

Том 16

Гірничі машини

УДК 621.8-1/-9

Божкова В.В. студентка гр. ГМ–133м–1**Научный руководитель: Панченко Е.В.** , кандидат технических наук, доцент кафедры горных машин и инжиниринга*(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА ВАГОНООПРОКИДЫВАТЕЛЯ ВБС-93

Вагоноопрокидыватель (ВБС) предназначен для разгрузки сыпучих грузов из полувагонов грузоподъемностью 60–93 т. Применяется преимущественно на предприятиях с высоким уровнем подпочвенных вод. Основным преимуществом его является уменьшение заглубления фундамента по сравнению с роторным вагоноопрокидывателем на 5–6 м, что позволяет значительно снизить капитальные затраты на установку.

Вагоноопрокидыватель состоит из рамы, платформы с люльками, механизма опрокидывания. Управление вагоноопрокидывателем осуществляется оператором с поста управления.

Опыт использования бокового вагоноопрокидывателя ВБС-93 на производстве г. Бишкек, выявил определенные недостатки, которые не позволяют использовать его на полную мощность.

В частности с приводом наблюдались следующие проблемы:

1. Слабая несущая способность рамы привода, связана со значительными нагрузками и динамическим воздействием на неё, тем самым приводя к остановке машины и ремонту рамы.

2. Срез болтов на зубчатой муфте привода, и появление внешних и внутренних повреждений муфты, что также приводит к остановке машины и замене или ремонту муфты.

Всё это приводит к потерям времени, снижению производительности. Поэтому разработка муфты специальной конструкции с картерной смазкой является актуальной технической задачей.

Для сохранения работоспособности привода вагоноопрокидывателя ВБС-93, было принято решение разработать муфту с картерным типом смазки, который предусматривает масляную ванную.

Основное направление:

- установка специальной зубчатой муфты с картерной смазкой;
- разработать конструкцию втулки конической формы;
- разработать конструкцию ступенчатой обоймы;
- разработать торцевую крышку фигурной формы, которая не позволяет вытекание масла.

Для определения параметров зубчатой муфты требуется определить нагрузки действующие на нее, а для этого обосновать схему нагружения муфты вагоноопрокидывателя [1-3].

Для достижения поставленной цели была разработана муфта специальной конструкции с использованием картерной смазки и создана компьютерная модель устройства.

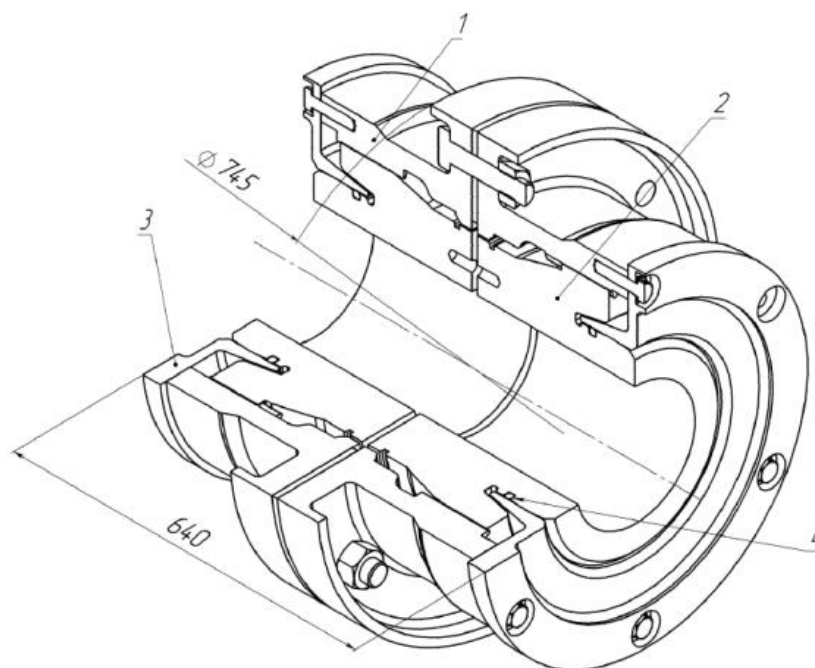


Рисунок – Специальная зубчатая муфта

В предложенной конструкции муфты с целью формирования масляной ванны в муфте обойма 1 выполняется ступенчатой формы, втулка 2 конической формы с бочкообразной поверхностью, а торцевая крышка 3 фигурной формы, причем обойма центрируется по выступу торцевых крышек, которые, в свою очередь, центрируются относительно втулок, опираясь на их бочкообразную поверхность. Масло заливается через отверстие в обоймах. Используются резиновое уплотнительное кольцо 4 круглого сечения.

Выводы:

На основе анализа состояния вопроса рекомендуются следующие параметры муфты специальной:

1. Длина муфты – 640 мм;
2. Диаметр муфты – 745 мм;
3. Модуль зубчатого зацепления – 5,6 мм;
4. Ширина зубчатого венца – 90, 100 мм;
5. Число зубьев – 80;
6. Делительный диаметр зубьев – 435 мм.

Перечень ссылок

1. Писаренко Г. С., Справочник по сопротивлению материалов, Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г.С.- 2-е изд., перераб. и доп.- Киев: Наук.думка, 1988. - 736с. - ISBN 5-12-000299-4.
2. Курмаз Л. В., Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз– М.: Высш.шк., 2007. – 455 с.: ил
3. Анурьев В. И., Справочник конструктора машиностроителя 1-й том., Изд. “Машиностроение”, 107076, Москва.

УДК 622.232.72

Волков В.В. студент гр. ГМмм-14-1**Науковий керівник: Заболотний К.С., д.т.н., проф.** кафедри гірничих машин та інжинірингу*(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)*

АНАЛІЗ ТА СПОСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДУ ПРОХІДНИЧОГО КОМБАЙНУ 1ГШ68

Зважаючи, що модернізація гідравлічного обладнання невпинно росте, необхідно оновлювати гідравлічні схеми для покращення економічних та експлуатаційних показників систем. Об'єктом для дослідження було обрано гідропривід комбайну 1ГШ68. Гідропривід складається з двох функціональних частин: силовий контур системи, та управляючий. Перший виконує функцію передачі енергії статичного тиску від насосу до гідромотора, котрий у свою чергу рухає комбайн. Управляючий контур виконує регулювання швидкості робочої рідини у силовому контурі за рахунок зміни характеристики насосу. До складу гідроприводу входять насос НП10 для регулювання та насос НП120 для забезпечення ходу комбайна уздовж забою. У схемі використовується мотор радіально-плунжерний насос ДП510И з номінальним обертальним моментом 5 кН·м та об'ємом робочої камери 510 см³. Також до схеми входять керуючі пристрої: гідророзподільники, гідроклапани, зворотні клапани. Присутні фільтри для жорсткого очищення робочої рідини та тонкого. Під час роботи гідроприводу, робоча рідина нагрівається від тертя, та слугує теплопровідником від гідравлічного обладнання, тому у схему встановлено холодильник. Особливістю схеми є наявність швидкого відводу робочої рідини від гідромотору. Це дозволяє швидко припинити подачу комбайна. Ще одна особливість, це підпитка силового контуру за рахунок нагнітання рідини з управляючого контуру, задля зменшення пагубної дії кавітації на лопатки гідронасосу.

Модернізацію гідроприводу можливо здійснити наступним чином. Встановити нове обладнання, яке має більш високі показники ККД (коефіцієнт корисної дії) та ефективності. Зменшити втрати на тертя рідини у трубопроводах мережі. Змінити тип робочої рідини. Кардинальною мірою є заміна управляючого контуру на електричне керування. Це зменшить кількість елементів схеми та має підвищити надійність системи.

Для аналізу схеми за допомогою інструментів САПР SOLIDWORKS Routing було побудовано 3D-модель гідроприводу з умовним представлення гідравлічного обладнання. За допомогою можливостей SOLIDWORKS Flow Simulation було проаналізовано потік рідини у гідравлічній мережі для встановленого та перехідного режимів.

УДК 621.885.8

Ионас А.И. студентка гр. ГМмм-14-1*(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ВЕРТЛЮЖНОЙ ПОДВЕСКИ

В машиностроительной отрасли, применяется вертлюжная подвеска при монтажных работах, устанавливается на многороликовых блоках взамен грузовых скоб.

Вертлюжная подвеска (рис.1, а) состоит из: 1 – ушко; 2 – траверса; 3 – подшипник; 4 – гайка; 5 – цилиндрический штифт; 6 – ось; 7 – стопорная шайба; 8 – гайка; 9 – наладка; 10 – щека.

Подвеска устроена таким образом: к траверсе 2 приварены две щеки 10. В верхние отверстия щек вставлена ось 6. Ось закрепляется гайкой 8, которая удерживается от самопроизвольного отвинчивания стопорной шайбой 7. Гайка 4 закрепляется на резьбовом конце ушка 1 цилиндрическим штифтом 5 и опирается нижней торцевой поверхностью на упорный однорядный подшипник 3. Благодаря этому ушко может вращаться вокруг своей оси.

Принцип работы вертлюжной подвески заключается в том, что ушко подвески вращается относительно своей оси вращения. При помощи оси подвеска прикрепляется к многороликовому блоку. К ушку подвески прикрепляется канат, на который подвешивается груз.

Цель – исходя из функционального назначения вертлюжной подвески с помощью САПР SolidWorks, определить нагрузочную способность вертлюжной подвески, при которой возникающие в узлах максимальные напряжения не превышали бы допускаемые.

Научная задача: Определение нагрузочной способности вертлюжной подвески, при котором возникающие в ее узлах максимальные напряжения не превышали бы допускаемые

Для определения нагрузочной способности вертлюжной подвески требуется:

1. Разработать твердотельную геометрическую модель вертлюжной подвески с помощью программы SolidWorks.
2. Разработать расчетную модель и определить нагрузочную способность вертлюжной подвески.

Исходные данные: значение силы на ушке (в местах взаимодействия с канатом) в диапазоне от 10 кН до 12кН; материал подвески – сталь Ст 20; собственный вес подвески.

По чертежу была разработана твердотельная модель вертлюжной подвески (рис.1,б).

Для определения максимально допускаемых усилий действующих на ушко подвески с помощью программы SolidWorks была разработана расчетная модель (рис. 2) и были приняты граничные условия: в местах взаимодействия с многороликовым блоком на верхней оси – зафиксированный шарнир; на ушке в местах взаимодействия с канатом приложена сила; собственный вес подвески.

Для определения максимальных усилий была решена оптимизационная задача с помощью программы SolidWorks. Параметров переменной выступало значение силы, которое было принято в диапазоне от 10 кН до 12 кН с шагом 0,14 кН. Ограничениями является допускаемое напряжение равные 170 МПа. Функцией цели являлись максимальные усилия при заданных ограничениях.

