

Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

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



Т Е З И

XVIII

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

Конференція присвячена

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

**24 січня
Дніпро 2020**

УДК 622.232
ББК 34.42
П64

Електронний збірник містить тези доповідей, поданих на XVIII щорічну науково-технічну конференцію «ПОТУРАЇВСЬКІ ЧИТАННЯ». Основна частина матеріалів відображує наукові напрями досліджень викладачів і аспірантів кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні, а також тематику дипломних робіт студентів IV і V курсів цієї ж кафедри.

До тез увійшли п'ять робіт учнів «Технічного ліцею імені Анатолія Лигуна» Кам'янської міської ради і одна робота учня гімназії № 3 Дніпровської міської ради.

Технічна обробка і комп'ютерний набір О.В. Анциферова

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОГО ПРОЕКТУ МОДЕРНІЗОВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГРОХОТА ТИПУ ГВЧ-31С

Професор Заболотний К.С, асистент Жупієв О.Л., магістр Шкут А.П.
НТУ «Дніпровська політехніка»

На кафедрі інжинірингу та дизайну у машинобудуванні поступило технічне завдання від фірми «Укрпромнінерал» на проведення розрахунку модернізованої конструкції грохота типу ГВЧ-31С. До технічного завдання додавалася комп'ютерна модель грохота в форматі STEP. В результаті аналізу отриманих даних виявлено, що об'єктом модернізації стали вібробуджувачі грохота.

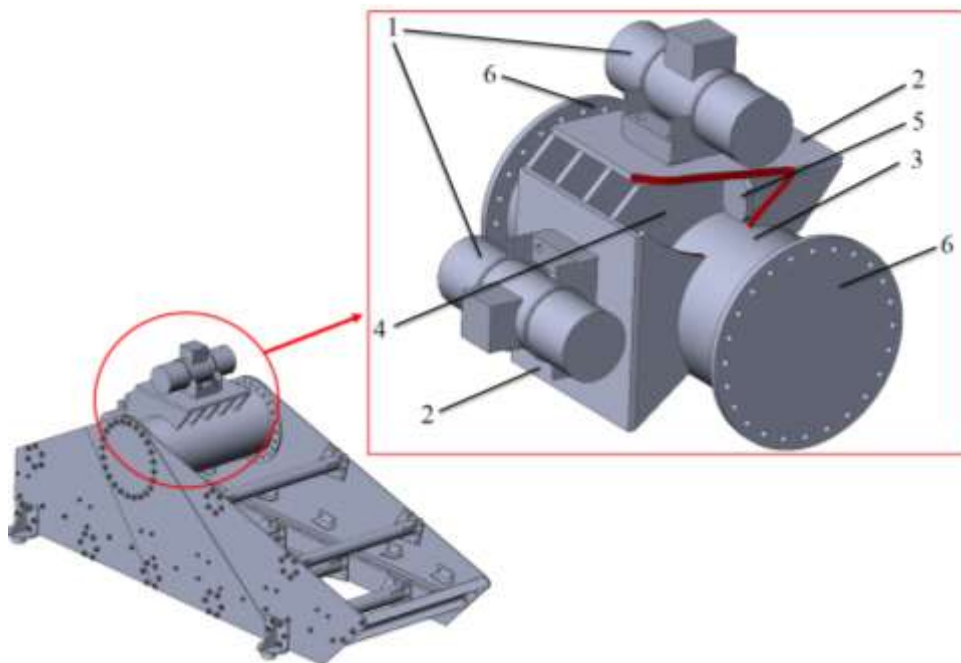


Рис. 1

В новій конструкції замість стандартних вібробуджувачей грохоту ГВЧ-31С, використали площадкові вібратори ІВ-106 (позиція 1 на рисунку 1). Вібратори встановлюють на додатково розроблений вузол кріплення, що складається з горизонтальної та вертикальної пластин 2, труби 3 привареної до пластин поздовжніми 4 і поперечними 5 ребрами. Для кріплення вузла до борту грохота слугують фланці 6.

Такі зміни в будові грохота призвели до необхідності проводити розрахунки параметрів роботи машини. Проте аналіз класичних методів розрахунку вібраційних грохотів [1] показав ряд недоліків, наприклад неможливість досліджувати перехідні процеси роботи машини; короб розглядається як тверде тіло, тому не можна визначити напруження в вузлах модернізованої конструкції та довговічність елементів вузла кріплення вібраторів. Отже актуальною науково-технічною задачею є обґрунтувати методику моделювання модернізованої конструкції грохота типу ГВЧ-31С з використанням систем автоматизованого проектування і розрахунку, таких як SolidWorks.

Об'єкт розробки – динамічні процеси, які протікають в грохоті типу ГВЧ-31С. **Предмет розробки** – методика моделювання динамічних процесів грохота типу ГВЧ-31С.

Мета роботи – розробка рекомендацій з моделювання динамічних процесів і технічної документації модернізованої конструкції грохота типу ГВЧ-31С

В результаті проведених досліджень було проаналізовано класичний метод розрахунку грохотів; визначено, що початкових параметрів пружного елемента недостатньо для нормальної експлуатації грохота, тому за допомогою методів опору матеріалів та програмами SolidWorks Simulation розрахован пружний елемент з новими параметрами; розроблена методика визначення власних частот коливань грохота з використанням SolidWorks Simulation; розроблена методика моделювання перехідних процесів грохота в SolidWorks Motion, за допомогою якої визначені амплітуди коливань під час пуску та робочого режиму грохота; розроблена методика моделювання напружено-деформованого стану вузлів кріплення вібраторів, в яку увійшла методика моделювання зварних конструкцій за допомогою SolidWorks Simulation, визначена довговічність вузла кріплення вібраторів модернізованої конструкції грохота типу ГВЧ-31С, довговічність не нижче 2×10^6 циклів.

Література.

1. Дятчин В.З., Ляшенко В.И., Франчук В.П. Совершенствование конструкций грохотов для горнорудной промышленности // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2007. – № 3. – С. 98-102.

МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ПРОТОЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ГІДРАВЛІЧНОГО КЛАСИФІКАТОРА З ПОТОКОМ ПУЛЬПИ

Професор Бондаренко А.О.
НТУ «Дніпровська політехніка»

Розроблена математична модель процесу взаємодії твердих частинок, які рухаються швидкісним напором несучого середовища з похилою поверхнею гідралічного класифікатора [1].

Застосована теорія переносу одиничних частинок зернистого матеріалу двофазним гетерогенним потоком в межовій області між похилою поверхнею класифікаційного апарата й водним середовищем. Розглянуто взаємодію твердої частинки з похилою поверхнею під дією швидкісного напору несучого потоку який розширюється, а також сил тяжіння, Архімеда, тертя, опору середовища [2].

Виконане математичне моделювання процесів взаємодії твердих частинок з похилою поверхнею при впливі швидкісного напору несучого середовища. В результаті розробки моделі процесу взаємодії проточної частини класифікатора нового технічного рівня, сформованої різнопохилими поверхнями, з твердими частинками, які омиваються попутним потоком несучого середовища, сформульовані закономірності впливу кута нахилу поверхні проточної частини класифікатора на параметри рівноважного стану твердої частинки. Отримані аналітичні залежності для визначення характерних швидкостей руху потоку несучого середовища достатніх для рівноваги твердої частинки [3].

Отримані аналітичні залежності для визначення швидкості потоку несучого твердої частинки середовища від кута нахилу стінки проточної частини класифікаційного апарату [4]. Визначені залежності дозволяють виконати обґрунтування раціональних кутів нахилу поверхонь, які формують проточну частину горизонтальних класифікаторів й інших класифікаційних апаратів, які застосовуються для гравітаційної переробки зернистих матеріалів.

Література.

1. 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.
2. Bondarenko, A. O., 2012. Mathematical modeling of soil dredger absorption processes in the underwater bottomhole. *Metallurgical and Mining Industry*, 3, pp. 79–81.
3. Bondarenko, A. O., 2012. Laws of determination of fine materials suction limits in submarine suction dredge face. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 4, pp. 59–64.
4. Bondarenko, A. O., 2018. Theoretical bases of pulp suction process in the shallow dredge underwater face. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 3, pp. 22–29.
5. Bondarenko, A. O., 2018. Modeling of interaction of inclined surfaces of a hydraulic classifier with a flow of solid particles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 4, pp. 13-20.

DEVELOPMENT OF THEORETICAL FOUNDATIONS FOR THE DESIGN OF GRAVITATIONAL CLASSIFIERS

D.Sc. (Tech.), Professor Franchuk V.P.

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

Dnipro University of Technology

The current pace of economic development, and in particular, the construction industry, require an increase in the production of high-quality raw materials, mainly for the production of construction materials and mixtures. It is known that more than 75% of the sand deposits located on the territory of Ukraine are watered, and the reserves of construction sands of the Azov-Black Sea basin alone are estimated at more than 100 billion tons. This confirms the relevance of using the underwater and hydromechanized mining method [1]. At the same time, there are no proven technical and technological solutions that allow the development of complex structural deposits, including the processing of raw materials. The development of such deposits will reduce raw material prices, especially for the production of building materials, give impetus to the development of related industries and create new jobs. Thus, the urgent problem is the development of new technical solutions for devices for processing granular minerals in hydromechanical mining.

Analysis of raw materials extracted from an indicative series of ore and non-metallic sand deposits indicates a low quality of the initial ore. So, according to the basic set of physical and mechanical properties (particle size modulus, percentage of clay and dust particles, etc.), the natural mineral does not comply with the applicable standards for the final product. In this regard, the processing of feedstock is required, which involves cleaning of large inclusions (gravel, clay lumps, plant fragments, shells), as well as finely dispersed clay-silt impurities. Removing large inclusions from the rock mass is not particularly difficult. At the same time, the process of cleaning sand from fine impurities requires a more thorough study [2].

To obtain a high-quality marketable product, various processing methods are used. In particular, in hydromechanized production, hydraulic methods of cleaning, classifying and isolating the desired product are relevant. The technological feature of hydraulic sand mining is the ability to reduce the cost of processing products through the use of mobile classification plants [3].

The authors' scientific papers [1-4] present the results of scientific studies of the process of gravitational deposition of solid particles with a particle size of 0,15 to 5 mm, driven by a horizontal accelerated flow of a carrier medium with a description of the motion of particles relative to the flow. The mathematical model developed on the basis of the Euler equation for the process of interaction between the flow part of the hydraulic horizontal classifier and the horizontal accelerated pulp flow made it possible to determine the hydrodynamic parameters of the flow with a characteristic distribution of velocities and accelerations along its depth. The result of mathematical modeling of the process of interaction of the flow part of the classifier, divided into n flows, with a horizontal accelerated solid particle-bearing flow of pulp was a description of the process of movement of solid particles relative to the associated horizontal bearing accelerated flow.

The result of the simulation of the interaction process of the flow part of the classifier, bounded by different inclined surfaces of the device, with a horizontal accelerated solids-bearing pulp stream, was a visualization of the deposition of solid particles in the form of a trajectory characteristic of the indicated sections of the process and taking into account the movement of solid particles relative to the carrier flow [1]. To this end, theoretical dependences were obtained for constructing the trajectories of the motion of solid particles under conditions of gravitational deposition under the influence of a horizontal accelerated carrier flow, taking into account the outflow of thickened pulp and possible scenarios of relative movement of solid particles and liquid. It is established that the design parameters of a classifier that implements the process of gravitational deposition of solid particles with a particle size of 0,15 to 5 mm in a horizontal accelerated carrier flow with a separation boundary of 0,1 to 0,2 mm and an input pulp concentration of not more than 20% can be rationally determined by construction of a trajectory of motion of solid particles of boundary fineness [4].

