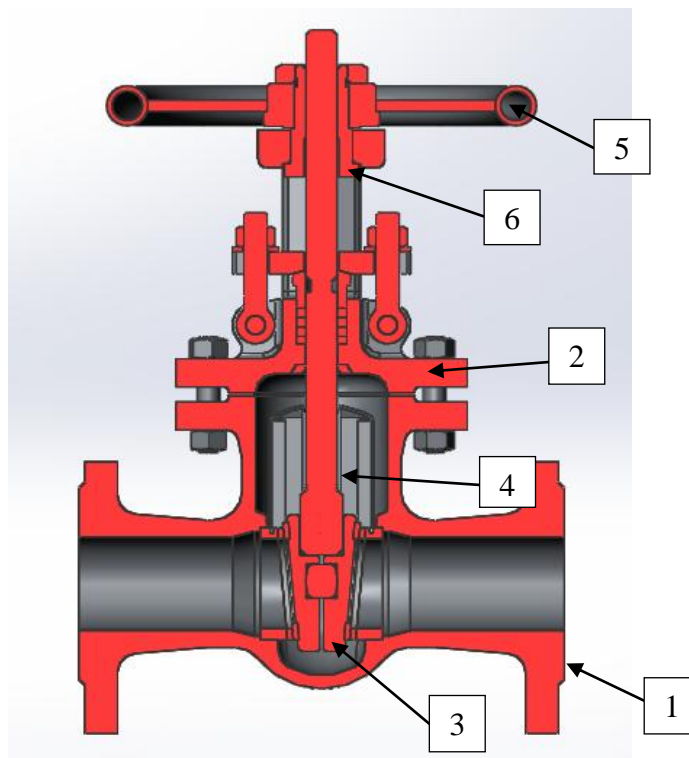
**Мета роботи:** створення 3D моделі засувки клинової литої з висувним шпинделем DN50 PN25, і перевірка її засобами SolidWorks і SolidWorks Simulation на збирання і працездатність.

Робота пов'язана з науковим напрямком кафедри Гірничих машин та інжинірингу і виконана у відповідності з договором про співпрацю з Концерном «СоюзЕнерго».

Засувка — трубопровідна арматура, в якій замикаючий або регулюючий елемент переміщається перпендикулярно осі потоку робочого середовища. Засувка клинова – засувка, у якій ущільнювальні поверхні затвора розташовані під кутом один до одного і замикаючий елемент виконаний у формі клина.

Принцип дії засувки: при обертанні маховика (5) отримує обертання різьбова втулка (6), що перетворює обертальний рух в поступальний рух шпинделя (4) і клину (3), тим самим відкриваючи або закриваючи прохідний перетин.

До основних елементів засувки відносять: 1. корпус; 2. бугель; 3. клини (диски); 4. шпindel; 5. маховик; 6. втулка різьбова (рис. 1).



**Рисунок 1 – Модель засувки клинової**

Переваги клинової засувки: простота конструкції, невисокий гідравлічний опір, універсальність застосування, широкий розмірний ряд, здатність пропускати робочий потік у будь-яких напрямках. Недоліки: тривалий час відкривання/закривання засувки,

значна будівельна висота, невисока ремонтпридатність при зносі ущільнювальних матеріалів.

Технічні характеристики засувки: приєднувальний діаметр: 50 мм, приєднання: фланцеве, установче положення: будь-яке, управління: ручне (маховик), номінальний тиск: 2,5 Мпа, (25 кгс/см<sup>2</sup>), робоче середовище: вода, пара, газ, бензин, масло, нафта та інші нафтопродукти, температура робочого середовища: від -70 °С до +450 °С, температура навколишнього середовища: від -40 °С до +50 °С, подача робочого середовища: з будь-якої сторони.

У роботі проведено розрахунок корпусу засувки в закритому положенні на міцність в SolidWorks Simulation (рис. 2). Розрахунок показав, що при максимальному тиску в 3,75 МПа, напруга в засувці дорівнює 133 МПа, при допустимому 145 МПа [1]. Після розрахунку можна зробити висновок, що корпус витримає данне навантаження.

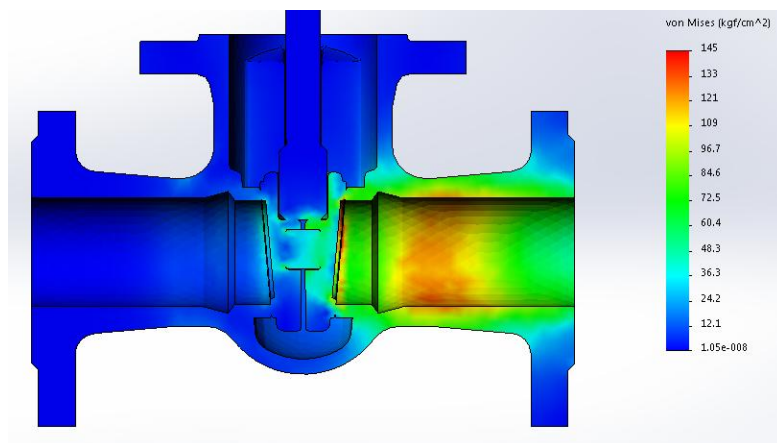


Рисунок 2 – Напруга в корпусі засувки в закритому положенні

**Висновки:** Проведений аналіз літературних джерел з обслуговування, експлуатації та розрахунками клиновий засувки.

За наданими підприємством кресленнями була створена 3D модель засувки. Відсутні деталі були підбрані самостійно. Після усунення деяких невідповідностей конструкція засувки є працездатною.

Виконаний розрахунок на міцність в SolidWorks Simulation засувки в закритому положенні, який показав працездатність конструкції.

Виконаний аналіз небезпечних факторів при роботі з засувкою. Описані можливі несправності та методи їх усунення.

Надалі планується виконати перевірочний розрахунок засувки за стандартною методикою, розрахунок засувки у відкритому положенні з використанням пакета SolidWorksFlowSimulationі по готовій моделі створити креслення.

### Перелік посилань

1. Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 368 с.