Было рассчитано 11 итераций (рис. 3), по которым с помощью программы SolidWorks Simulation, определены оптимальные значения параметра силы $F=11,2$ кН, согласно заданной функции цели. [1]

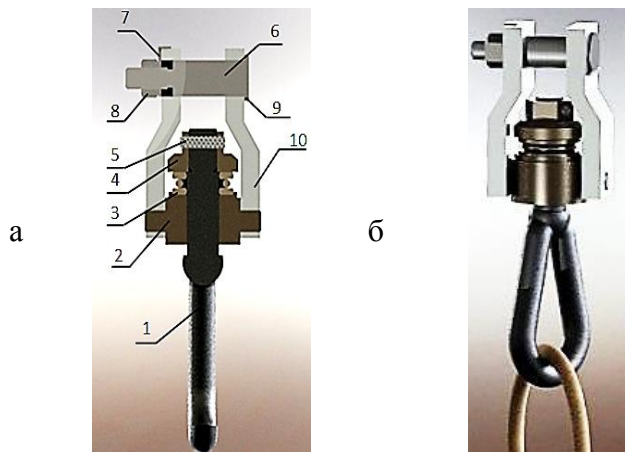


Рисунок 1 – Твердотельная модель вертлюжной подвески

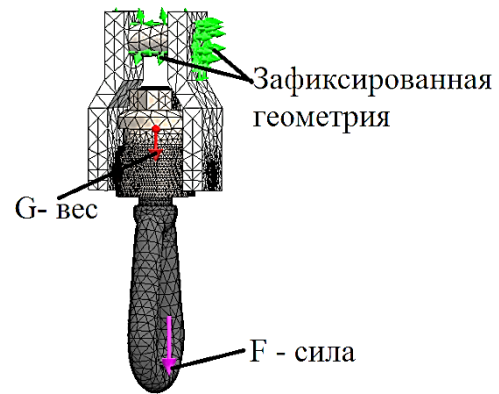


Рисунок 2 – Расчетная модель вертлюжной подвески

Также был выполнен поверочный расчет в результате которого была получена эпюра интенсивности (рис.4), в которой видно, что максимальные напряжения $\sigma = 169$ МПа и не превышают допусковое равное 170 МПа, при усилии действующего на ушко подвески $F = 11,2$ кН. [2]

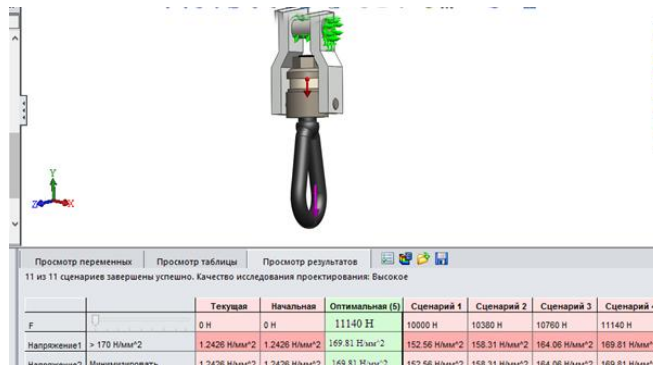


Рис. 3 – Расчет оптимального значения силы

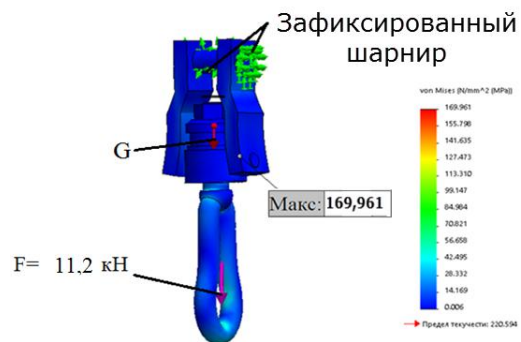


Рисунок 4 – Эпюра интенсивности напряжений вертлюжной подвески

Выводы:

1. Была разработана твердотельная модель вертлюжной подвески, модель проверена на собираемость, а именно выявлены ошибки, допущенные при составлении конструкторской документации, проверено наличие требуемых зазоров у модели и отсутствие интерференции.

2. Разработана расчетная модель и определено максимальное усилие на вертлюжную подвеску от каната с грузом $F=11,2$ кН из условий прочности, при котором максимальные напряжения не превышают допусковые.

Перечень ссылок

1. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст]: учеб.пособие / А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
2. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов, Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г. С.–2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук.думка, 1988. – 736 с.

УДК: 621.865.8

Келбукова С.А., ст.гр.ГМмм-14-1**Науковий керівник: Коптовець О.М., д.т.н., професор кафедри транспортних систем і технологій***(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)***СТРУКТУРА И ПРИНЦИП МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ РУХОМ**

Мехатроніка є науково-технічною дисципліною, яка вивчає побудову електромеханічних систем нового покоління, що мають принципово нові якості та, часто, рекордні параметри.

Зазвичай мехатронна система являє собою об'єднання власних електромеханічних компонентів з новітньою силовою електронікою, які управляються за допомогою різних мікроконтролерів, ПК або інших обчислювальних пристроїв. Це зменшує масу і розміри системи, підвищує її надійність та дає деякі інші переваги. Будь-яка система, яка управляє групою приводів, може вважатися мехатронною.

Іноді система містить принципово нові з конструкторської точки зору вузли, такі як електромагнітні підвіси, які замінюють звичайні підшипникові вузли. На жаль, такі підвіси дорогі і складні в управлінні і в нашій країні застосовуються рідко. Однією з сфер застосування електромагнітних підвісів є турбіни, що перекачують газ трубопроводами. Звичайні підшипники тут погані тим, що в мастило проникають гази воно втрачає свої властивості. Магнітні підшипники – це яскравий приклад з сфери мехатроніки. Вони містять в собі не лише механічні компоненти, але і електронні елементи (датчики, підсилювачі потужності, регулятори, та ін.) і електромеханічні перетворювачі (електромагніти). У зв'язку з популяризацією і загальнодоступністю електронних компонентів і мікропроцесорної техніки, магнітні підшипники можуть так само широко застосовуватися, як і інші традиційні підшипники, що зробить їх вигіднішим рішенням класичних проблем в машинобудуванні.

Одна з областей застосування мехатронних систем – протиюзні пристрої гальм рухомого складу. Їх принцип дії полягає в зменшенні гальмівної сили для тих колісних пар, для яких задовольняються певні критерії наявності юза. Основною класифікаційною ознакою протиюзів є природа сигналу регулювання, за яким розрізняють механічні та електронні протиюзні пристрої. В механічних пристроях сигнал регулювання проводиться за рахунок інерційної дії уповільнення обертання колісної пари. Електронні пристрої оснащені електричними датчиками обертання колісних пар. Вони більш досконалі і компактні, мають велику чутливість і швидкість дії, тому забезпечують під час гальмування повне використання коефіцієнтів зчеплення, що скорочує гальмівний шлях складу.

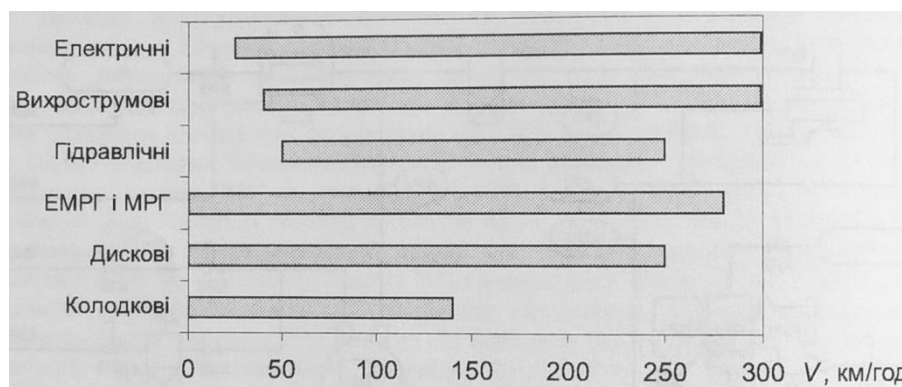


Рисунок 1 – Межі технічно раціонального застосування різновидів гальм

Мехатронні модулями називають складові мехатронної системи. Такі модулі можуть об'єднувати в одному корпусі декілька компонентів, наприклад, двигун, редуктор і датчики. Мехатронні модулі – це базові функціональні компоненти мехатронних систем і машин з комп'ютерним управлінням, призначені для виконання рухів, як правило, за однією керованою координатою.

Завданням мехатронної системи є перетворення вхідної інформації, що надходить з верхнього рівня управління в цілеспрямоване механічний рух з керуванням на основі принципу зворотного зв'язку.

Сутність мехатронного підходу до проектування полягає в об'єднанні в єдиний приводний модуль складових елементів. Застосування мехатронного підходу до проектування модуля руху базується на визначенні можливих точок інтеграції елементів в структурі приводу.

У багатьох областях техніки мехатронними системами замінюють традиційні механічні машини, які вже не відповідають сучасним якісним вимогам. Мехатронний підхід в побудові машин нового покоління полягає в перенесенні функціонального навантаження від механічних вузлів до інтелектуальних, електронних, комп'ютерних, інформаційних компонентів, які легко перепрограмуються під нове завдання і при цьому є відносно дешевими. Аналіз виробничих машин показує, що частка механічної частини скоротилася з 70% на початку 90-х років до 25-30% в даний час. Принципово важливо підкреслити, що такий підхід в проектуванні передбачає не розширення, а саме заміщення функцій традиційно виконуються механічними елементами системи на електронні та комп'ютерні блоки.

Принципово важливо, що тенденція переходу від чисто механічних до мехатронних технологій в сучасному машинобудуванні не закриває механіку. Навпаки стимулює її розвиток на тлі з інтелектуальними компонентами в рамках єдиної мехатронної системи. Системний підхід диктує нові вимоги до вбудованим механічним і гібридним компонентам, що в свою чергу веде до розвитку нових технологій і конструкторських рішень в області механіки.

Перелік посилань

1. Исии Т., Симояма И., Иноуе Х. Мехатроника - М: Мир, 1988 – 318 с. 2. Подураев Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение. – М.: Машиностроение, 2006. – 256 с.
2. Бабаєв А.М., Дмитрієв Д.В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: Навч. посіб./ Під заг. ред. Д.В. Дмитрієва. – Київ: ДЕДУТ, 2007. – 176 с.: іл.. –Бібліогр.: с. 163-166.

УДК 622.724

Колесник А.С., студентка групи ГМмм-13-1**Керівник: Панченко О.В., доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу**
(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)

ЗВОРотНА РОЗРОБКА КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ НА ЧАСТИНУ НИЖНЮ ДРОБАРКИ КОНУСНОЇ КРД 700-75

Через те що Запорізький залізорудний комбінат було реконструйовано, знадобилося модернізувати дробарку конусну КРД 700-75, встановлену на горизонті 864 м. До кафедри гірничих машин та інжинірингу була передана конструкторська документація на дробарку конусну КРД 700-75 з метою модернізації.

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

Метою роботи було проведення реінжинірингу документації на частину нижню дробарки конусної з урахуванням експлуатації в умовах Запорізького залізорудного комбінату.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні питання:

1. За наданими монтажними кресленнями була виготовлена комп'ютерна модель дробарки (рис. 1) [1]. Модель проаналізовано на збирання. Виявлені помилки в документації (рис. 2) були занесені до протоколу та виправлені.