The use of the developed model is sufficient for the rational design of hydraulic classification systems for the processing of raw materials and recycled water supply. A comprehensive methodology for calculating the hydrodynamic and structural parameters of hydraulic classifiers, developed using mathematical models and analytical dependences obtained by the authors for the first time, was used in the design of hydraulic classifiers and water recycling systems for existing mining enterprises [1].

The scientific and technical solutions proposed by the authors have been tested in scientific journals, while carrying out scientific and technical projects, they have been implemented at specialized enterprises with an economic effect [1]. The above developments are original and protected by patents. The implementation of the above solutions and recommendations will contribute to increasing the efficiency of hydraulic classification processes in the processing and enrichment of minerals.

Література.

1. 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.
2. Франчук В.П. Математическая модель движения несущего потока в классификаторе гидравлическом горизонтальном / В.П. Франчук, А.А. Бондаренко // Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2015, Вып. 1. – С. 21 – 28.
3. Franchuk V.P. Substantiation of method to calculate design parameters of horizontal hydraulic classifier / V.P.Franchuk, A.O. Bondarenko, A.A. Titov // Збірник наукових праць «Геотехнічна механіка». – 2017, № 134. – С. 59 – 66.
4. Франчук В.П. Теоретические основы процесса движения жидкости в гидравлическом горизонтальном классификаторе / В.П. Франчук, А.А. Бондаренко // Збірник наукових праць «Геотехнічна механіка». – 2014, № 115. – С. 188 – 199.

О ПРЕДЕЛЬНЫХ РАЗРЫВНЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ КАК КРИТЕРИИ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ РЕЗКОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Д.т.н., с.н.с. Васильев Д.Л.

ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины

Доцент Ганкевич В.Ф.

НТУ «Днепровская политехника»

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

Украинский государственный химико-технологический университет

В сплошном полупространстве, в тонком поверхностном слое при резком охлаждении поверхности породы параллельно границе возникают равные все-сторонние растягивающие напряжения, схематически показанные на рис. 1. Толщина слоя очень мала и связана с теплопроводностью породы. [1]

Следует предположить, что разрыв поверхностного слоя горной породы наступит тогда, когда создающиеся в породе термические напряжения превысят предельные σ_p , которые рассматриваются (рис. 1) как сопротивляемость горных пород растяжению (разрыву) и определяются, как правило, экспериментально [2].

Показатели сопротивляемости разрыву одной и той же горной породы при различных способах испытаний могут существенно различаться по величине.

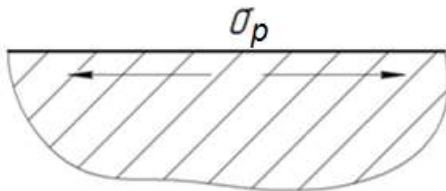


Рис. 1

Дальнейшее решение задачи заключается в необходимости проведения механических испытаний по схеме нагружения близкой к той, которая имеет место при резком охлаждении поверхностного слоя горной породы. В тонком поверхностном слое полупространства создать механические всесторонние разрывные напряжения и фиксировать начало момента появления трещин. При известных свойствах полупространства определить условия σ_p – предел прочности на такой разрыв. Сделать все это – весьма затруднительно.

Литература.

1. Коваленко А.Д. Термоупругость. – Киев: Вища шк. 1976. – 216 с.
2. Барон Л.И., Керелица Л.Г. Сопротивляемость горных пород отрыву. – Киев: Наук. думка, 1974. – 191 с.

ПЕРЕРАБОТКА ШЛАМОВ – ОТХОДОВ ОБОГАЩЕНИЯ ЖЕЛЕЗОСО- ДЕРЖАЩИХ РУД

Кравченко В.П., Таранина Е.В.

ГВУЗ Приазовский государственный технический университет,
г. Мариуполь

Ганкевич В.Ф., Киба В.Я.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Во всех цивилизованных промышленно развитых странах для сохранения жизни на Земле и минимизации парникового эффекта предоставляются льготные кредиты для переработки отходов (шлаков, шламов) металлургических и горнорудных предприятий, позволяющих получить ценные материалы – железо, свинец, цинк, алюминий, цемент, минеральную вату и добавки в строительной индустрии.

В Украине вопросу переработки отходов промышленных предприятий не уделяется должное внимание.

Так, в Украине имеется более 2000 терриконов, полученных при добыче угля, и шлаки Мариупольских комбинатов. Из-за отсутствия землеотводов под шлаки они выбрасываются в море. Шлаки теплоэлектростанций содержат большой процент недоиспользованного углерода, железо и уран, а шламы Полтавского горно-обогачительного комбината занимают многие тысячи гектар земельных угодий.

Нами предложен комплекс мероприятий для переработки шлаков и шламов. Предлагаемое оборудование блочно-модульного типа, не требует установки на фундамент. Это позволяет менять местами оборудование или добавлять новое в технологической цепи переработки отходов.

Отходы перерабатываются и решается экологическая и экономическая задача одновременно.

Литература.

1. Технологический комплекс переработки смеси металлургических шлаков в аспекте обращения с вторсырьем и побочной продукцией производственных циклов / В.П. Кравченко, Е.Б. Таранина, В.Ф. Ганкевич, В.Я. Киба, А.В. Куц // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 73(114) – С. 27–32.
2. Болдырев А.С. Строительные материалы / А.С. Болдырев, П.П. Золотов. – Москва: Высшая школа, 1989. – 479 с.

РАЦІОНАЛЬНА ВИСОТА МОЛОЛЬНОЇ КАМЕРИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА

Професор Франчук В.П., доцент Анциферов О.В.
НТУ «Дніпровська політехніка»

Під час роботи вертикального вібраційного млина (МВВ) в безперервному режимі ефективність подрібнення залежить від висоти кульового завантаження помольної камери. Ця висота з урахуванням технологічного зазору визначається висотою робочого органу. Але збільшувати цей параметр до нескінченності не можна, і не тільки з міркувань міцності. Раціональне значення цієї величини можна визначити, вивчивши рух куль всередині камери.

Реєстрація параметрів руху куль проводилася двома способами: кінозйомкою за допомогою швидкісної кінокамери в скляних камерах і шляхом реєстрації руху куль щодо виконавчого органу реохордними датчиками переміщень. У досліджах змінювалися частота і амплітуда коливань, а також використовувалися камери різної висоти.

Для теоретичного вирішення даної задачі необхідно визначення приведенного модуля пружності і коефіцієнта пружної характеристики технологічного завантаження (приймалося, що непружні характеристики в системі відсутні). Методику вирішення цієї задачі наведено в [1]. На рис. 1 представлений графік максимальних значень відносного руху матеріалу Δy в залежності від висоти технологічного завантаження z . Як видно, відносне переміщення матеріалу зі збільшенням висоти положення шару збільшується. Якісно така ж картина має місце і при проведенні експериментальних досліджень.

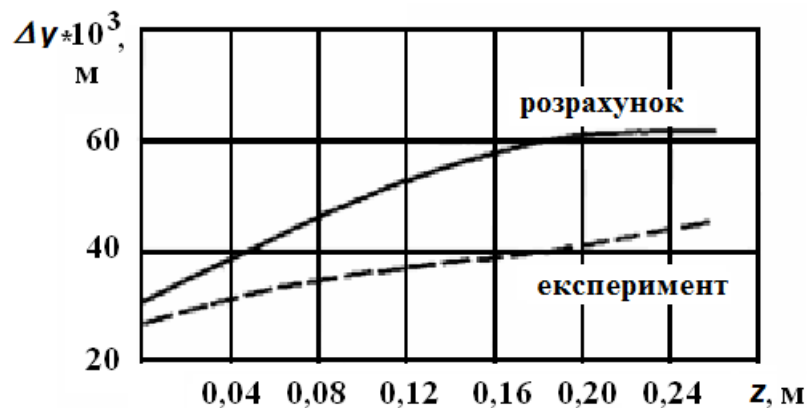


Рис. 1

Дана робота показує, що для ефективності здрібнення у вертикальному вібраційному млині необхідно забезпечити висоту технологічного завантаження в її виконавчому органі (або забезпечити частоту коливань виконавчого органу), щоб по висоті засипки вкладалося не більше чверті довжини хвилі її деформації.

Література.

1. Франчук В.П. Конструкции и динамический расчет вибрационных мельниц. – В кн.: Техника и технология обогащения руд. – М.: Недра, 1975, с. 143-160.

ВПЛИВ ПОТУЖНОСТІ ВУГІЛЬНОГО ПЛАСТА НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ОСНОВНИХ РЕДУКТОРІВ ОЧИСНОГО КОМБАЙНА ТИПУ 2ГШ68

Доцент Запара Є.С., магістр Карпик М.В.

НТУ «Дніпровська політехніка»

При експлуатації комбайнів зазначеного типу спостерігається значне розсіювання ресурсів основних редукторів [1]. Це призводить до невідповідності фактичних ресурсів редукторів нормативним значенням, у наслідок чого спостерігається або їх передчасний вихід з ладу чи надходження на капітальний ремонт редукторів із значним залишковим ресурсом. Тому роботи, спрямовані на визначення причин цього явища та на розробку методики більш точного розрахунку прогнозованого ресурсу основних редукторів комбайна типу 2ГШ68, є актуальними.

Для багатьох конструкцій вугільних комбайнів ресурси привідних редукторів виконавчих органів, що визначені в одиницях часу, не залежать від потужностей розроблюваного вугільного пласта. Конструкцією комбайна типу 2ГШ68 задля максимального збільшення навантаження на вибій, досягнення найбільшої продуктивності видобутку та повного використання потужності встановлених двох електродвигунів, передбачена можливість з'єднувати ці двигуни для спільної роботи на один виконавчий орган за допомогою відповідної зубчастої передачі, котра розташована в редукторі основному, правому. Зазначене з'єднання вмикається за допомогою окремої зубчастої муфти і використовується, зазвичай, при роботі на пластах, потужність яких відповідає середньому та нижньому ділянкам діапазону, передбаченого технічною характеристикою - від 1,25 до 2,45 м. При цьому завдяки системі автоматичного управління комбайна, що встановлює таку швидкість його пересування, при котрій обидва двигуни розвивають номінальну потужність, забезпечується однакова продуктивність видобутку вугілля певної міцності незалежно від потужності пласта. Це досягається за рахунок збільшення швидкості пересування комбайна і, пов'язаною з нею, глибини різання різців на відносно тонких пластах.

З іншого боку крім позитивного технологічного ефекту зазначений режим експлуатації комбайна призводить до прискореного накопичення втоми деталями редуктора. Тому саме вплив потужності вугільного пласта, що видобувається очисним комбайном типу 2ГШ68, на довговічність його основних редукторів було предметом проведених аналітичних досліджень.