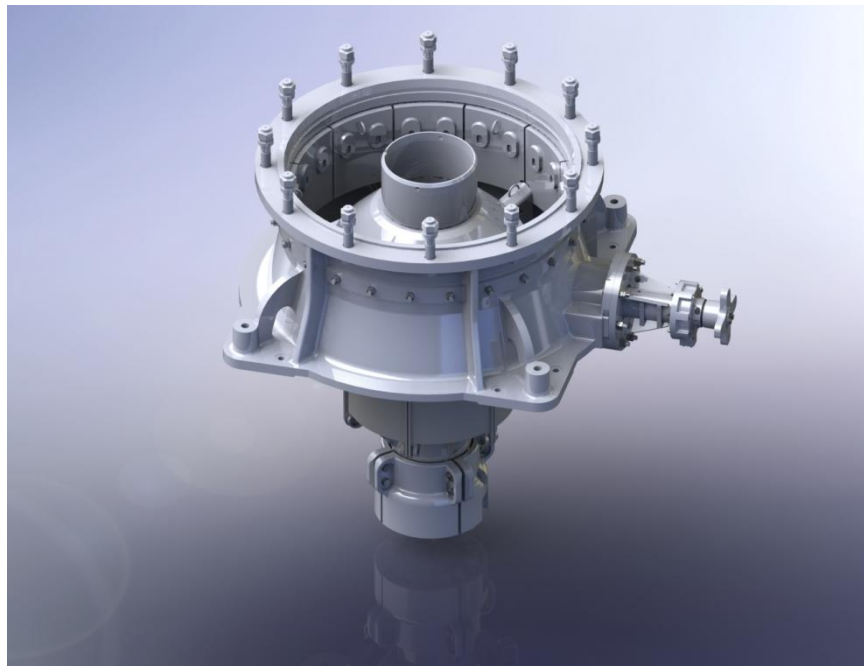


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель дробарки конусної КРД 700-75

2. Були проведені розрахунки основних параметрів дробарки, а також зубчатої передачі [2] та приводного валу з метою підтвердження відповідності технічним умовам реконструйованого підприємства. Отримані результати було проаналізовано на відповідність конструкції заданому запасу міцності.

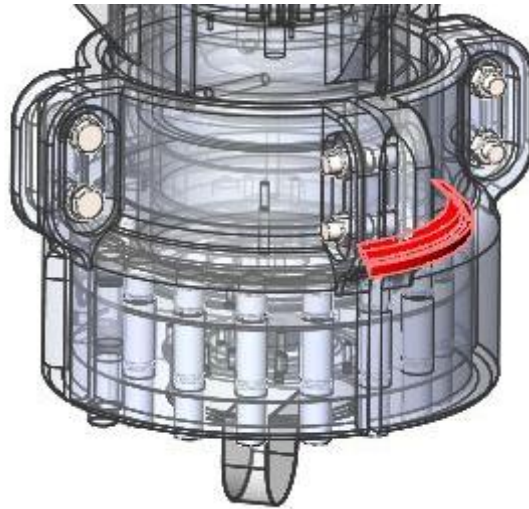


Рисунок 2 – Приклад помилки (інтерференція)

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 частини нижньої дробарки конусної КРД 700-75 показано, що отримана конструкція відповідає заданому запасу міцності.

Перелік посилань

1. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А.А., Собачкин А.А., - СПб.: БХВ-Петербург, 2005.-800 с
2. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач/ С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов, К.Н. Боков, Г.М. Ицкович, Д.В. Чернилевский. – Москва, 1984. – 558 с.

УДК 622.233

Кузьменко Д.І., асистент кафедри гірничих машин і обладнання
Науковий керівник: Громадський А.С., д.т.н., професор кафедри гірничих машин і
обладнання
(Державний ВНЗ "Криворізький національний університет", м. Кривий Ріг, Україна)

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОХОДЖЕННЯ УДАРНОГО ІМПУЛЬСУ ЧЕРЕЗ БУРОВЕ ДОЛОТО

Анотація. Розглянуто сучасний стан інструменту для буріння свердловин. розроблена математична модель проходження ударного імпульсу через бурове долото, що описує процес передачі часток енергії через долото, на основі якої, показано, що найкращою формою бурового долота є еліпсоїд обертання навколо вертикальної осі.

Проблема і її зв'язок з науковими і практичними завданнями. У вартості гірських робіт доля буріння складає від 40 до 70% від загальних витрат, щорічно в Україні витрачаються десятки мільйонів гривень на буровий інструмент. При цьому доля свердловинного буріння складає 75-85% від усього об'єму бурових робіт, що проводяться. Виробництво бурового інструменту складає близько 30 млн. штук в рік, на що витрачається 1/3 усіх вироблюваних дефіцитних і дорогих сплавів.

Одним з перспективних шляхів збільшення продуктивності бурового інструменту є підвищення ефективності передачі енергії удару від поршня-ударника до руйнуючих елементів бурового долота [1].

Постановка завдання. Розробка математичної моделі проходження ударного імпульсу через бурове долото для визначення його раціональної геометрії корпусу.

Виклад матеріалу і результати. Під моделлю долота розуміється залежність, яка зв'язує енергію удару від параметрів долота, визначуваних її конфігурацією. Такими параметрами виступають лінійні розміри долота (висота, діаметр), геометрична форма (циліндр, еліпсоїд, параболоїд і т.п.).

Дослідженнями встановлено, що частина загальної енергії удару досягає нижньої основи долота, не відбиваючись від його бічних сторін, в той же час, частина загальної енергії удару, що залишилася, у вигляді часток, що несуть енергію удару, контактує з бічними стінками долота. Такий контакт може привести як до поглинання енергії, так і до віддзеркалення часток, тобто до наступної передачі енергії. Проте потрібно відмітити, що відбита частка може не потрапити на нижню основу долота. Тому виникає питання, якій має бути бічна поверхня долота і як мають бути розташоване точкове джерело обурення і нижня основа долота, щоб максимальне число відбитих часток потрапили на нижню основу долота, то перенесли найбільшу частину енергії удару.

Аналіз показує, що такою бічною поверхнею долота має бути еліпсоїд обертання навколо вертикальної осі, а точкове джерело збурення і нижня основа долота мають бути розташоване у фокусах цього еліпсоїда. В цьому випадку, згідно з геометричною властивістю еліпса прями, які виходять з одного фокусу після віддзеркалення на еліпсі потрапляють в інший фокус, причому сумарна довжина відрізків прямих буде постійною [2].

Згідно з схемою, представленою на рис. 1, отримано рівняння енергії удару, що транспортується частками при віддзеркаленні від бічної поверхні долота

$$E = E_0 \left(1 - (1 - A) \cdot \frac{2 \cdot bc}{b^2 + c^2} \right) \quad (1)$$

де E_0 – загальна енергія удару, що виходить з точкового джерела, Дж a , b - полувісі еліпсоїда, m , A – коефіцієнт альbedo.

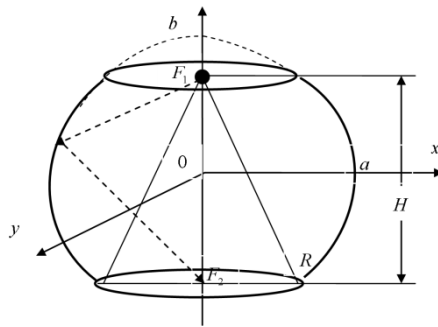


Рисунок 1 – Схема віддзеркалення частки енергії від бічної поверхні долота в виді еліпсоїда обертання

Перетворимо формулу (1), розділивши ліву і праву частини рівності на E_0 , а в правій частині рівності чисельник і знаменник на b^2 , тобто, вибравши як одиниці виміри E_0 і b ,

$$\hat{E} = 1 - (1 - A) \cdot \frac{2 \cdot \varepsilon}{1 + \varepsilon^2}, \quad (2)$$

де ε – ексцентриситет еліпса.

Аналіз формули (2) показує, що відносна енергія удару \hat{E} , що передається долотом, тобто вимірювана як частина загальної енергії удару, залежить, від двох безрозмірних змінних: коефіцієнта альbedo A та ексцентриситету еліпса ε . Відносну енергію удару, що передається долотом, природно назвати **ефективністю передачі долотом енергії удару**.

Висновки.

1. Показано, що найкращою формою бурового долота є еліпсоїд обертання навколо вертикальної осі з розташуванням джерела збурення і нижньої основи долота в його фокусах.

2. На основі фізичних уявлень про характер поширення енергії удару побудована математична модель проходження ударного імпульсу через бурове долото у вигляді еліпсоїда обертання.

3. Бурове долото у вигляді еліпсоїда обертання забезпечує збільшення механічної швидкості буріння свердловин, за рахунок підвищення ефективності передачі енергії ударної хвилі до руйнуючих елементів долота не збільшуючи при цьому потужності перфоратора.

Перелік посилань

1. Антонов А.В. Системный анализ / А.В. Антонов - М.: Высшая школа, 2004. — 454 с.
2. Шипачев В.С. Курс высшей математики. / В.С Шипачев.— М.: Изд-во Моск. ун-та, 1981.— 280с.

УДК 622.724

Махарина Р.И студент гр. 133м-16-1

Научный руководитель: Заболотный К.С., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА УСТАНОВКИ ШТАНГИ В МАШИНЕ ОПИКОВОЧНО-ЗАГРУЗОЧНОЙ МОЗ 2,5

Машина опиковочно-загрузочная МОЗ 2,5 предназначена для обслуживания рудотермических печей типа РКО-25-Кр-41 мощностью 25 МВА, выполняет операции прокалывания, рыхления, подгребания и опиковки шихты по всей поверхности колошника печи и частичной загрузки кусковой шихты на колошник.

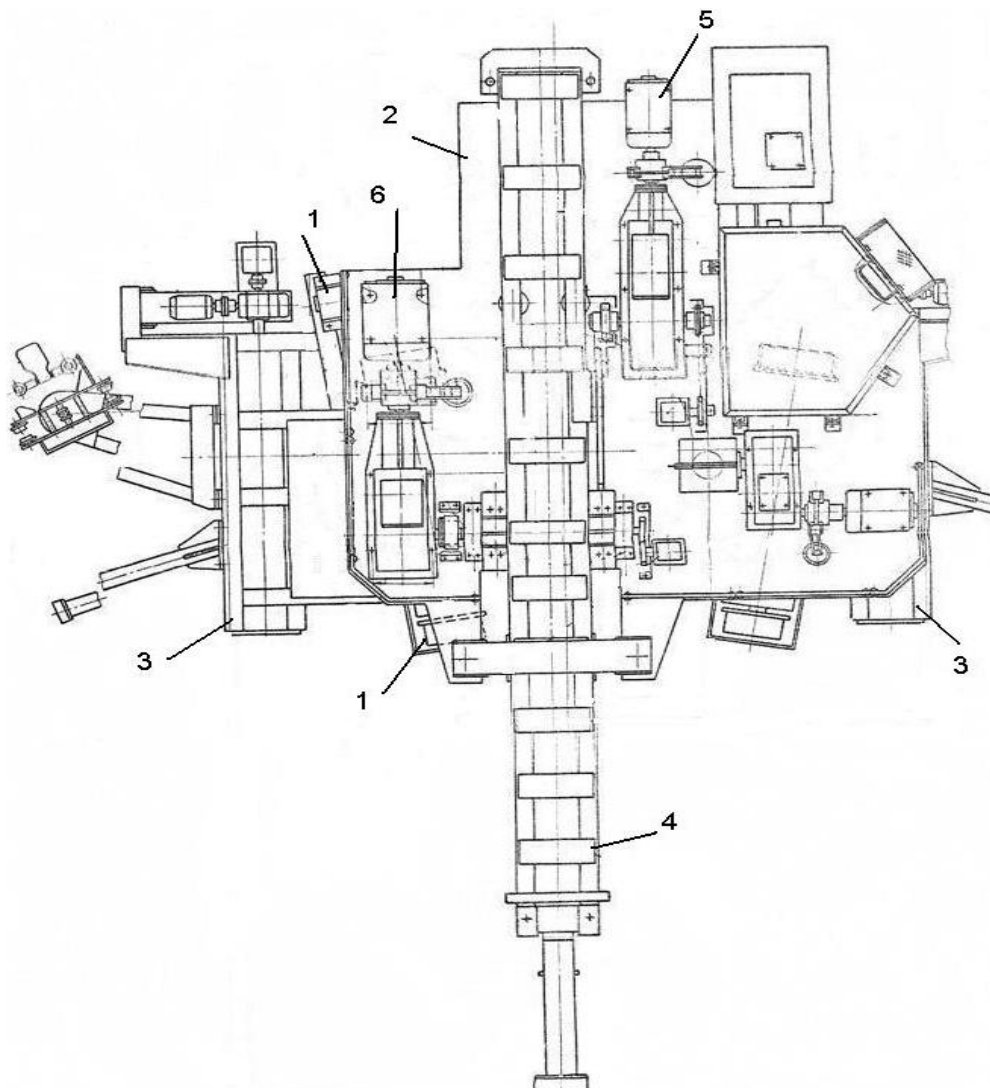


Рисунок 1 - Машина опиковочно-загрузочная МОЗ 2,5

1-Механизм передвижения; 2-Ходовая рама; 3-Механизмы выкатки; 4-Установка штанги; 5-Привод наклона; 6-Привод выдвижения штанги.

Назначение узла: Установка штанги является основным рабочим органом машины выполняющим операции по прокалыванию, рыхлению, подгребанию и опиковке шихты по всей поверхности колошника печи и частичной загрузки кусковой шихты на колошник.

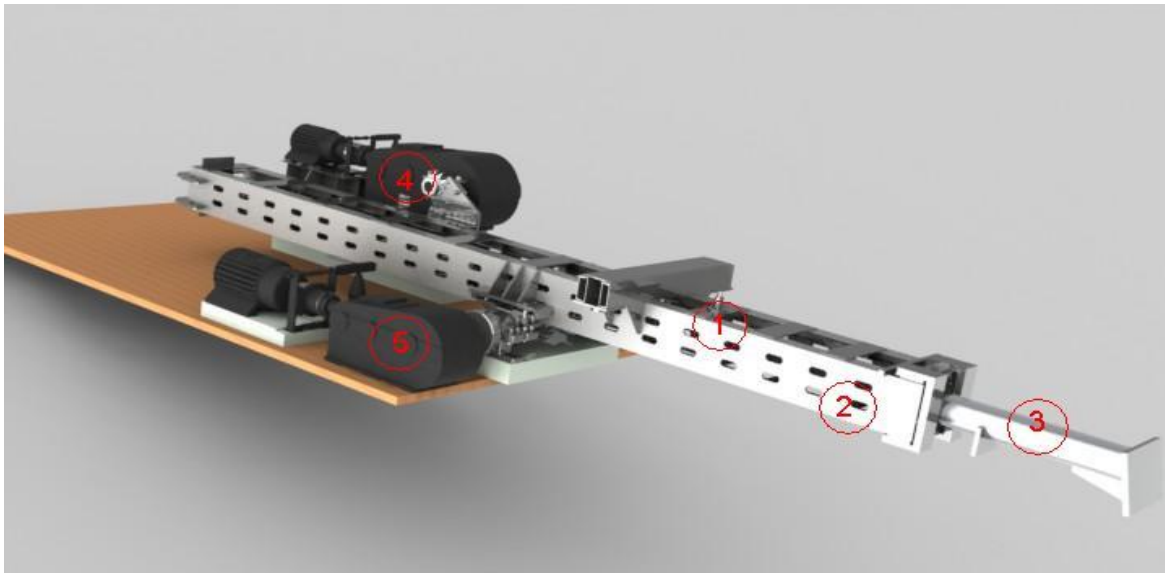


Рисунок 1 – Установка штанги

1 – штанга; 2 – направляющая; 3 – исполнительный орган; 4 – привод наклона штанги; 5 - привод движения штанги

Цель работы: Уменьшить установленную мощность привода наклона в машине опиковочно-загрузочной МОЗ 2,5.

Идея работы: Используя программные средства SolidWorks определить зависимости положения центра масс установки штанги от расположения балансира.

Научная задача: Определить параметры балансира из условия минимизации установленной мощности привода наклона в опиковочно-загрузочной машине МОЗ 2,5.

Объект исследования: Обоснование рациональных параметров установки штанги.

Предмет исследования: Параметры установки балансира штанги.

Задачи работы:

1. Создать компьютерную модель механизма установки штанги машины МОЗ 2,5.
2. Выполнить вычислительный эксперимент по определению параметров балансира. Разработка рекомендаций на проектирование.

Методы решения: При определении параметров установки штанги использовать методы математического и физического моделирования, а также методы планирования однофакторного эксперимента и статической обработки данных.

На основании технической документации ОАО «Днепротяжмаш», разработана компьютерная модель установки штанги и выполнен анализ конструкции на собираемость, определены массовые характеристики, масса установки штанги составила 1830 кг.

Для вычислительный эксперимент даны параметры:

- 1 – положение балансира;
- 2 - масса балансира;
- 3 – ход штанги;
- 4 – координата центра масс, момент на привод.

Научное положение -Зависимости момента на валу привода механизма наклона от хода штанги и массы противовеса представляют собой семейства эквидистантных кривых, которые с точностью до 2,2%, можно аппроксимировать прямыми линиями.

Вывод: разработана компьютерная модель установки штанги МОЗ 2,5, которая проверена средствами SolidWorks на собираемость. Масса балансира составляет 453 кг, эквивалентный момент уменьшается на 40%.

УДК 621.646.5

Махоткин Д.С. студент гр. 133м-16-1

Научный руководитель: Москалёва Т.В., к.т.н., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ КЛИНОВОЙ ЗАДВИЖКИ DN 150 ПУТЕМ РАЗМЕЩЕНИЯ НА КРЫШКЕ ФИКСИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ КЛИНА

Цель работы – проанализировать пути модернизации клиновой задвижки для устранения вибраций тарелок клинового затвора в открытом положении.

Задвижка клиновая (рис.1) предназначена для включения или отключения потока среды (пара или воды) в трубопроводах тепловых электрических станций с высокими и сверхвысокими параметрами.

Запорный узел клиновой задвижки включает в себя затвор и два седла, которые установлены в корпусе. Перемещение затвора производится перпендикулярно оси магистрального прохода. Затвор задвижки может находиться только в открытом или в закрытом положении, так как задвижка клиновая не является регулирующим устройством.

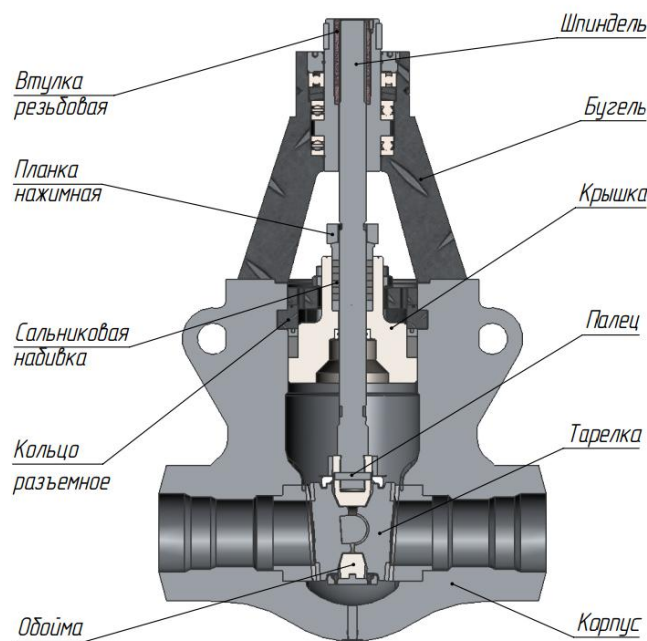


Рисунок 1 –Клиновая задвижка DN150, Pp25 МПа

В положении «открыто», когда запорный орган находится в крайнем верхнем положении, его шарнирно установленные тарелки, под действием пульсации давления рабочей среды - пара или воды начинают свободно вибрировать. Это приводит к появлению кавитации в рабочей среде, эрозии материала тарелок затвора и седел, потере герметичности задвижки в положении «закрыто» и необходимости ее ремонта или замены.

Был проведен анализ технических решений по уменьшению вибрации тарелок запорного органа. Уменьшить существенно вибрации и помогает внедрение фиксирующих элементов по патенту [2]. Однако в литературных источниках не приведены рекомендации для выбора параметров фиксирующих элементов. Поэтому актуальной научной задачей является обоснование параметров клиновой задвижки с фиксирующим элементом.

Запорный орган клиновой задвижки (рис. 2) состоит из двух тарелок, соединенных с

обоймой при помощи тарелкодержателей. Соединение нижнеготарелкодержателя с обоймой – сварное. Распор тарелок осуществляется за счет сферических поверхностей грибка и тарелки. Для регулирования линейных размеров между плоскими поверхностями грибка и тарелки устанавливается регулирующая прокладка. В затворе верхнийтарелкодержатель фиксируется при помощи гайки прижимной, которая стопорится от проворота шайбой.

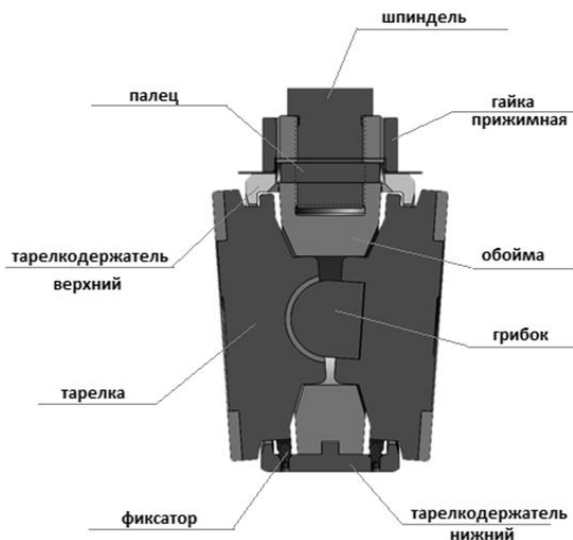


Рисунок 2 – Запорный орган задвижки клиновой

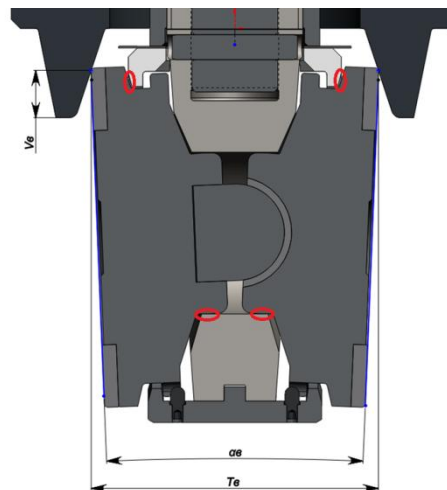


Рисунок 3 – Фиксация затвора в крышке (верхнее положение затвора)

Для исключения вибрации тарелок в положении «открыто» в нижней части крышки задвижки расположены два фиксирующих элемента (рис. 3). Для определения их размеров разработана инженерная методика (рис 4).