Для встановлення залежності ресурсів основних редукторів від потужності розроблюваного вугільного пласта за допомогою програми Excel розраховано: розподіл загальної потужності електродвигунів комбайна між випереджаючим та відстаючим редукторами; моменти, що діють на вхідні вали цих редукторів; згинальні та контактні напруження, що виникають в їх зубчастих передачах, у залежності від потужності розроблюваного пласта. Встановлено, що ресурс зубчастих передач редукторів обмежується ресурсом їх конічних шестерень перших ступенів, які визначені по контактними напруженнями. Ці ресурси розраховано за відповідною методикою [2]:

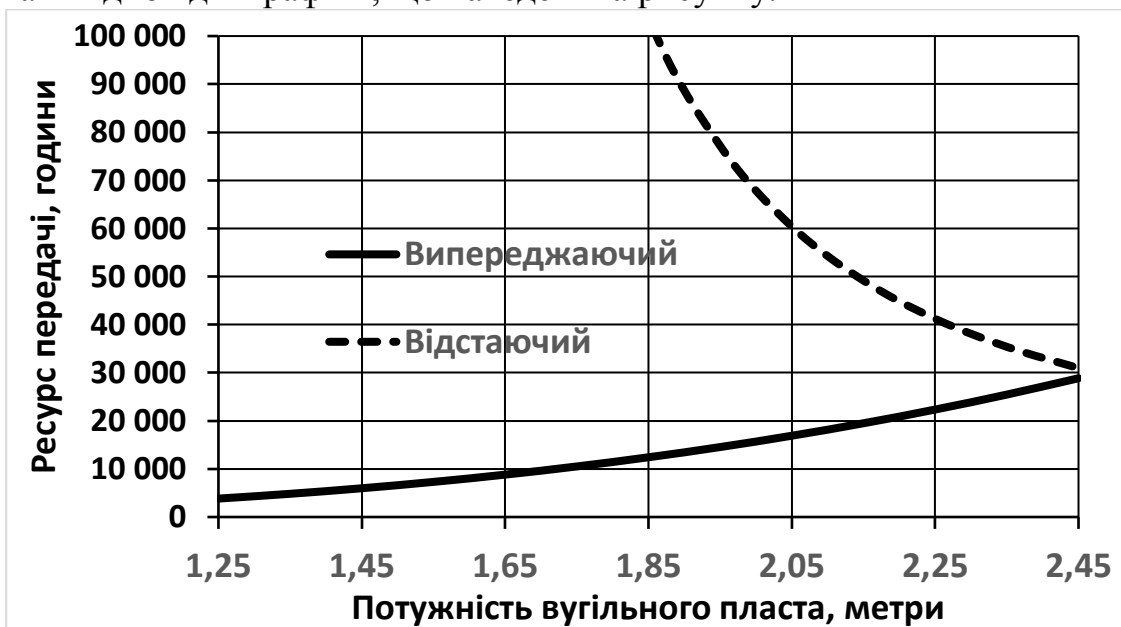
$$T_{p.конт} = \left(\frac{[\sigma]_H}{\sigma_H}\right)^m \times [T_{o.конт}],$$

де $[\sigma]_H$ – допустимі контактні напруження для сталі 20Х2Н4А, що цементована та термооброблена до HRC 56...63, складають 1100 МПа;

m – показник кривої утомленості для контактних напружень - 6;

$T_{o.конт}$ – базовий ресурс в годинах, що визначався виходячи з базової кількості циклів зміни навантажень для тривалої границі втоми по контактним напруженням ($12 \cdot 10^7$ циклів) і швидкості обертання шестерні.

Вихідними даними для розрахунку діючих напружень σ_H були параметри зубчастої передачі та крутні моменти, що при заданій потужності пласта припадають на вхідні вали випереджаючого та відстаючого редукторів. На підставі розрахунків зазначених ресурсів зубчастих передач редукторів комбайна побудовані відповідні графіки, що наведені на рисунку.



З отриманих результатів можна зробити висновок, що зі збільшенням потужності вугільного пласта в діапазоні технічної характеристик комбайна ресурс зубчастих коліс випереджаючого та відстаючого редукторів, відповідно, збільшується від 3830 до майже 30000 годин і зменшується від практично довічного до 30000 годин.

У подальшому отримані результати дозволять визначити вплив умов експлуатації зазначеного комбайна на строк його служби та скласти відповідні рекомендації до планування його поточних і капітальних ремонтів.

Література.

1. Гетопанов В.Н., Рачек В.М. Проектирование и надежность средств комплексной механизации: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1986. – 208 с.
2. Красников Ю.Д., Солод С.В., Хазанов Х.И. Повышение надежности горных выемочных машин. С.-П.: СПГУ, 1989 – 368 с.
3. Н.С. Сургай, В.В. Виноградов, Ю.И. Кияшко. Производительность очистных комплексов нового технического уровня и пути ее повышения // Уголь Украины – 2001. – № 6. – С. 2-6.

О РАЦИОНАЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ РАБОТЫ ГАЗОСТРУЙНОЙ УСТАНОВКИ

Профессор Горобец Л.Ж., НТУ «Днепровская политехника»,
магистр Верхоробина И.В., ИГТМ НАН Украины

Газодинамический способ измельчения, реализуемый в газоструйных установках, является одним из перспективных направлений получения микронизированных порошков с размерами частиц – доли, единицы и десятки микрон. Высокая дисперсность продуктов с поверхностью порядка единиц м²/г достигается путем соударений частиц в противоточных или вихревых струях высокотемпературного энергоносителя при скорости относительной динамической деформации на уровне $\approx \varepsilon \geq 10^5 \text{ с}^{-1}$. Проблема снижения затрат энергии в процессе тонкого измельчения попрежнему актуальна, поскольку согласно исследованиям [1-3] удельные энергозатраты возрастают с уменьшением размера частиц согласно закономерности, названной *динамическим размерным эффектом* и проявляющейся во всем многообразии видов разрушения (сжатие, удар, бурение, взрыв, тектонические процессы). Суть эффекта в постоянстве произведения $W_V d \cong \text{const}$ критической плотности энергии W_V на размер d разрушения.

Практика исследований и промышленного освоения газоструйных установок [1, 4, 5] показала их эффективность за счет применения струй с высокой температурой (400-600°С) при низком давлении, поскольку в рабочем процессе реализуется применение тепловой энергии для работы измельчения, подсушки и механоактивации диспергированных частиц. При освоении газоструйных мельниц в условиях Вольногорского горно-металлургического комбината и Волгоградского керамического завода нашли применение реконструированные камеры сгорания турбореактивных двигателей ВК-1А и ВРД (типа М 701). Их реконструкция позволила обеспечить зажигание и устойчивое горение природного газа с достижением высокой скорости продуктов сгорания (до 500 м/с) при истечении из сопел Лаваля одно- или многоканального типа. Опыт использования камер сгорания ТРД в газоструйных установках показал их надежность, эксплуатационные качества и целесообразность автоматического управления. Были успешно решены следующие задачи: автоматизированы запуск и остановка мельницы, разгрузка продукта, регулирование работы камер сгорания путем соблюдения соотношения между топливом и воздухом, регулирование производительности и крупности продукта, поддержание режима давления в рабочей системе мельницы, автоматическое изменение параметров энергоносителя (расхода, температуры) при отклонении крупности от требуемой нормы.

Условия соблюдения максимальной производительности в зоне устойчивой (без завала материалом) работы мельницы определяют по графикам зависимости производительности G от перепада ΔH (кПа/м) давления на 1 м длины транспортного трубопровода. Величина ΔH характеризует концентрацию μ материала в потоке газозвеси из зоны помола. На рис.1 показаны зависимости

G от перепада ΔH при начальном давлении энергоносителя (МПа): 1 – 0,08; 2 – 0,14; 3 – 0,16; 4 – 0,2; 5 – 0,27.

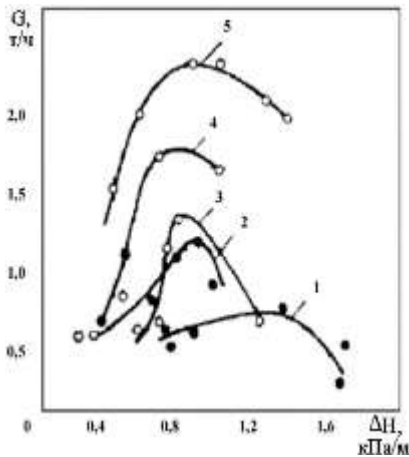


Рис. 1.

В качестве критерия устойчивой работы мельницы, используется производная $d\mu/dQ_2$. При $d\mu/dQ_2 < 0$ работа устойчивая, при $d\mu/dQ_2 \geq 0$ – неустойчивая. Для управления процессом измельчения предложена реализация критерия качества ведения процесса: $dG_{zom}/d\mu=0$ при $d\mu/dQ_2=0$. Функциональная схема системы автоматического регулирования внутримельничного процесса (с. 121-123) описана в работе [5]. Правильность алгоритма экстремального регулирования газоструйной установки подтверждена испытаниями в условиях ВДГМК, показавшими прирост производительности мельницы 15-18 % при измельчении циркона.

В настоящее время закон регулирования по формулам В.И. Горобца [4, 5] нашел аналогичное применение в работе Л.В. Музыки [6] с целью управления приводом загрузочного бункера струйной установки на основе анализа акустических сигналов в зоне помола. Однако новый подход на основе известного закона регулирования пока не подтвержден экспериментально.

Литература

1. Горобец Л.Ж. Развитие научных основ измельчения твердых полезных ископаемых: дисс... д-ра техн. наук: 05.15.08: защищена 08.10.04 / Горобец Л.Ж. – Дн-ск: НГУ, 2004. – 35 с.
2. Горобец Л.Ж., Верхоробина И.В. Трансформация энергии на стадии диспергирования геосреды при нагружении // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. работ. – Днепр. – Выпуск 136. – 2017. – С. 101-115.
3. Горобец Л.Ж., Верхоробина И.В. Закономерности формирования гранулометрии частиц геоматериалов при разрушении // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. работ. – Днепр. – Выпуск 140. – 2018. – С. 50-60.
4. Горобец В.И. Оптимизация параметров и разработка способа автоматического регулирования газоструйной мельницы: дисс... канд. техн. наук: 05.198: защищена 09.11.1972 / Горобец В.И. – Дн-ск: ДГИ им. Артема, 1972. – 21 с.
5. Горобец В.И., Горобец Л.Ж. Новое направление работ по измельчению. – М.: Недра, 1977. – 183 с.
6. Музыка Л.В. Разработка автоматизированной системы управления работой струйной измельчительной установки. // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. - Дніпро, 2016. – Вип. 63 (104). – С.112-117.

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ТА РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕБАЛАНСУ

Доцент Анциферов О.В., магістр Дідович В.В.
НТУ «Дніпровська політехніка»

Розглянемо інерційний привід гірничого живильника, що складається з чотирьох дебалансів. На першому етапі з конструктивних міркувань обирається форма дебалансу і основні розміри (рис. 1): R , R_1 , r , r_1 , d , t_1 , t_2 .

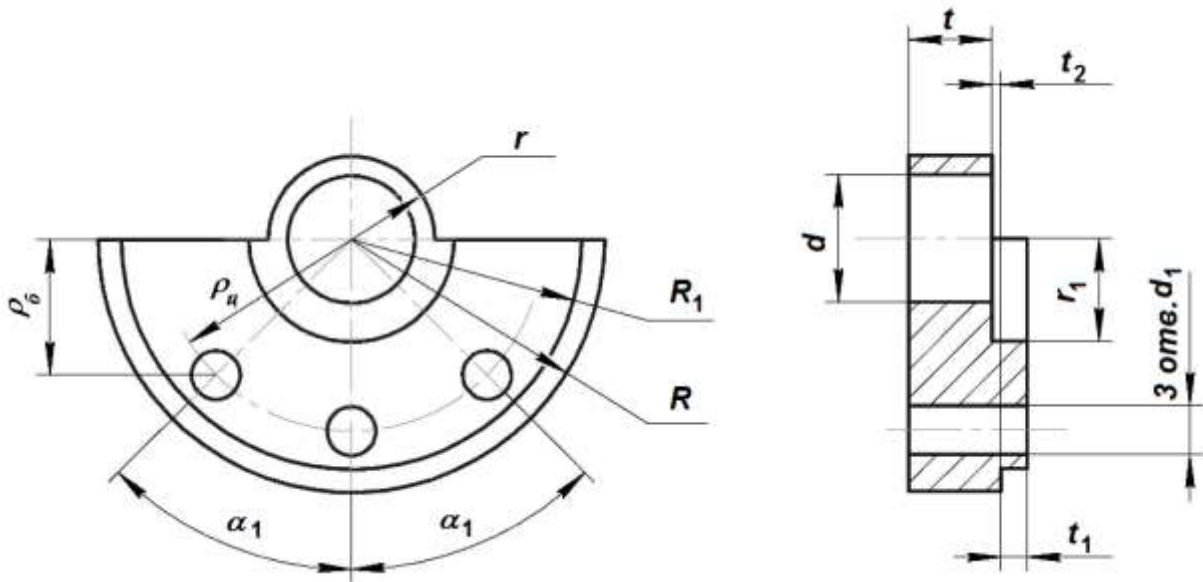


Рис. 1

Інші розміри визначаються з умови отримання необхідної збурюючої сили P_z при заданому числі обертів валу вібратора n . Сюди відносяться товщина вібратора t та радіуси інерції центрального і бокових вставок – ρ_a , ρ_b .

На другому етапі розраховуються напруги в найтоншій частині стінки де-

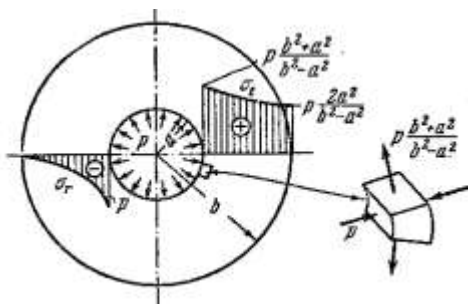


Рис. 2

балансу навколо отвору для валу. Ця частина називається шийкою дебалансу. Задача розглядається в статичній постановці для циліндра, навантаженого внутрішнім тиском (рис. 2). Задача визначення напружень і переміщень в товстостінному циліндрі носить назву задачі Ламе, на ім'я вченого XIX століття, що дав її рішення.

На рис. 2 показані епюри зміни радіального σ_r і окружного σ_t напружень по товщині циліндра при навантаженні його внутрішнім тиском p . Окружна напруга є розтягувальна а радіальна стискаюча. У нашому випадку вважаючи висоту циліндра малою розглядаємо його кільцем шириною t .

У внутрішній поверхні кільця σ_t досягає максимального значення [1]

$$\sigma_t = p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}, \quad (1)$$

де $a = d/2$ – внутрішній радіус шийки дебалансу;

$b = r$ – зовнішній радіус шийки дебалансу.

Радіальне напруження у внутрішній поверхні з урахуванням прийнятої системи координат дорівнює $-p$.

Визначимо внутрішній тиск p .

На шийку дебалансу діє збурююча сила $P_D = 0,25 P_3$. Якщо мислено розрізати кільце по горизонталі, то половина зусилля P_D врівноважиться напруженням σ_t , розподіленим по площі його дії

$$0,5 P_D = \sigma_t t (b - a). \quad (2)$$

З (1) визначаємо σ_t і підставляємо в праву частину (2). Після перетворень отримуємо вираз

$$p = P_D \frac{(b+a)}{t(b^2+a^2)} \quad (3)$$

За теорією найбільших дотичних напружень (в разі відсутності осьової сили)

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - (-p) = p \frac{2b^2}{b^2 - a^2}. \quad (4)$$

Підставляємо сюди (3) і отримуємо

$$\sigma_{\text{екв}} = P_D \frac{2b^2}{t(b^2 + a^2)(b - a)}. \quad (5)$$

За визначеними силовими і геометричними величинами розраховуємо еквівалентну напругу. Далі перевіряємо її на допустиму напругу для матеріалу дебалансу. Повинна виконуватися умова

$$\sigma_{\text{екв}} < [\sigma].$$

Література.

1. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. – М.: Наука, 1970. – 544 с.

ВОЗМОЖНОСТИ АКУСТОЭМИССИОННОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Профессор Горобец Л.Ж., НТУ «Днепровская политехника»,
магистр Верхоробина И.В., ИГТМ НАН Украины

К числу энергонапряженных машин хрупкого разрушения в режимах высокочастотного импульсного нагружения измельчаемых частиц относится газоструйная мельница. В процессе газодинамического измельчения достигается относительная скорость соударений частиц порядка удвоенной скорости звука в воздухе. В технологии используется основное положение реактивной механики о кинетической и тепловой энергии газовой струи. При измельчении в струях варьирование параметров энергоносителя позволяет изменять кинетическую энергию частиц и в результате - режимные параметры нагружения, в частности, скорость динамической деформации $\dot{\varepsilon} = v/d$ и частоту $\dot{N} = 1/\tilde{T}$ нагружающих импульсов (v - скорость удара, \tilde{T} - период разрушения, d - размер частиц). Период взаимных соударений частиц (время накачки энергией) в процессе струйного измельчения соизмерим со временем их разрушения, что обеспечивает высокую дисперсность продуктов.

На основе новых представлений о явлении диспергирования [1-3] определенная часть (порядка 10^{-2} - 10^{-3}) энергии, приобретаемой частицами при соударениях, превращается в акустическую энергию. Согласно теории к.п.д. диспергирования задается трансформацией энергии кристаллической решетки в акустическую энергию, контролируемой дискретно-волновым критерием B_λ микро-

разрушения: $B_\lambda = \lim_{L_k \rightarrow \lambda_k} K = \frac{\lambda_k}{l_k} = \frac{\lambda_B}{\langle a \rangle} \cong 2,1-3,1$ ($\langle a \rangle$ - среднее кратчайшее рас-

стояние между атомами, λ_B - наименьшая длина акустической волны в твердом теле, возникающая при разрыве межатомных связей). Теоретическая оценка величины B_λ включает соотношение физических параметров прочности вещества $U_o / kT_{пл}$ и ограничена параметром ε_* разрывной деформации кристаллической решетки - не более 0,2-0,25 (U_o - энергия разрушения решетки, эквивалентная теплоте сублимации, $T_{пл}$ - температура плавления вещества, k - константа Больцмана) [4].

Проверка теоретических выводов о применимости метода акустической эмиссии для мониторинга зоны помола проводилась на примере газоструйной мельницы, механизм которой обеспечивает технологические требования получения большого числа тонкодисперсных активированных порошков [5]. Акустический мониторинг работы промышленной установки проводили для контроля загрузки мельницы материалом и крупности измельчаемых частиц с помощью специального датчика, соединенного с латунным волноводом, установленным внутри помольной камеры. Характер акустического излучения определяется изменением суммарного счета, амплитуд сигналов и активности \dot{N} акустической эмиссии (АЭ) (\dot{N} - число сигналов в единицу времени τ).

Полученные в экспериментах акустические и технологические характеристики измельчения составили основу для акустоэмиссионной оценки эффективности измельчения по величине *условного* коэффициента $K_{\varepsilon} = G / \lg \dot{N}$, характеризующего отношение производительности G (г/с) мельницы к логарифму уровня акустической активности (с^{-1}) зоны помола. Связь коэффициента K_{ε} с производительностью мельницы изучалась на примерах измельчения в струях различных материалов: циркон, шлак, шамот, известняк, бурый и газовый уголь. Дисперсность продуктов оценивалась по величине $S_{y\delta}$ удельной поверхности на приборе Т-3 (Товарова В.В.).

Определены оптимальные уровни акустической активности \dot{N} (с^{-1}) зоны помола струйной мельницы типа УСИ-20, при которых достигается показатель эффективности $K_{\varepsilon} \geq 0,4$:

шамот	$K_{\varepsilon} = 1,6-0,7$;	$\dot{N} = 10^{3,5-3,8}$;	$S_{y\delta} = 0,17-0,28 \text{ м}^2/\text{г}$;
известняк	$K_{\varepsilon} = 1,4-0,8$;	$\dot{N} = 10^{3,9-4,8}$;	$S_{y\delta} = 0,3-0,68 \text{ м}^2/\text{г}$;
газовый уголь	$K_{\varepsilon} = 0,4-0,6$;	$\dot{N} = 10^{5,0-5,3}$;	$S_{y\delta} = 0,97-1,88 \text{ м}^2/\text{г}$;
бурый уголь	$K_{\varepsilon} = 0,4$;	$\dot{N} = 10^{5,3}$;	$S_{y\delta} = 1,11-1,32 \text{ м}^2/\text{г}$.

Сопоставление приведенных показателей измельчения ($S_{y\delta}$, K_{ε} , \dot{N}) позволило установить закономерность роста уровня акустической активности при получении более тонкого продукта. При этом наблюдается естественная тенденция уменьшения показателя эффективности струйного измельчения в области более высокой дисперсности получаемого продукта.

Для оценки кратности циркуляции материала в пневмоклассификационной системе мельницы использовали величину $K_{\text{ц}} \approx N / N_{\text{загр}}$ соотношения счета N (порядка 1 с) акустических сигналов за текущий период и $N_{\text{загр}}$ - в момент начала загрузки. Изучение кинетики $K_{\text{ц}}$ и G рабочего процесса показало, что максимальная производительность мельницы реализуется в условиях акустического показателя $K_{\text{ц}} \approx N / N_{\text{загр}} \approx 1$, тогда как в состоянии разгрузки струй $K_{\text{ц}}$ значительно меньше 1, а в режимах не оптимальных по содержанию твердой фазы в струе $K_{\text{ц}} \approx 2-4$.

Литература.

1. Горобец Л.Ж. Развитие научных основ измельчения твердых полезных ископаемых: дисс. д-ра техн. наук: 05.15.08: защищена 08.10.04 / Горобец Л.Ж. – Дн-ск: НГУ, 2004. – 35 с.
2. Горобец Л.Ж., Верхоробина И.В. Трансформация энергии на стадии диспергирования геосреды при нагружении // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. работ. – Днепр. – Выпуск 136. – 2017. – С. 101-115.
3. Горобец Л.Ж., Верхоробина И.В. Закономерности формирования гранулометрии частиц геоматериалов при разрушении // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. работ. – Днепр. – Выпуск 140. – 2018. – С. 50-60.
4. Бовенко В.Н., Горобец Л.Ж. Дискретно-волновая природа диспергирования // Науковий вісник НГУ. - 2008. № 1. – С.7-9.
5. Горобец В.И., Горобец Л.Ж. Новое направление работ по измельчению. – М.: Недра, 1977. – 183 с.