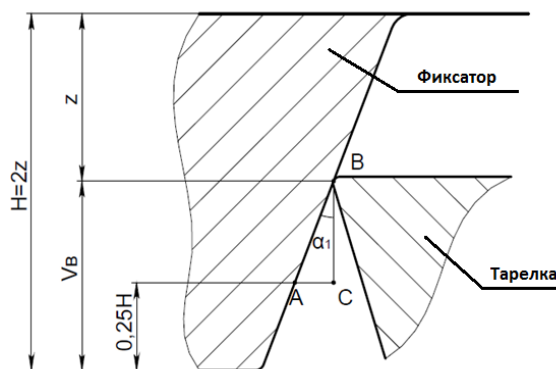


Рисунок 4 – Параметры фиксирующего элемента тарелки

Также выполнен расчет на прочность крышки при зафиксированном положении затвора средствами SolidWorksSumulation. Проведен расчет на прочность элементов соединения «Корпус-крышка». Проведены проверочные расчеты корпуса задвижки в закрытом и открытом положении с использованием SolidWorks Simulation и Flow Simulation.

Перечень ссылок

1. Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 368 с.
2. Клиновазасувка : пат. 68323 Украина: МПК⁷ F16K3/12 / Д.П. Дробот. – № 201109645/06; заявл. 02.18.2011; опубл. 26.03.2012.

УДК 681.3:62-11

Молодченко А.В., ассистент кафедры горных машин и инжиниринга
Жупиев А.Л., старший преподаватель кафедры горных машин и инжиниринга
Научный руководитель: Заболотный К.С., доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)

РАЗРАБОТКА ТРЕХПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА С БАРАБАНОМ

В современных подъемных машинах применяют исполнительный орган тормоза колодочного типа двух видов: с качательным (угловым) перемещением тормозных колодок около неподвижных шарниров и с поступательным (параллельным) перемещением колодок. Всё развитие теории контактного взаимодействия определялось потребностями автомобильной промышленности с барабанным тормозом, который является аналогом тормоза с качательным перемещением колодок. В связи с этим многие вопросы контактного взаимодействия колодочного тормоза подъемной машины с поступательным перемещением колодок до настоящего момента оставались открытыми. В частности, это точное определение тормозного момента и усилий в элементах рычажной системы, а также характера распределения давления вдоль тормозной балки.

Цель работы – разработка модели контактного взаимодействия, учитывающей такие параметры как коэффициент трения, отношение изгибной жесткости балки к продольной, а также отношение поперечной жесткости накладке к изгибной жесткости балки

Для тормозов крупных подъемных машин с поступательным движением колодок, изготавливаемых НКМЗ, до сих пор использовалась методика, описанная в работах Б. Л. Давыдова [1], Н. С. Карпышева [2] и З. М. Федоровой [3]. В данных работах принимается синусоидальный закон распределения контактных давлений, который вытекает из предположения об абсолютной жесткости тормозной балки.

В основе математической модели Б. Л. Давыдова по определению распределенных касательных и нормальных усилий, действующих на тормозную балку колодочного тормоза ШПМ, лежит допущение о том, что распределение нормальных внутренних усилий действующих на тормозную балку не зависит от трения накладке о барабан и изгибной жесткости балки. Это допущение не обосновано, поэтому результаты расчетов могут привести к существенным ошибкам при определении расчетных нагрузок в конструкции колодочного тормоза и созданию аварийных ситуаций.

Авторами разработана трехпараметрическая математическая модель определения касательных и нормальных усилий, действующих на тормозную балку с учетом изгибной жесткости и жесткости на растяжение балки, а также поперечной жесткости накладке, при различном влиянии сил трения на распределение контактного давления. В её составе шесть уравнений равновесия элементарных участков кругового бруса на упругом основании, находящихся под действием распределенных сил трения, вычисляемых по закону Кулона; уравнения, описывающие закон Гука применительно к изгибающему моменту и продольному усилию; двенадцать граничных условий для определения значений перерезающей и продольной силы, изгибающего момента по краям бруса, непрерывности всех перемещений и усилий, кроме продольного, при этом продольное перемещение в месте установки подвижного шарнира равно нулю.

Выводы:

1. Впервые сформулирована трехпараметрическая математическая модель определения касательных и нормальных усилий, действующих на тормозную балку с учетом изгибной жесткости и жесткости на растяжение балки, а также поперечной жесткости накладки, при различном влиянии сил трения на распределение контактного давления.

2. При помощи решения задачи на собственные значения определены значения всех переменных и усилий в безразмерном виде, представляющих линейные комбинации собственных функций. Из линейной системы уравнений для коэффициентов этих комбинаций, полученных из граничных условий, сформулирована система линейных уравнений и рассчитаны контактное давление, тормозной момент, усилия в тягах и в стойке.

3. Впервые получены зависимости максимального приведенного давления от относительной поперечной жесткости накладки и относительной продольной жесткости балки.

4. Наиболее равномерное распределение контактного давления достигается в диапазоне изменения относительной поперечной жесткости от 1 до 10. При меньших значениях характер кривой распределения имеет синусоидальный вид с максимальными значениями контактного давления в центре тормозной колодки, а при больших – U-образный с ярко выраженным краевым эффектом. Неучет сил трения при вычислении распределения контактного давления приводит к ошибке в определении максимальных давлений 1,3% для относительной изгибной жесткости 0,002 и 11% для относительной изгибной жесткости 0,07

5. На примере колодочного тормоза машины ЦР-4х3/0.7 доказано, что распределение контактного давления, действующего на тормозную балку, рассчитанное по методике Б. Л. Давыдова и с применением методики, разработанной авторами, имеет принципиальное отличие: в первом случае оно имеет вид синусоиды, а во втором, изложенном в данной работе – это U-образная парабола с ярко выраженным краевым эффектом. При этом значение максимального контактного давления, вычисленного по модели Б. Л. Давыдова, оказалось заниженным в 2.5 раза.

6. Погрешность определения тормозного момента по модели Б. Л. Давыдова составляет 11.3%, а усилия в вертикальной стойке – 26.5%.

Перечень ссылок

1. Давыдов, Б.Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин / Б.Л. Давыдов. – М. : Углетехиздат, 1949. – 298 с.
2. Карпышев, Н.С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин / Н.С. Карпышев. – М. : Недра, 1968. – 247 с.
3. Федорова, З.М. Сборник примеров и задач по рудничным подъемным установкам / З.М. Федорова. – М. : Гос. науч.-техн. изд. лит. по горному делу, 1961. – 354 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
(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет» м. Дніпро, Україна)

ОБГРУНТУВАННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ФІЛЬТРУВАЛЬНОГО БЛОКУ БФ-100 ФІЛЬТРУ ФРУ-190-2

Проблема очистки великих об'ємів технічної води від механічних домішок є актуальною у всіх видах промисловості. Одним з прикладів вирішення цієї проблеми є промисловий фільтр з ручним керуванням ФРУ-190-2 (рисунок 1), який розроблений та виготовляється ТОВ «Океанмашенерго» (м. Дніпро).



Рисунок 1- Фото ФРУ-190-2 з руків'ям

До переваг цього типу фільтру можна віднести:

- Подвійний спосіб очищення фільтроелементу (ФЕ) зворотнім потоком води та жорсткою щіткою, яка переміщується по сітці ФЕ;
- Продовження фільтрації води при чищенні ФЕ;
- Низький перепад тиску на фільтрі.

Недоліком конструкції фільтрів серії ФРУ є ручне очищення ФЕ за допомогою обертального руків'я, що, зважаючи на людський чинник, може привести до збільшення періодів між чищенням ФЕ, його засмічення, підвищення тиску на забруднених ФЕ, збільшенні зусиль на обертальному руків'ї.

Рішенням даної задачі може бути заміна ручного приводу обертання руків'я на гідравлічний, який використовує енергію тиску води у трубопроводі.

Відомий кроковий гідромотор [2], який використовує енергію води з трубопроводу. Гідромотор має циліндр, поворотний поршень з зубцями з похилими поверхнями на його торцях. Поворотний поршень надітий на вихідний вал з можливістю осьового ковзання. В циліндрі передбачені гідравлічні вводи в корпус з двох сторін поршня, до яких одночасно підведена робоча рідина під тиском, та один гідравлічний вихід. В циліндрі з обох боків поворотного поршня є зубці з похилими поверхнями на повернутих до поршня торцях двох дисків. Зубці одного диска зміщені по колу на півкроку відносно зубців іншого диска. Поршень має осьові отвори з клапаном, який складається із шайб, розміщених з обох сторін поршня, з'єднаних між собою через осьові отвори в поршні штоками з пружинами. В крайніх положеннях поворотного поршня клапан, набігаючи на опори, поперемінно з'єднує порожнини з обох сторін поршня зі зливом. При цьому поршень під тиском робочої рідини рухається зворотно-поступально, зубці з похилими поверхнями рухаються в один бік і поршень обертає вихідний вал.

Для розробки конструкції гідромотора потрібно вирішити наступні завдання:

- Обґрунтувати основні силові і кінематичні параметрів мотору;
- Провести розрахунок контактних навантажень на похилі зубці з урахуванням взаємного тертя між ними.
- Обґрунтувати кут нахилу, кількість та діаметр розташування зубців, виходячи з потрібної частоти обертання та моменту на валу гідромотору;
- Провести вибір матеріалів для основних елементів гідромотору з урахуванням корозійних властивостей робочої рідини – технічної води.

Таким чином, визначені принципові завдання, після вирішення яких можлива розробка конструкції гідромотора.

Перелік посилань

1. <http://www.oceanmas.dp.ua>
2. Кузьмінський В.П., Кухар В.Ю., Кудрявцев Д.В., Овчинникова О.В. Гідромотор. Патент України 104238. Друк. 10.01.2012; Бюл. № 1, 2014 р.

УДК 621.867.135

Олефир Е.Л. студентка гр. 133м-16-1**Научный руководитель: Москалёва Т.В.**, кандидат технических наук, доцент кафедры горных машин и инжиниринга*(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

РАЗРАБОТКА НАТЯЖНОЙ СТАНЦИИ С МЕХАНИЗМОМ УБОРКИ ПРОСЫПИ ДЛЯ ПЛАСТИНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ ПП 1-18-120

Пластинчатые конвейеры относятся к транспортным машинам непрерывного действия, грузонесущим элементом которых является жесткий металлический настил (полотно), состоящий из отдельных пластин. Применяют для транспортирования острокромочных, средне- и крупнокусковых, горячих, химически активных, сыпучих и штучных грузов, которые нельзя перемещать ленточными конвейерами, так как это может вызвать повреждение рабочего органа.

При выпуске средне- и крупнокусковой горной массы из приемного бункера ее мелкофракционная составляющая просыпается через щелевые зазоры между прилегающими пластинами настила. Это вызывает необходимость оснащения питателя специальным механизмом для сбора просыпи.