REDUCING THE ENERGY CAPACITY OF DRILLING A WELL WITH SHOCK AND ROTARY DRILLING MACHINES

S.n.s. Nazarov O.E.

IGTM NAS of Ukraine

Assoc. prof. Gankevich V.F., Associate prof. Pashchenko O.A.

Dnipro University of Technology

A significant part of the funds, time and energy spent on mining is spent on drilling processes. In this regard, increasing the productivity of well drilling is an urgent task. The most effective is rotational percussion drilling in strong and medium strength rocks. The efficiency existing shock-rotational mechanisms is low due to the impact mechanism being taken out of the well and the lack of designs of submersible pneumatic and hydraulic hammers with high efficiency

To solve this problem, submersible pneumatic and hydraulic hammers of a new design of high productivity and low consumption of working substance were created. So in the submersible hammers, thanks to the new design, which implements two isobaric and one adiabatic expansion cycles, a 2-2.2 times reduction in compressed air consumption is achieved at the same energy costs and impact frequency.

In submersible hydraulic hammers due to the use of the energy of hydraulic shock and static fluid pressure in the supply line, a greater impact energy of the hammer on the drill bit was achieved, at the same frequency and flow rate as in existing hydraulic hammer designs. The proposed designs of submersible impact mechanisms can increase the speed of drilling wells for rocks of strong and medium strength and the cost of drilling.

Literature.

1. Increase of efficiency of pneumatic shock machines / Antonchik V.E., Nazarov A.E., Gankevich V.F., Livak O.V., // Mining. Science .Technology Sat. - 2019 - Vol. 73 (114) - p.67-74.
2. Paschenko O.A., Gankevich V.F., Kiba V.Y., Zalevskaya V.I. Ways to increase productivity and reduce the cost of extraction and processing of minerals. Miners' Forum - 2017. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference. Dnipro, State Higher Educational Institution "NSU"., P.262-265.

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА ШВЕЙНОЇ МАШИНКИ BIELEFELD NÄHMASCHINEN & FAHRRAD FABRIK HENGSTENBERG

Учениця 11-Г класу Захарова Д.Р.

Комунальний заклад «Технічний ліцей ім. Анатолія Лигуна»

Кам'янської міської ради

Доцент Панченко О.В.

НТУ «Дніпровська політехніка»

У світі техніки існує величезна кількість механізмів ідеї яких можна використовувати повторно при розробці нової техніки, зокрема швейної промисловості, в минулі часи широко використовувалися швейні машинки фірм Zinger і Nähmaschinen & Fahrrad Fabrik Hengstenberg. У ряді випадків конструкції приводу швейних машинок не описані в літературі та їх можливо використовувати в якості прототипу для розробки аналогічної продукції. Для аналізу надана швейна машина з ручним приводом Nähmaschinen & Fahrrad Fabrik Hengstenberg.

У роботі [1] розглядалася конструкція, принцип роботи, а також вивчено кінематику руху механізму переміщення голки швейної машинки Bielefeld Nähmaschinen & Fahrrad Fabrik Hengstenberg. Проте не розглянута кінематика механізму переміщення човника, їх спільна робота протягом часу, а також не визначені кінематичні та динамічні характеристики приводу, як суцільного механізму. У зв'язку з цим дослідження механізму приводу швейної машинки Bielefeld Nähmaschinen & Fahrrad Fabrik Hengstenberg – актуальна задача.

Мета роботи – отримання математичних залежностей руху виконавчого механізму швейної машинки.

Для досягнення мети поставлені та вирішені наступні завдання.

1. Аналіз конструкції механізму переміщення човника та тканини у контексті механізму приводу швейної машинки. Тут встановлено, що механізм переміщення човника являє собою кривошипно-шатунний механізм (рис. 1, а). Цей механізм приводиться у рух за допомогою ручного приводу у вигляді рукоятки 1, мультиплікатора 2 з передавальним відношенням 3, далі рух від головного валу 3 передається на вертикальний вал 4 за допомогою конічного прямозубого зчеплення у вигляді двох конічних колес 5 з передавальним відношенням 1. На кінець вертикального валу насаджено кривошип 6. У цієї деталі передбачено противагу для накопичення енергії та згладжування руху механізму. Між кривошипом та шатуном 7 встановлено шарнірний палець. Інший кінець шатуна 7, за допомогою шарніру, з'єднано зі човникотримачем 8, на який встановлюється човник. Завдяки такому механізму, а саме кривошипно-шатунному, човник виконує зворотно поступальний рух. Пересування тканини також забезпечується за допомогою кривошипно-шатунного механізму (рис. 1, б), при цьому палець кривошипу переміщується по окружності, що міститься на деталі 6. При цьому, якщо поступово обернути вертикальний вал з кривошипом 6 у напрямку оберту годинникової стрілки, то палець кривошипу зі свого крайнього нижнього положення відходить вперед та піднімається у своє крайнє положення. Разом з ним угору та вперед відхиляється шатун 9. При цьому лапка 10, що виконує функцію повзуна, переміщується вгору та вперед ковзаючи по напрямляючому 11. Після цього палець опускається по окружності, а шатун відхиляється вниз та назад, переказуючи лапці заданий рух.

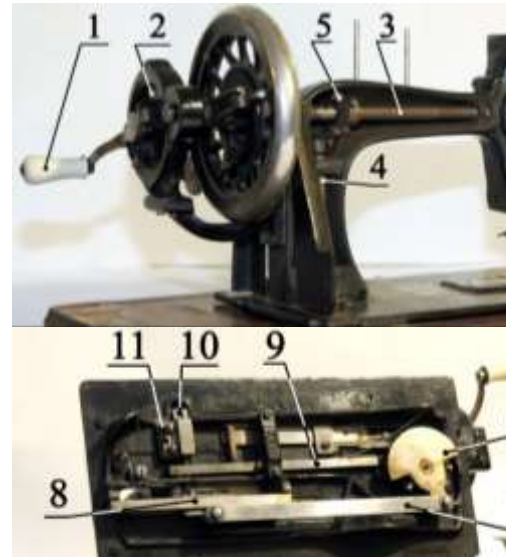


Рис. 1

2. Розробка комп'ютерної моделі деталей та вузлів виконавчого механізму швейної машинки. У результаті проведеної роботи за допомогою програми SolidWorks [2] була розроблена комп'ютерна модель механізму (рис. 2). За допомогою спряжень усі деталі взаємодіють між собою та виконують свої функції.

3. Дослідження кінематичних характеристик руху елементів виконавчого механізму приводу. У результаті дослідження: отримано залежності поступального переміщення x , швидкості V та прискорення a човника від часу t ; виконано апроксимацію отриманих значень переміщення, швидкості і прискорення човника та отримано залежності, що можна описати ступеневими поліномами вигляду

$$x(t) = -14,049t^4 + 83,512t^3 - 125,47t^2 + 3,7279t + 92,127,$$

$$V(t) = 5,7262t^5 - 40,375t^4 + 43,385t^3 + 150,16t^2 - 215,61t + 1,9913,$$

$$a(t) = 27,355t^6 - 256,26t^5 + 952,22t^4 - 1763,3t^3 + 1489,9t^2 - 202,39t - 161,13;$$

отримано закон переміщення нижньої лапки за один оберт вертикального валу; виявлено, що лапка здійснює плоско-паралельний рух за для здійснення пересування тканини під час покладання строчки; виконано апроксимацію апроксимації отримано математичну модель переміщення нижньої лапки r від кута оберту кривошипу α , що можна описати функцією вигляду

$$r(\alpha) = \frac{1,835}{\sqrt{1,24^2 \cdot \sin(\alpha)^2 + 1,48^2 \cdot \cos(\alpha)^2}}.$$

Визначена похибки отриманих математичних моделей не перевищує 8 %, отже це служить підставою для такого висновку: отримані функції апроксимації є задовільними математичними моделями.

Література.

1. Захарова Д.Р. Зворотний інжиніринг механізму подачі голки швейної машинки Nähmaschinen & Fahrrad Fabrik Hengstenberg / Д.Р. Захарова, О.В. Панченко // Матеріали VI Всеукр. наук.-техн. конф. студентів, аспірантів і молодих вчених (Дніпро, 15-16 листопада 2018 року). – Д.: НТУ «ДП», 2018– С. 4 –5.
2. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А.А., Собачкин А.А., - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.



Рис. 2

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯТОРА ТИПУ FH-203 НА ОСНОВІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ЗАСОБАМИ SOLIDWORKS FLOW

Ст. викладач Жупієв О.Л.

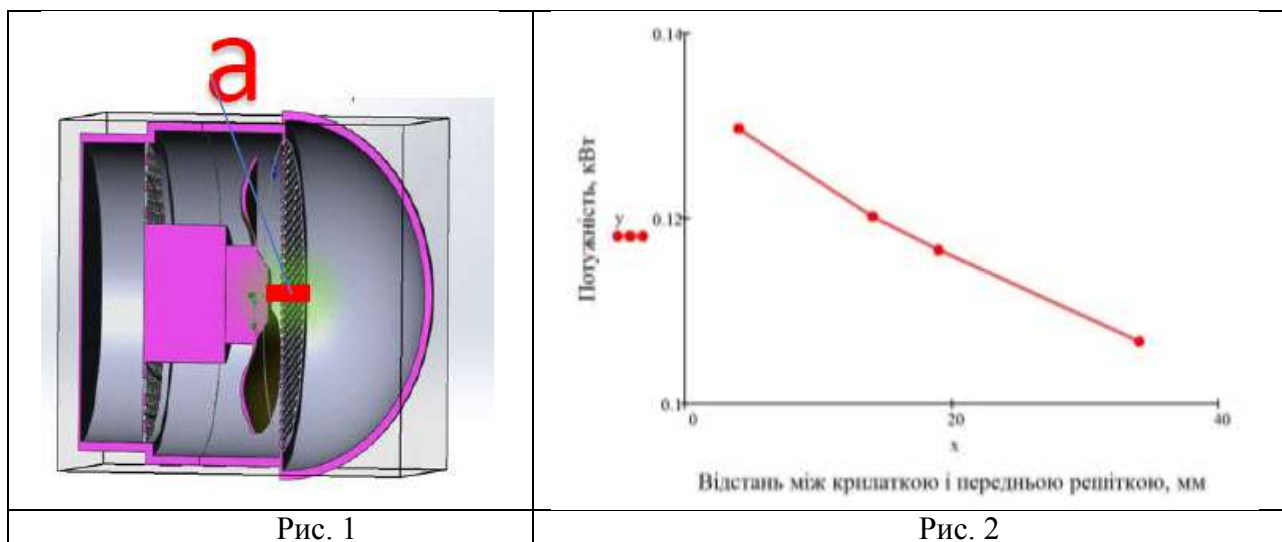
НТУ «Дніпровська політехніка»

Учениця 11 класу Павленко В.Ю.

Комунальний заклад «Технічний ліцей ім. Анатолія Лигуна»

Кам'янської міської ради

У наш час, у зв'язку з підвищенням ціни на електрику з'являється задача підвищення ефективності електроприладів, у тому числі зменшити затрату електроенергії для побутового вентилятора. У зв'язку з цією проблемою виникає потреба в дослідженні залежності між конструктивними параметрами та його потужністю. Для вирішення цієї задачі розроблена твердотільна модель вентилятора, модифікована для газодинамічних розрахунків. Потім проведено серію обчислювальних експериментів зі зміною конструктивного параметра a – відстані між крилаткою і передньою решіткою (рис. 1).



Із аналізу обчислюваного експерименту випливає, що при збільшенні відстані між крилаткою і передньою решіткою з 4 мм до 34 мм потужність зменшується з 0,129 кВт до 0,106 кВт (рис. 2).

Література.

1. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК, 2007. – 784 с. (Серия «Проектирование»).
2. Упражнения к пакету SolidWorks Flow Simulation 2009 на русском языке. – SW-Russia. – 244 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕТРОУСТАНОВКИ В SOLIDWORKS FLOW SIMULATION

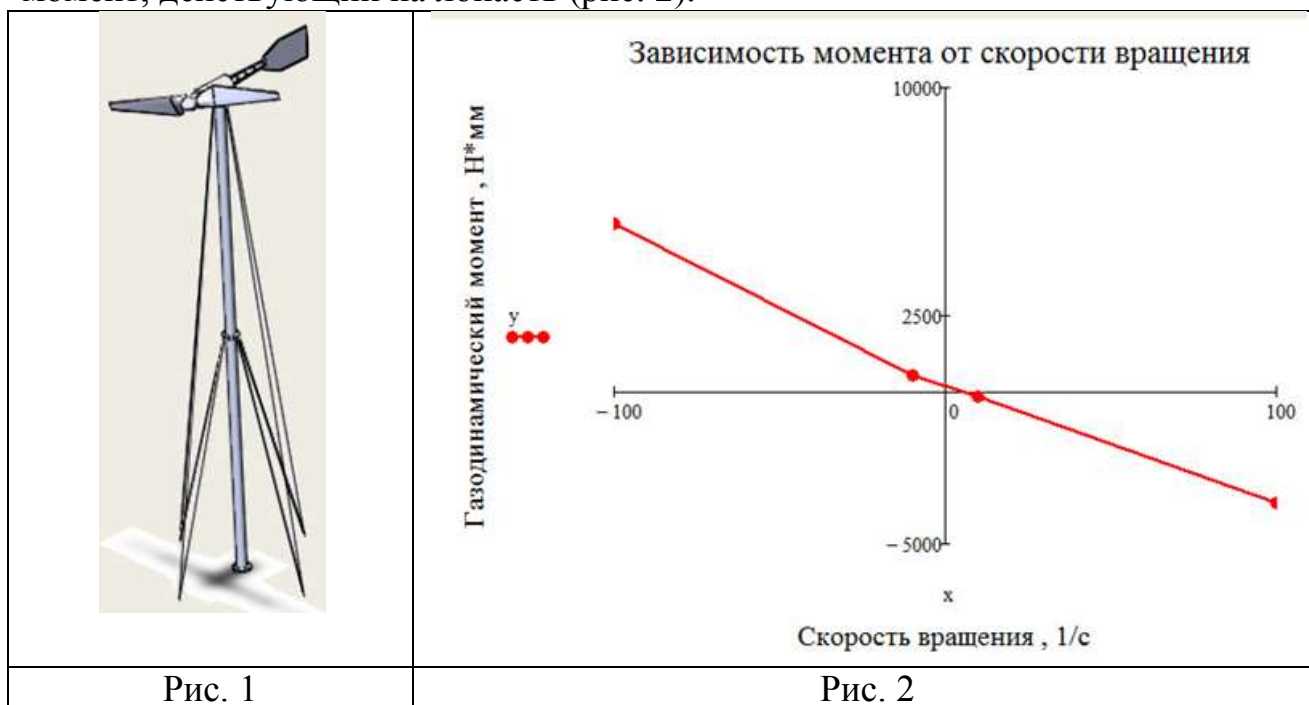
Ст. пр. Жупиев А.Л.

(НТУ «Дніпровська політехніка»)

Ученица 10 класса Трофименко М. К.

(Комунальний заклад освіти «СШ № 2» Дніпровської міської ради)

Наиболее развитой сферой практического использования природных возобновляемых энергоресурсов является ветроэнергетика. Одним из важнейших параметров ветроустановки (рис. 1) является максимально возможная скорость вращения лопасти. Для ее определения используется пакет SolidWorks Flow Simulation. Рассматривается внешнее обтекание твердотельной модели лопасти при скорости ветра 10 м/с. Используется локальное вращение лопасти со скоростью от -100 рад/с до 100 рад/с и измеряется возникающий газодинамический момент, действующий на лопасть (рис. 2).



При неподвижной лопасти возникает момент 218 Н*мм. При увеличении скорости вращения значение момента падает и при достижении скорости 11,3 рад/с газодинамического потока, действующего на лопасть, становится равным нулю. При любых скоростях вращения потери мощности ветрового потока остаются положительными за исключением точки 11,3 рад/с, в которой потерь мощности не существует и ветровой поток не встречает никакого сопротивления.

Отсюда следует, что скорость вращения лопасти ветроустановки в зависимости от потерь и потребляемой мощности изменяется от нуля до максимальной величины 11,3 рад/с.

Литература.

Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов.-М.: ДМК,2007.- 784 с. ,ил.(Серия «Проектирование»).

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ЗАГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА МЕЛЬНИЦЫ ШАРОВОЙ ДВУХКАМЕРНОЙ

Доцент Панченко Е.В., студент Боднар Д.А.

НТУ «Днепровская политехника»

Проектно-конструкторским и технологическим институтом завода «Днпротяжмаш» в свое время была изготовлена конструкторская документация на целый комплекс уникальных машин, созданных в единичном экземпляре. Возможности конструкторов при создании новой техники в это время были определены существующими технологиями. Кроме того, технико-экономическое обоснование, расчетная, конструкторская и технологическая документация на эти машины по ряду причин сохранилась частично, поэтому сейчас актуальным заданием есть восстановление всей этой документации. Кроме того, для будущего инженера конструктора важным является формирование навыков, компетенций, которые позволят быстро проанализировать технические решения заложенные в различных конструкциях.

Цель работы – разработать компьютерную модель загрузочного устройства мельницы шаровой двухкамерной.

Для достижения цели используют методы обратного инжиниринга, т.е. процесс создания технической документации на основе существующей конструкции, с частично потерянными или же полностью потерянными чертежами.

Обратный инжиниринг технической документации загрузочного устройства мельницы шаровой двухкамерной предусматривает анализ исходных чертежей, построение и корректирование компьютерных 3D моделей, что является актуальной научно-технической задачей.

Для решения поставленной задачи было выполнено:

1. Проанализировано характеристики и принцип действия шаровой двухкамерной мельницы. Эта мельница предназначена для измельчения строительных материалов малой и средней твердости сухим способом. Достоинствами данных мельниц является простота конструкции и удобство в эксплуатации. Но есть основные недостатки, это невысокие скорости движения мелющих тел и материала. В работе участвует только часть мелющих тел, рабочий объем барабана используется только на 35-40 %.

2. Проанализировано конструкторскую документацию. Анализ показывает, что документация сохранилась не в полном объеме, на сборочных чертежах и чертежах деталей стоят разные фамилии конструкторов, что может означать, что в разработке принимала участие группа людей, а это часто приводит к несогласованию размеров и ошибкам на чертежах. Эти ошибки при сборке узлов мельницы в цехах влекут за собой нежелательные последствия, такие как, увеличение сроков изготовления машины, повторный процесс документооборота на предприятии, дополнительные финансовые затраты.

3. Разработано компьютерную модель загрузочного устройства шаровой двухкамерной мельницы (рис. 1). Работа выполнялась по такому алгоритму: по полученным монтажным чертежам в программе SolidWorks были построены

модели деталей [1], из которых собраны сборочные единицы. Сборки, для которых отсутствовали листы сборочных чертежей или спецификации были собраны с использованием видов на чертежах соседних уровней.

Модели разработаны таким образом, чтобы при выявлении различных ошибок можно было исправлять путем наименьших усилий и затрат по времени [2].

Общее количество компонентов сборки – 156 (рис. 2). Сборка состоит из сборочных единиц «Устройство загрузочное» и «Воронка загрузочная». Воронка загрузочная представляет собой сборку из литой чугунной воронки 1 и детали днище 2, выполняемой функцию футеровки (рис. 3). Устройство загрузочное включает в себя литой шнек 3, литую крышку 4, втулку 5, бандаж 6, футеровочные плиты 7, которые крепятся к крышке 4 при помощи болтов 8. Шнек 3 и крышка 4 соединены болтами 9.

Выводы.

1. При анализе документации найдены следующие ошибки: неточности размеров сборочных чертежей и деталей, что приводит к интерференции или подвешенным размерам; некорректно построенные разрезы на чертежах не дают полного представления о точном виде конструкции; форма конструкции на чертежах детали и сборочных чертежах отличается.

2. Построенная компьютерная модель загрузочного устройства шаровой двухкамерной мельницы состоит из 156 компонентов. Сборка проверена на собираемость – интерференция отсутствует, а необходимые технологические зазоры учтены.

Литература.

1. Дударева, Н.Ю. SolidWorks 2011 на примерах / Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 496 с.
2. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

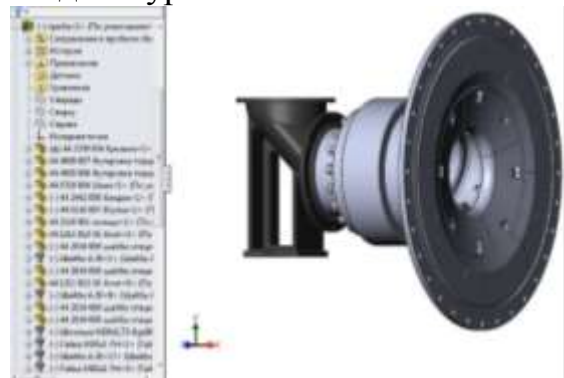


Рис. 1

Общее количество компонентов в загрузочное устройство: 156	
Детали:	155
Уникальные документы детали:	14
Уникальные детали:	14
Узлы сборки:	1
Уникальные узлы сборки:	1
Уникальные документы узле сборки:	1
Максимальная глубина:	2
Число компонентов верхнего уровня:	3
Решенные компоненты:	156
Решенные документы:	16
Сокращенные компоненты:	0
Погашенные компоненты:	0
Скрытые компоненты:	0
Виртуальные компоненты:	0
Компоненты конверта:	0
Количество так:	172

Рис. 2

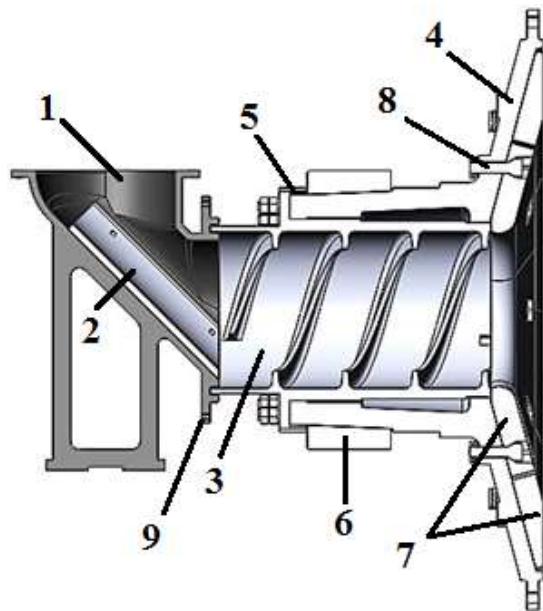


Рис. 3

ЗВОРОТНИЙ ІНЖИНІРИНГ ДВОШВИДКІСНОГО ДРИЛЯ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМА НА ОСНОВІ САПР SOLIDWORKS

Учень 11-Г класа Губа Б.А.