Натяжной барабан с механизмом уборки просыпи является сборочной единицей. Его основные элементы приведены на рисунке 1.

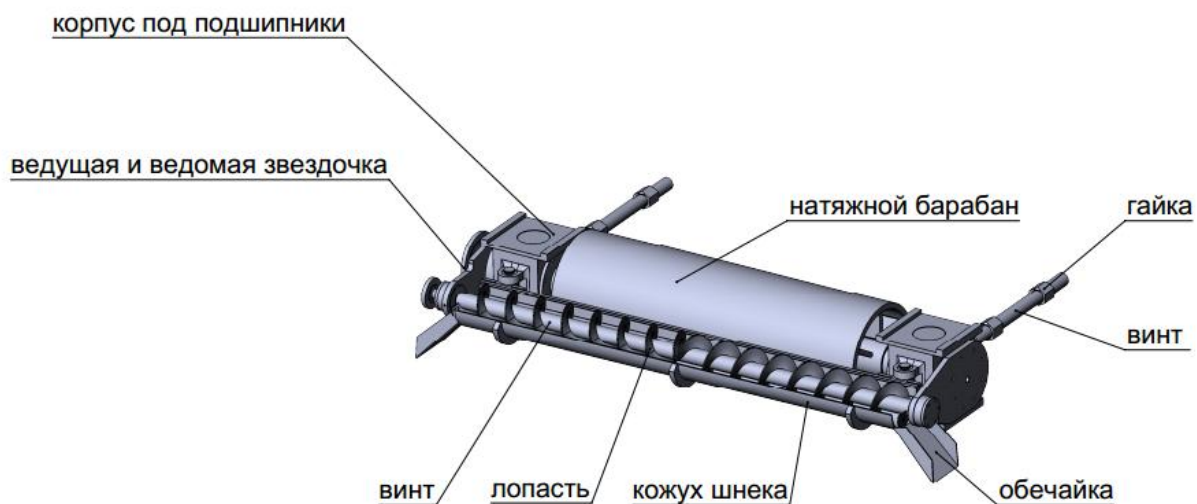


Рисунок 1-Натяжной барабан с механизмом уборки просыпи

Механизм уборки просыпи приводится в движение через цепную передачу от вращения натяжного барабана. Материал на шнеке перемещается в двух направлениях. По бокам кожуха шнека расположены обечайки, через которые происходит выгрузка материала.

Цель работы – разработать конструкцию натяжного устройства с механизмом уборки просыпи для пластинчатого питателя ПП 1-18-120.

Для обоснования параметров натяжной станции методом обхода по контуру построен график (рис.2) усилия натяжения полотна.

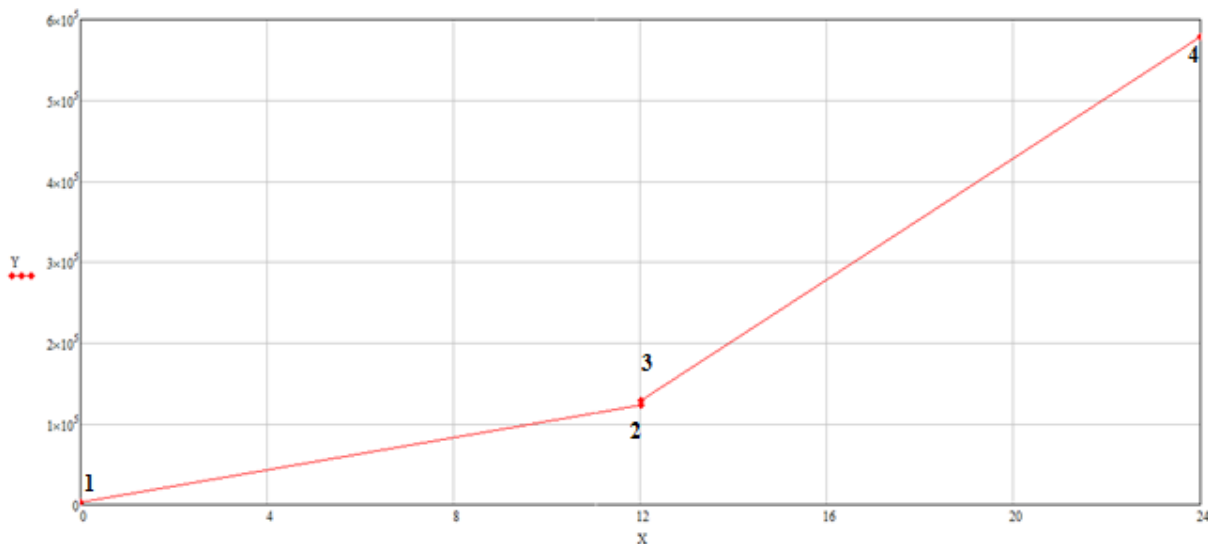


Рисунок 2 – Диаграмма натяжения к расчету пластинчатого конвейера ПП-18-120

Для обоснования параметров барабана натяжной станции проведена серия вычислительных экспериментов, реализованных в SolidWorks Simulation.

На основании выполненных исследований сделать следующие выводы:

1. увеличение диаметра барабана приводит к увеличению напряжений на валу, но уменьшению напряжений на барабане;
2. расположение лобовины существенно не влияет на напряжение на обечайке барабана;
3. при увеличении числа ребер жесткости напряжения на валу уменьшаются, а на обечайке барабана изменяются незначительно;
4. при изменении формы ребра с прямоугольной формы на треугольную, максимальные значения напряжения на валу и лобовине незначительно увеличились.

Также были выполнены следующие задачи:

- Определены основные размеры элементов конструкции натяжного барабана, зубчатой передачи, механизма уборки просыпи, винтовой передачи.
- Создана 3D модель натяжного устройства с механизмом сбора просыпи.
- Разработана конструкторская документация натяжного устройства.
- Описан монтаж и условия эксплуатации пластинчатого питателя.

Перечень ссылок

1. Дячков В.К. Машины непрерывного действия. –М. Недра, 1961.–346 с.
2. Иванченко Ф.К., Бондарев В.С., Колесник Н.П., Барабанов В.Я. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. М.: Высш. Шк., 1978.– 576 с.
3. Евгеньевич А.В. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов 4-е изд.– М.:Машиностроение,1968.–347 с.
4. Марон Ф.Л., Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин –М.: Высш. Шк., 1977.–271 с.
5. Фиделев А.С. подъемно-транспортные машины. 2-е изд. – К: Высш. Шк., 1976. – 220 с.
6. Сурашов Н.Т., Гудович М.И.,Толымбекова Г.Р. Методические указания по курсовому проектированию на тему «Расчет пластинчатого конвейера» по дисциплине «Транспорт, транспортная техника и технологии» –Алматы: КазНТУим.К.И. Сатпаева ,2014.– 23 с.
7. Павлов С.М, Фохт Л.Г. Машины и оборудование для погрузочно-разгрузочных работ . Справочное пособие вып. 7-ой – М.: Машиностроение, 1975. – 280 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 кафедри гірничих машин та інжинірингу

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

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДВОХБАРАБАННОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА.

Метою розробки млина є удосконалення його конструкції. 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 вирішенні наступні питання:

1. За наданими монтажними кресленнями була виготовлена комп'ютерна модель дробарки (рис. 1) [1].

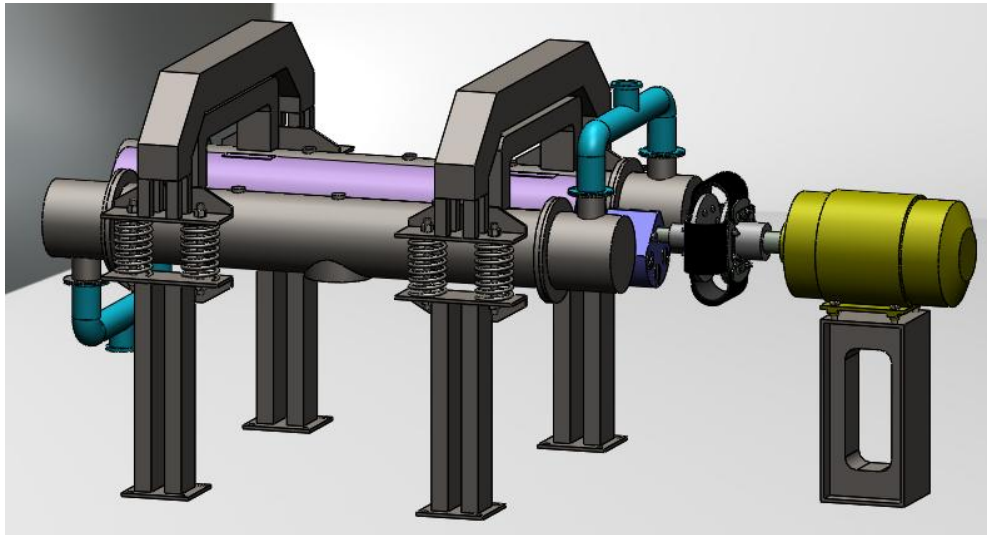


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель двохбарабанного горизонтального вібраційного млина

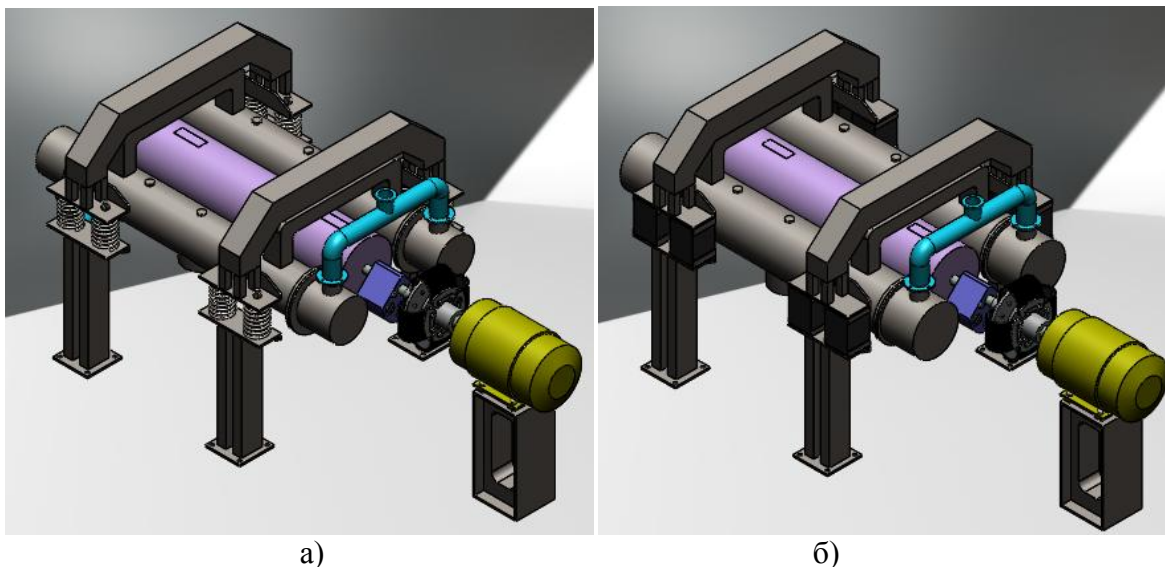
2. Були проведені розрахунки основних параметрів млина [2]. Отримані результати булопроаналізовано на відповідність конструкції заданому запасу міцності.

3. Удосконалення:

- а) заміна пружин на гумовіамортизатори;
- б) збільшення помольних барабанів на 20%.

В результаті вищезазначеного можна зробити висновок, що невеликі конструктивні зміни привели до збільшення переваг даної конструкції (рис. 2), таких як:

- 1) гума не має миттєвої відмови;
- 2) гумові амортизатори дозволять плавно переходити резонансний режим;
- 3) надійність роботи машини збільшиться;
- 4) стане тихіше працювати;
- 5) зменшиться металоємність;
- б) збільшиться продуктивність, за рахунок збільшення помольних камер.



а) б)
Рисунок 2 – Зображення моделі двох барабанного горизонтального вібраційного млина: а) до удосконалення, б) після удосконалення.

Перелік посилань

1. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике./ Алямовский А.А., Собачкин А.А., - СПб.: БХВ-Петербург, 2005.-800 с
2. Потураев В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.Г. Вибрационные транспортирующие машины. Основы теории и расчета. Изд-во «Машиностроение» М. 1964 - стр. 272.

УДК 621.867.135

Студент групи ГМмм–14–1, Черныш П.В.

Руководитель проекта Панченко Е.В. кандидат технических наук, доцент кафедры горных машин и инжиниринга

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

ОБРАТНЫЙ ИНЖИНИРИНГ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА УЗКОЗАХВАТНОГО ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА 1ГШ68

В связи с утерей конструкторской документации, связанной с тем, что предприятия Донбасса, например, Горловский и Макеевский машиностроительные заводы, находятся на временно оккупированной территории, актуальной является задача восстановления этой документации по имеющимся на кафедре ГМИ образцам горной техники включая комбайны 1ГШ68, 2ГШ68. Кроме того, для будущего инженера машиностроителя является важным формирование навыков, компетенций позволяющих анализировать технические решения заложенные в современных конструкциях зарубежных и отечественных машин, в частности машин горных. Поэтому обратный инжиниринг комбайна 1ГШ68 является актуальной задачей.

Целью работы является реинжиниринг исполнительного органа узкозахватного проходческого комбайна 1ГШ68, проверка нагрузочных характеристик комбайна.

Для достижения цели были поставлены и решены перечисленные ниже подзадачи:

1. При помощи измерительных инструментов сняты геометрические размеры шнека (рис.1). Построена трехмерная модель шнека для проверки на собираемость, подобран режущий инструмент и построена его модель.

2. Выполнен расчет условий, при которых машина может использоваться. Определены нагрузки, действующие на машину в ходе работы. Определена производительность машины при использовании данного типоразмера шнека.



Рисунок 1 – Снятие размеров при помощи измерительных инструментов

3. Рассчитаны ограничения скорости подачи в зависимости от различных параметров (вылету резца, устойчивому моменту двигателя, продуктивности забойного конвейера).

В результате анализа конструкции и документации было определено, что:

1. Имеющийся комбайн 1ГШ68 имеет механизм подачи от другого комбайна, а именно 2ГШ68Б.

2. Исходя из расчета определено что комбайн может использоваться при таких условиях: максимальная мощность пласта равна 2 м, средняя сопротивляемость угля разрушению резанием 300 кг/см, максимальный угол падения пласта равен 35 градусов.

3. В дальнейшем планируется проверка прочности исполнительного органа при рассчитанных нагрузках.

Перечень ссылок

1. Выбор, обоснование машин и оборудования для добычных работ и расчет их эксплуатационных показателей: учебн. пособ./ С.В. Фелоненко. – Днепропетровск.: Национальный горный университет, 2011. – 140 с.

2. ОСТ 12.44.258-84. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика.

3. Определение оптимальной скорости резания шнекового исполнительного органа углевыемочных комбайнов - методические рекомендации к выполнению курсового проекта / У.Г. Баранов, Н.М. Зеленский, С.В. Фелоненко. – ДГИ, 1900, - 26 с.

4. Определение рационального режима работы очистного комплекса - методические рекомендации / В.П. Франчук, А.Н. Москалев, С.Н. Зиновьев. - – Днепропетровск.: Национальный горный университет, 2007. – 28 с.

5. Горные машины и оборудование: учеб.пособ. Для вузов – в 2–томах/ П.А. Горбатов, Г.В. Петрушки, М.М. Лысенко; под общ.ред. П.А. Горбатова. – Донецк: РВА ДонНТУ, 2003

УДК 622.232.83

Чоботько И.И. аспирант кафедры горных машин и инжиниринга

Научные руководители:

Франчук В.П. доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и инжиниринга**Соболев В.В.** доктор технических наук, профессор кафедры строительства, геотехники та геомеханики

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

АНАЛИЗ ФИЛЬТРОВАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ ТОНКОДИСПЕРСНЫХ СУСПЕНЗИЙ

Фильтровальное оборудование можно разделить на два типа: установки, работающие в центробежном поле (центрифуги) и установки, работающие под давлением или вакуумом (фильтр-прессы и вакуум-фильтры).

Фильтрующая горизонтальная центрифуга с ножевым съемом осадка (ФГН) предназначена для обезвоживания суспензий с крупностью твердой фазы более 2 мкм (рис. 1) [1].

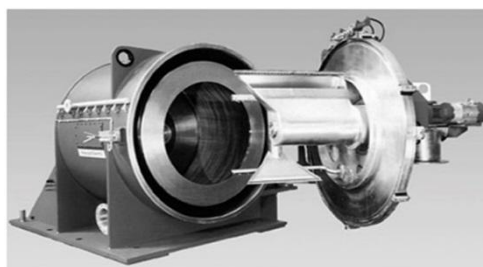
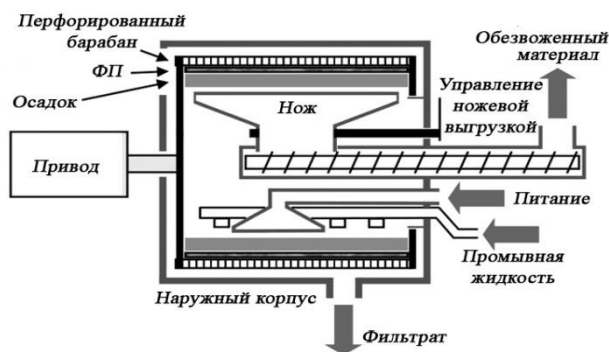


Рисунок 1 – Принципиальная схема и общий вид центрифуги ФГН

Основные достоинства центрифуг ФГН: возможность проведения всех стадий процесса в автоматическом режиме; высокая степень обезвоживания осадка (от 3% и более). Недостатками являются: измельчение осадка при его срезе; трудности регенерации фильтрующей перегородки; невысокая производительность.

Одним из наиболее часто используемых в промышленности является фильтр-пресс ФПАКМ (фильтр-пресс автоматический камерный механизированный) (рис. 2), который состоит из набора горизонтально расположенных одна над другой фильтрующих плит, между которыми зигзагообразно протянута бесконечная лента фильтровальной ткани. Разгрузка обезвоженного осадка на данном фильтр-прессе осуществляется за счет периодического движения фильтровальной ткани.

Фильтровальные пластины фильтр-пресса ФПАКМ располагаются с зазором между верхней упорной плитой и нижней нажимной пластиной и могут сжиматься механизмом напора. Усилие зажима воспринимают стойки. Уплотнение между плитами, и рамами осуществляется резиновыми прокладками.

Съем осадка выполняется при помощи ножей, установленных по обе стороны пресса. После снятия осадка фильтовальная ткань проходит зону регенерации.

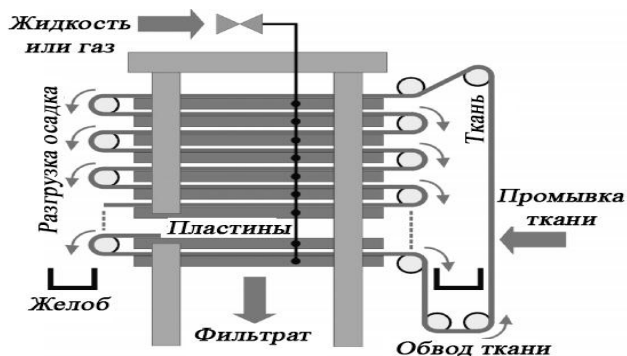


Рисунок 2 – Принципиальная схема и общий вид фильтр-пресса ФПАКМ

Цикл работы фильтр-пресса включает стадии фильтрации, промывки и отжима, или просушки и выгрузки осадка. При сжатых рамах суспензия под давлением поступает в пространство над фильтовальной тканью. Жидкая фаза проходит через фильтовальную ткань, а твердая задерживается, образуя слой осадка. При достижении нужной толщины слоя осадка подачу суспензии прекращают и оставшуюся в полости рамы суспензию вытесняют резиновой диафрагмой, подавая к ней под давлением воду.

При достижении нужной толщины слоя осадка подачу суспензии прекращают и оставшуюся в полости рамы суспензию вытесняют резиновой диафрагмой, подавая к ней под давлением воду. В случае необходимости осадок промывают и затем прессуют диафрагмой или продувают сжатым газом. После этого плиты разжимаются, и осадок удаляется [2, 3]. Продолжительность цикла фильтования составляет от 3 до 200 мин.

Перечень ссылок

1. Шкоропад Д. Е. Центрифуги и сепараторы для химических производств / Д. Е. Шкоропад, О. П. Новиков. – М.: Химия. – 1987. – 256 с.
2. Руденко К. Г. Обезвоживание и пылеулавливание / К. Г. Руденко, М. М. Шемаханов. – М.: Недра. – 1981. – 351 с., ил.
3. Чуянов Г. Г. Обезвоживание, пылеулавливание и охрана окружающей среды: учебник для вузов / Г. Г. Чуянов. – М.: Недра. – 1987. – 260 с.

УДК 621.9

Шаповал А.Ю. студентка групи 133-16-1**Научный руководитель:** Заболотный К.С., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга*(Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)*

РЕИНЖИНИРИНГ КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

На кафедре горных машин и инжиниринга имеется поперечно-строгальный станок неизвестной марки с отсутствующей документацией. Актуальной задачей является определение кинематических характеристик данного станка.

Цель: Для заданной конструкции поперечно-строгального станка определить кинематические и статические характеристики его кулисного механизма.

На рис. 1 приведено изображения поперечно-строгального станка неизвестной марки. На рис.1 показаны такие элементы как: ременная передача, зубчатая передача, кулисный механизм. Из анализа конструкции получено, что двигатель имеет определенную скорость, угловую мощность, зубчатые передачи, диаметры шкивов и т.д.