КЗ «Технічний ліцей ім. А. Лигуна» Кам'янської міської ради

Асистент Куниця В.Ф., доцент Панченко О.В.

НТУ «Дніпровська політехніка»

КЗ «Технічний ліцей ім. А. Лигуна» позиціонує себе як навчальний заклад, що забезпечує не тільки загальноосвітню, але і профільну підготовку відповідну технічних спеціальностей університетів України. Сьогодні ліцей планує впровадити програму SolidWorks Education Edition – навчальний програмний комплекс, призначений для забезпечення навчального процесу в школах, технікумах і коледжах.

В рамках циклу лабораторних робіт шкільного курсу інформатики та фізики переді автором поставлена актуальне наукове завдання: розробити науково-дослідницьку лабораторну роботу на тему «Виконати зворотний інжиніринг двошвидкісного дреля для лабораторного практикуму на основі САПР SOLIDWORKS» (рис. 1).

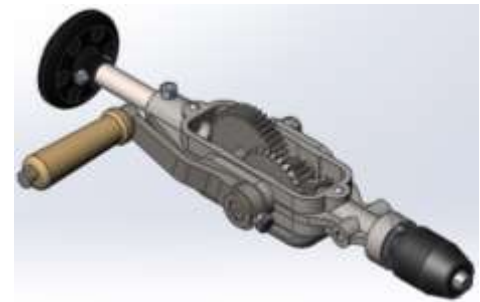


Рис. 1

Мета проекту – розробити науково-дослідницьку лабораторну роботу, при виконанні якої учні, визначивши методами зворотного інжинірингу параметри досліджуваного двошвидкісного дреля, в програмному середовищі SOLIDWORKS побудували його цифрову 3D-модель і виконали необхідні обчислювальні експерименти.

Для досягнення мети основна задача роботи розбита на етапи:

1. Вивчити склад конструкції, технологію збирання, принцип роботи, технологію застосування двошвидкісного дреля.
2. Виконати ескізування деталей і вузлів двошвидкісного дреля.
3. Розробити методику моделювання деталей, вузлів двошвидкісного дреля.

При вирішенні першої задачі встановлено, що механізм дреля є мультиплікатор, в якому використовується циліндричний і конічне зачеплення з параметрами: кількість зубців циліндричного прямозубого зубчастого колеса – 41, кількість зубців циліндричної прямозубої шестерні – 14, кількість зубців конічного прямозубого зубчастого колеса – 30, кількість зубців конічної прямозубої шестерні – 14, модуль конічного зчеплення – 2 мм, модуль циліндричного зчеплення 1,5 мм, передаточне відношення всього механізму – 0,15, передаточне число всього механізму – 6,09.

Задля вирішення другої задачі автор розібрав конструкцію на складові, виконав заміри всіх деталей

При вирішенні третьої задачі за знятими розмірами побудував комп'ютерну модель елементів механізму і зібрав їх в єдину збірку у програмі SolidWorks (рис. 1). Реінжиніринг виконано коректно, конфліктів в розмірах де-

талей не відбувається. Крім того, використовуючи SOLIDWORKS, автором знайдено масові характеристики деталей які входять до складу механізму дреля. Далі за допомогою розробленої комп'ютерної моделі було визначено кінематичні характеристики двошвидкісного дреля. Для цього автор провів фізичний і комп'ютерний експеримент з дослідження кінематики руху.

Комп'ютерний експеримент проводили за допомогою програми SOLIDWORKS MOTION (рис. 2). Дослідження проводилися для різних положень рукоятки, що відповідає різним значенням передавальних чисел. За його даними були отримані такі кутові швидкості: швидкість обертання патрона, при положенні ручки на тихохідному валу, приймає значення $w_c = 62,83$ об/хв; при

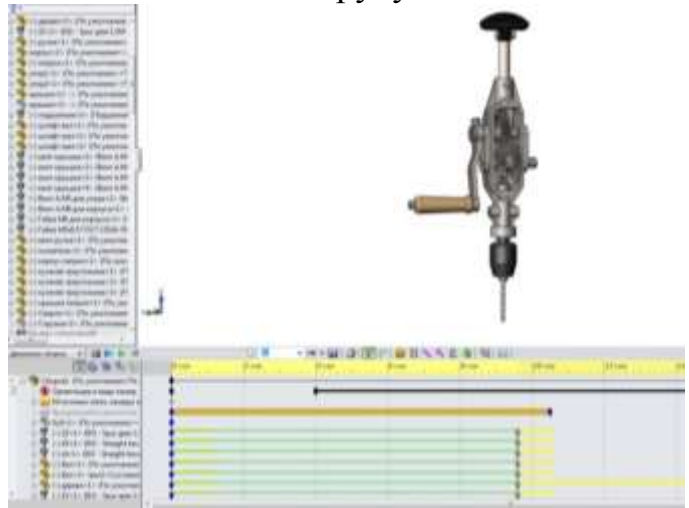


Рис. 2

положенні ручки на проміжному валу, приймає значення $w_c = 21,50$ об/хв. Але при аналізі передаточного відношення ми отримали інші значення: $w_n = 60,90$ об/хв. – при положенні ручки на тихохідному валу; $w_n = 20,90$ об/хв. – при положенні ручки на проміжному валу. Похибка визначення дорівнює 3,00% – у випадку положенні ручки на проміжному валу, а у випадку положенні ручки на тихохідному валу дорівнює 2,79%.

У фізичному експерименті було визначено опір механізму. Дослід проводився за планом: дріль фіксувався в лещатах; повертаючи важіль ми надавали кутову швидкості патрону; при певній кутовій швидкості, що фіксувалася завдяки стробоскопу. Ручка відпускалася і механізм продовжував працювати лише за рахунок інерції. Також фіксувався час до повної зупинки патрону. Дослід повторювався декілька разів. За допомогою статистики було виведено рівняння зміни кутової швидкості від часу лише за дією інерції $w = 36 - 229,61t$.

Висновки.

В роботі вирішена актуальна наукова задача «Виконати зворотний інжиніринг двошвидкісного дреля для лабораторного практикуму на основі САПР SOLIDWORKS».

В цьому зв'язку автор: вивчив склад конструкції, технологію збирання, принцип роботи, технологію застосування двошвидкісного дреля; виконав ескізування деталей і вузлів двошвидкісного дреля; розробив методику моделювання деталей, вузлів двошвидкісного дреля.

Вперше показав, що похибка визначення передаточного відношення комп'ютерних моделей дреля в SOLIDWORKS MOTION не перевищує 0,5%. Дослідження по опору механізму, виконані за допомогою стробоскопа, показали, що з точністю до 6,32% рівняння обертального рух патрона після зняття зовнішніх зусиль можна описати у вигляді $w = 36 - 229,61t$.

ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПОРОШКОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Доцент Федоскин В.А., доцент Федоскина Е.В., ассистент Ерисов Н.Н.,
аспирант Корниленко К.И.

НТУ «Дніпровська політехніка»

В докладе рассматривается ряд вибрационных машин, предназначенных для производства порошковых материалов.

Вибрационные щёковые дробилки содержат две подвижные щеки, инерционный вибровозбудитель, корпус, упругие элементы. Исходный материал подаётся питателем в камеру дробления, где подвергается высокочастотному (15– 25 Гц) ударному нагружению. Проведенные исследования дробилки с вертикальной камерой дробления показали возможность её использования в качестве самостоятельного высокоэффективного измельчительного агрегата и определили направления совершенствования. Были разработаны новые способы процесса измельчения, профили рабочей камеры и футеровочных плит, получены динамические характеристики и, как следствие, создан новый класс измельчителя с наклонной рабочей камерой. Преимуществом такой конструкции является возможность управлять перемещением материала в рабочей камере и его силовым нагружением.

Разработанные вибрационные сушильные установки могут применяться для сушки порошковых и крупнокусковых материалов. Основным элементом является вибротранспортёр, транспортирующая поверхность которого выполнена в виде жалюзи. Материал, под действием направленного вибрационного возмущения, перемещается по такой решетчатой поверхности, через щели которой продувается горячим воздухом.

Эксплуатация установки с длиной вибротранспортёра 6м. показала ряд недостатков (сложность стыковки со смежным оборудованием при температурном расширении рабочей камеры, выполнение рамы в виде фермы и др.) которые были устранены в модифицированной конструкции вибротранспортёра, исключая влияние температурного расширения рабочей камеры на координаты стыковочных элементов, в вибротранспортере также осуществляется удаление переизмельченных классов.

В вибротранспортёре для кондуктивного способа сушки реализовано перемещение материала по сложной траектории, что позволило увеличить длину транспортирования в несколько раз сравнительно с длиной транспортёра.

Отличительной особенностью грохота является волнистый профиль просеивающей поверхности и очистка сита посредством продольных упругих элементов.

Вибрационный истиратель предназначен для подготовки проб материалов.

Крупность исходного продукта принимается до 3мм., навеска пробы 50 – 100гр., конечная крупность материала не превышает 0.04мм., время истирания 2 – 3 мин.

УТОЧНЮЮЧИЙ РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА

Доцент Анциферов О.В.
НТУ «Дніпровська політехніка»

Помольна камера вертикального вібраційного млина (МВВ) здійснює коливання уздовж осі у вертикальній площині. При правильному підборі технологічних параметрів реалізується віброударний режим взаємодії камери і технологічного завантаження (молотьні тіла).

Вихідними даними для розрахунку приймаються амплітуда a і частота коливань ω . Третім важливим параметром вважається технологічний зазор S – половина відстані між верхнім шаром куль і кришкою камери в статичному положенні (коефіцієнт 0,5 прийнятий для зручності розрахунків і аналізу формул). Якщо камера заповнена кулями в 2-3 шари, то завантаження можна вважати одиничною масою і знехтувати часом удару. У першому наближенні удари куль об кришку і днище камери можна вважати пружними з однаковим коефіцієнтом відновлення швидкості R . У цьому випадку розрахунок технологічних параметрів проводять з використанням теорії віброударні систем [1].

При роботі МВВ в періодичному режимі основна частина матеріалу, що подрібнюється, знаходиться у вигляді віброкиплячого шару у днища камери, і лише невелика частина його розподіляється по решті об'єму. Тому пропонується в розглянуту систему ввести різні значення коефіцієнтів відновлення швидкості у днища R_d і у кришки R_k камери, причому $R_d < R_k$.

Далі розрахунок проводиться за методикою [1]. Кінцевою метою є залежність для швидкості удару завантаження по днищу камери. Саме цей параметр характеризує інтенсивність подрібнення. Отримана залежність досліджується для деякого діапазону зміни параметрів. Приймалися наступні допущення. Камера рухається по гармонійному закону з амплітудою коливань a й частотою ω , який не залежить від взаємодії із завантаженням. Часом удару нехтуємо.