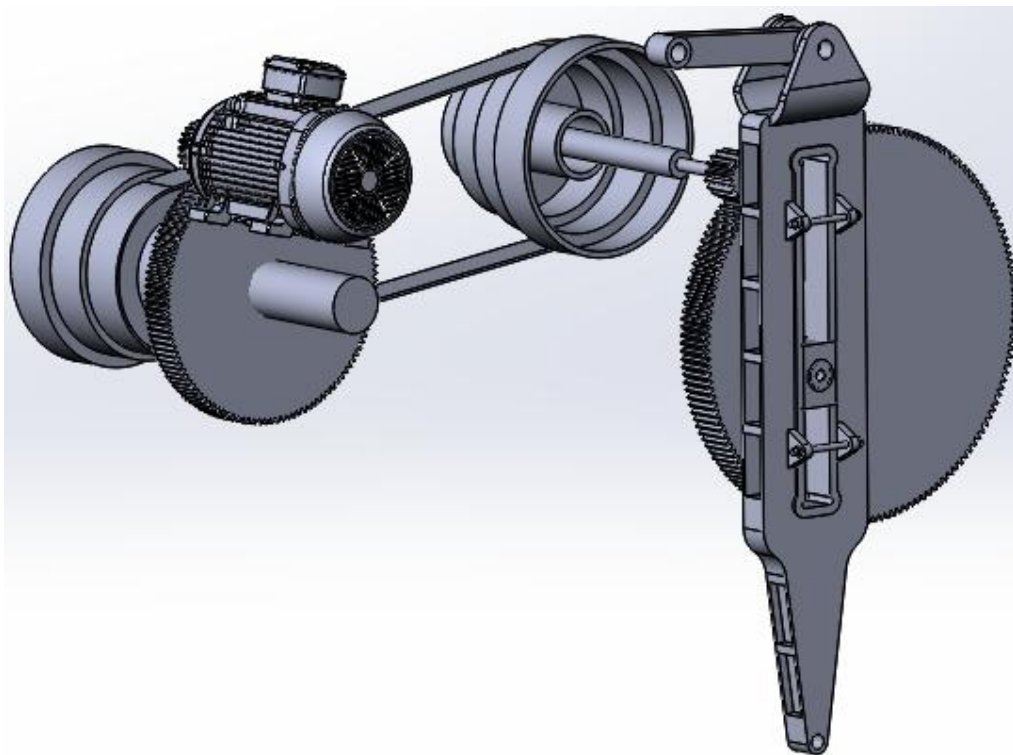


Рисунок 1- 3D- модель кулисного механизма

Кулисный механизм представляет собой колесо зубчатое расположенное на оси, которое приводится в движение шестеренкой. На колесе располагается камень, положение которого регулируется с помощью специального механизма. Кулиса (нижний конец которой закрепляется шарнирно к корпусу, а верхний с помощью рычага, который прикрепляется к ползуну) приводится в движение данным камнем.

Задачи проекта:

- 1) изучить конструкцию данного механизма
- 2) произвести замеры параметры звеньев привода стана кулисного механизма

3) выполнить расчет кинематических и статических характеристик данного станка.

Для достижения поставленной задачи были решены следующие подзадачи:

1) Определение путём измерения размеры звеньев кулисного механизма.

Двигатель приводит в движение через открытую зубчатую пару шкив и ременную передачу на валу которой располагается шестерня. При вращении этой шестерни вращается это зубчатое колесо.

2) В рамках второй задачи определила параметры звеньев привода стана, путём составления кинематических схем.

3) Исследование кинематические характеристики построением плана скоростей, плана ускорений и положений.

Выводы:

По заданию кафедры выполненный анализ конструкции кулисного механизма и поперечно-строгального станка в целом показал следующее:

Поперечно-строгальный станок, установленный на кафедре горных машин и инжиниринга, выпущен примерно 40-х годах прошлого века. Конструкция этого станка не описана в известной литературе и техническая документация на неё утеряна.

Механическое движение передается от асинхронного двигателя мощностью 1,7 кВт с частотой вращения 1420 об/мин через открытую зубчатую пару прямозубых колёс с числом зубьев $z_1=23$, $z_2=120$ соответственно. Затем через ременную передачу с диаметрами шкивов соответственно $d=340$ мм, $d=265$ мм. На валу последнего шкива размещается шестерня, которая и приводит в движение зубчатое колесо маховик. Маховик установлен консольно на втулке, которая работает как подшипник скольжения. Общее передаточное число привода зубчатого маховика составляет 38. На маховике установлен камень кулисного механизма, положение которого на колесе регулируется с помощью винтового механизма. При изменении положения камня на колесе меняется положение ползуна. Камень приводит в движение кулису, которая с одной стороны шарнирно опирается в нижней части станка, а с другой стороны двигает рычаг, который перемещает ползун, совершая при этом возвратно-поступательное движение.

Для анализа кинематических и статических характеристик указанного станка в программе SolidWorks разработана компьютерная модель кулисного механизма, которая была проверена на собираемость и работоспособность. Далее для определения кинематических и статических характеристик использовались методы теории механизмов и машин.

Для определения кинематических характеристик была построена упрощенная модель кулисного механизма (рис. 1). Звенья моделировались идеальными стержнями и цилиндрическими телами. По входным данным, используя графоаналитические методы, были определены угловая скорость колеса и ускорения звеньев данного кулисного механизма. В дальнейшем предполагается определить усилие, возникающее в звеньях станка, используя методы теории машин и механизмов и программу SolidWorks Motion.

УДК 662.769.21

Шкут А.П., студентка гр. ГМмм-14-1**Научный руководитель: Заболотный К.С., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга**

(Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)

ВОДОРОД КАК АЛЬТЕРНАТИВНЫЙ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ. РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОЛИЗЕРА ДЛЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА ВОДОРОДА

Потребность в энергии растет с каждым годом, это связано с ростом населения и с развитием промышленного сектора. Известно, что запасы, используемого в качестве источников энергии традиционного органического топлива – угля, газа, нефти, ограничены и по оценкам экспертов будут истощены приблизительно через шестьдесят лет. Так же интенсивная добыча и использование полезных ископаемых наносит непоправимый вред окружающей среде. В связи с этим стремительные обороты набирает развитие технологий добычи энергии из альтернативных, возобновляемых источников. Одним из решений вышеперечисленных проблем является водород.

Водород самый простой и распространенный химический элемент во Вселенной. На Земле водород входит в состав воды, минералов, угля, нефти, живых существ. Несмотря на свою простоту и распространенность, водород в свободной форме не встречается, только в соединении с другими веществами. Одно из таких соединений – обычная вода, представляющая собой полностью окисленный водород. В связи с этим наиболее рентабельный и распространенный метод получения водорода – процесс электролиза воды. Электролиз воды выгодно отличается от других методов получения водорода простотой технологической схемой, доступностью и дешевизной сырья – воды, высокой надежностью в эксплуатации, несложностью обслуживания установок. В газах электролиза практически отсутствуют посторонние примеси, кроме паров воды и взаимных примесей одного газа в другом, что значительно упрощает очистку водорода.

Электролиз позволяет получать водород разложением воды посредством воздействия электрическим током. Этот способ основывается на том, что под воздействием мощного электрического тока ионы, на которые распались молекулы воды, движутся к электродам. Теряя или же приобретая на них заряд, частицы образуют новые двухатомные молекулы кислорода и водорода. Электролиз воды с целью получения водорода производят с помощью электролизеров. С помощью программы SolidWorks была разработана модель электролизера.

Общий вид электролизера представлен на рисунке 1. В стальном корпусе 1 установлены мобильные блоки: блок электропитания 2 – источник постоянного напряжения, к которому подключен блок электролизера 3. Блок электролизера – герметическая емкость, образованная из набора электролитических пластин 4 (катода и анода), стянутых между торцевыми плитами 5 при помощи шпилек 6. Пластины расположены друг от друга на расстоянии 2мм и разделены резиновыми прокладками 7.

Одна из торцевых пластин электролизера имеет два патрубка: патрубок для отвода водорода 8 и патрубок для подпитки электролизера водой 9. Патрубок для пополнения электролизера водой соединен с емкостью для подпитки 10. Для контроля за уровнем воды и своевременной подпитки конструкцией предусмотрен специальный датчик, по сигналу которого производится ее впрыск в рабочее пространство электролизера. Патрубок для отвода водорода 11 соединен с двумя, установленными последовательно пеногасителями 12. Пройдя через которые, водород направляется в

водяной затвор 13, после чего перемещается на горелку, где происходит его мгновенное сжигание. За превышением давления внутри сосуда следит аварийный выключатель и сбросной клапан.

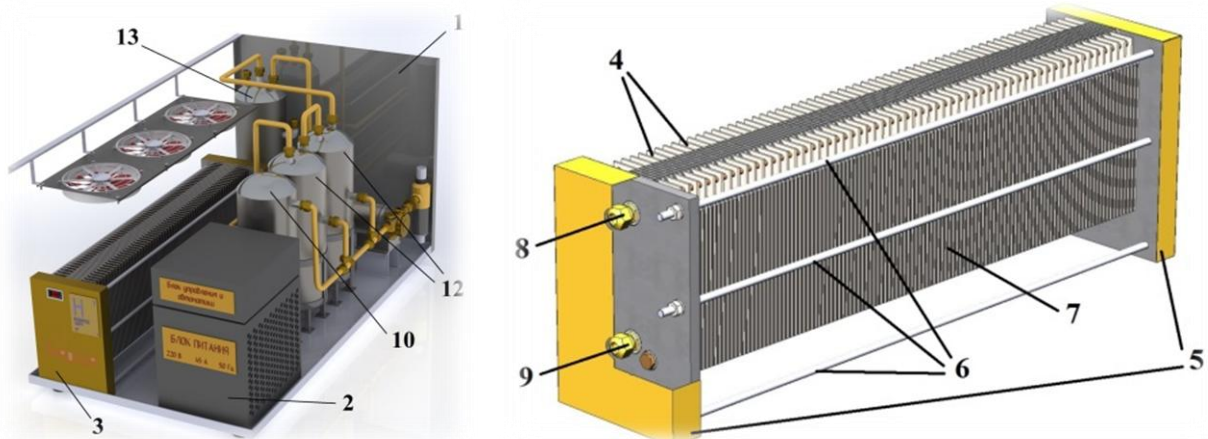


Рис. 1 – Конструкция электролизера

Лидером в переходе на водород является транспортная сфера [1]. Водородные топливные элементы могут применяться практически в любом виде транспорта. В стационарных источниках энергии для домов, а также в небольших портативных, иногда карманных устройствах, для генерирования электричества, используемого другими мобильными устройствами. При сгорании водорода в двигателе образуется практически только вода, и в этом отношении двигатель на водородном топливе является наиболее экологически чистым;

Высокие энергетические свойства водорода — низшая теплота сгорания водорода составляет 120 МДж/кг, что более чем в 4 раза выше по сравнению с бензином (около 25 МДж/кг), т. е. 1 кг водорода эквивалентен почти 4,5 кг бензина;

Практически неограниченная сырьевая база при условии получения водорода из воды.

Выводы

1. Основная цель разработки водородных технологий — снижение зависимости от традиционных энергоносителей, а главное — уменьшение токсических выбросов в атмосферу от сжигания углеводородов.
2. Разработанная модель в SolidWorks отображает простоту конструкции и изготовления электролизеров. Основной проблемой является взрывоопасность, что не позволяет накапливать водород.
3. Водородные топливные элементы могут применяться практически в любом виде транспорта, что является экономически выгодным благодаря высоким энергетическим свойствам водорода и экологически безопасным.

Перечень ссылок

1. Картамышева Н. С., Картамышева Е. С., Биекенова А. С., Перевала М. Н. Водород — топливо будущего? // Молодой ученый. — 2015. — №14. — С. 662-666.