Задаємося швидкістю завантаження до удару u_0 і фазовим кутом співудару маси з днищем камери φ . Розглядаємо повний період руху завантаження до кришки камери і вниз до зустрічі з днищем. Кінцевою метою є визначення швидкості зіткнення з днищем $v_{уд}$. Ця величина характеризує ефективність подрібнення.

Побудовані залежності мають екстремальний характер. Звідси, можна підібрати поєднання технологічних параметрів при котрім отримаємо максимальне значення швидкості зіткнення завантаження з днищем.

Література.

1. Кобринский А.Е., Кобринский А.А. Виброударные системы. – Москва, 1973. – 592 с.

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЧАСТОТИ РОЗМАГНІЧУВАННЯ ВІД ПАРАМЕТРІВ ФЕРОМАГНІТНИХ ЧАСТИНОК

Завідувач лабораторією Березняк О.О.

НТУ «Дніпровська політехніка»

При виконанні магнітної сепарації феромагнітні частинки запам'ятовують вплив магнітного поля у вигляді залишкової індукції, що призводить до їхнього об'єднання в агрегати і флокули. Частіше за все у флокули потрапляють немагнітні частинки, в результаті чого наступні переміщення стають менш ефективними, так як агрегати практично неможливо зруйнувати механічним способом.

Для руйнування флокул, і, в свою чергу, підвищення ефективності повторних операцій класифікації або магнітного збагачення, необхідно повернути частинкам їх початкові магнітні властивості, тобто розмагнітити їх. Експериментальні дослідження по розмагнічуванню магнетитовмісних пульп під впливом високочастотних імпульсів змінного магнітного поля з напруженістю, що зменшується за амплітудою [1], демонструють можливість досягнення високих показників ступеню розмагнічування одночасно зі зменшенням питомих затрат енергії на розмагнічування. При цьому виконувати розмагнічування слід безпосередньо в потоці частинок, тобто в потоці пульпи.

Головною умовою розмагнічування є нерухоме положення частинки в просторі щодо вектору змінного магнітного поля, яке покликане розмагнічувати ці частинки. Розглянемо, в якому випадку можливе виконання цієї умови.

На феромагнітну частинку у пульпі діють наступні сили: сила впливу зовнішнього магнітного поля, сила в'язкості середовища та момент інерції частинки. Відповідно, рівняння руху феромагнітної частинки у суспензії за умови накладання зовнішнього магнітного поля матиме вигляд:

$$\mu_0 \cdot \bar{\mu} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot H^2 \cdot \Delta t^2 - 4 \cdot \pi^2 \cdot \mu \cdot \varphi \cdot \Delta t - \frac{\pi}{12} \cdot \delta \cdot a^2 \cdot \varphi = 0, \quad (1)$$

де $\mu_0 = 1,26 \cdot 10^{-6} \frac{H}{A^2}$ – абсолютна магнітна постійна; $\bar{\mu}$ – магнітна проникність частинки, безрозмірна величина; $\mu = 10^{-3} \frac{H \cdot c}{M^2}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості середовища (води); H – напруженість магнітного поля, кА/м; кут φ вказує, на який кут повернеться частинка за момент часу Δt ; δ – густина частинки, кг/м³; a – розмір частинки, м.

У результаті розв'язання рівняння (1) відносно Δt , отримаємо:

$$t_{1,2} = \frac{0,04 \cdot \varphi \pm \sqrt{(0,04 \cdot \varphi)^2 + 4 \cdot 10\,000 \cdot \varphi \cdot \bar{\mu} \cdot 0,26 \cdot \delta \cdot a^2}}{2 \cdot 10\,000 \cdot \bar{\mu}}. \quad (2)$$

Вираз (2) пов'язує значення проміжку часу Δt із заданим значенням кута повороту частинки φ , при цьому частота змінного магнітного поля складе:

$$\omega = \frac{1}{\Delta t}. \quad (3)$$

У відповідності з виразами (2) і (3) були розраховані частоти розмагнічування для частинок різного розміру і магнітної сприйнятливості.

Відповідно до отриманих розрахункових даних побудовані графіки (Рис. 1) зміни частоти розмагнічування від параметрів частинок.

Отже, на рис. 1 наведено графіки залежностей частот розмагнічування частинок за допомогою зовнішнього змінного магнітного поля в залежності від їх розміру (діаметра) при різному вмісті феромагнітного компонента (α) в них: ● – $\alpha = 0,1$; ○ – $\alpha = 0,3$; ▼ – $\alpha = 0,5$; ◇ – $\alpha = 0,7$; ■ – $\alpha = 0,8$; □ – $\alpha = 0,9$; ◆ – $\alpha = 1,0$.

Як видно з графіків, частоти розмагнічування асимптотично наближаються до нуля при збільшенні розмірів і густини частинок.

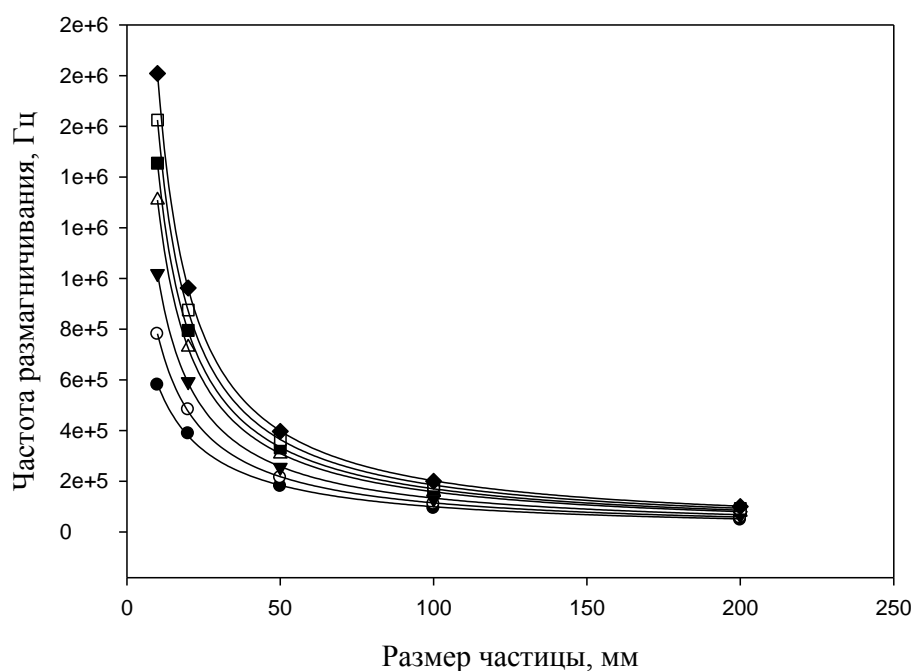


Рис. 1

У результаті математичного моделювання було отримано аналітичні співвідношення, що визначають необхідну частоту поля, що розмагнічує, для частинок заданої крупності і заданої магнітної сприйнятливості. Тобто, було отримано залежність зміни частоти магнітного поля від параметрів феромагнітних частинок.

Для виникнення ефекту розмагнічування частота поля, що розмагнічує, повинна бути такою, щоб частинка не встигла змінити своє положення за рахунок механічної інерції, тобто вектор зовнішнього магнітного поля повинен випереджати положення осі легкого намагнічування частинки.

Література.

1. Березняк А.А. Экспериментальные результаты размагничивания магнетита в импульсном режиме / А.А. Березняк, Е.А. Березняк, М.Э. Гумеров, Д.А. Польша // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2012. – Вип. 50(91). – С. 111-114.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ ДАЛЬНЬОГО ТРАНСПОРТУ ГАЗУ, КЕРУВАННЯ МОБІЛЬНИМИ КОМПРЕСОРНИМИ УСТАНОВКАМИ

Аспірант Мацук З.М.

Державний вищий навчальний заклад
«Придніпровська державна академія будівництва і архітектури»

Щорічно проводиться капітальний ремонт магістральних газопроводів, для цього окремі ділянки газопроводів локалізуються і з них видаляється природний газ, шляхом викиду останнього до атмосфери, що небезпечно та економічно не вигідно.

Таким чином, під час виконання регламентних робіт на магістральних газопроводах гостро стоїть завдання розробки (вдосконалення) технологій евакуації природного газу з локальних ділянок трубопроводів.

Загальну концепцію **мобільної компресорної станції** (надалі – МКС) яка ефективно виконує евакуацію (перекачування) природного газу з локальних ділянок трубопроводів представлено на рис. 1 [1; 2; 3].

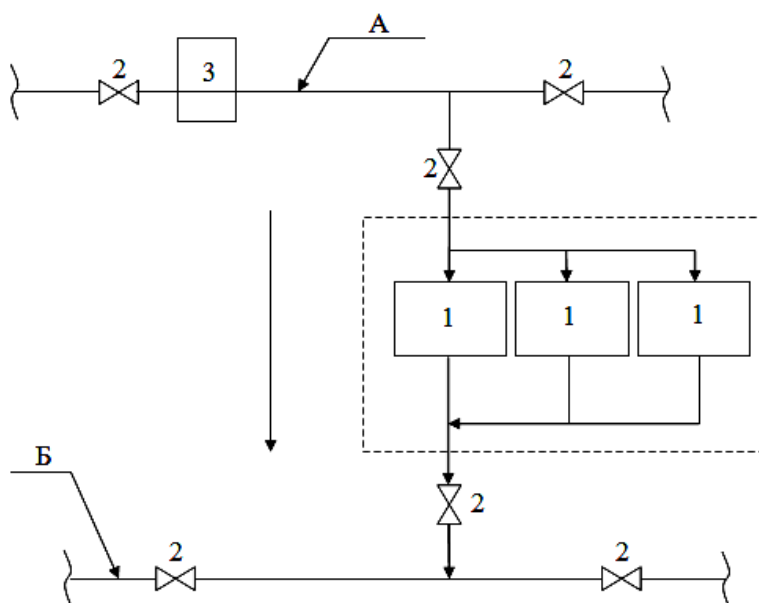


Рис. 1

1 – компресори; $\nabla \nabla$ 2 – перекривна арматура; 3 – дефектна ділянка МГ;
«А» – газопровід з якого перекачується газ;
«Б» – газопровід у який перекачується газ; \longrightarrow – напрямок руху газу.

Нами запропоновано технічного рішення (рис. 1), згідно якого компресорні установки МКС підключають до локалізованої ділянки магістрального газопроводу «А» з якої перекачують газ, з одного боку, а з іншого боку компресорні установки МКС підключають до діючого газопроводу «Б» [1, 2]. Далі газ з відключеної ділянки газопроводу «А» компресорними установками МКС перекачують у діючий газопровід «Б». Після досягнення у відключеній ділянці газопроводу завданої величини тиску відкачування газу припиняють.

Разом з завданням розробки (вдосконалення) технологій евакуації природного газу з локальних ділянок трубопроводів, що підлягають ремонту, за допомогою МКС, актуальним є завдання розробки алгоритму (закону) керування такими компресорними установками.

Основне завдання керування полягає у забезпеченні безпеки та ефективності процесу перекачування, а також підтримці балансу між продуктивністю агрегатів і витратою газу.

Робочі параметри і параметри регулювання МКС повинні відповідати змінам щільності, коефіцієнту стисливості, тиску і температури газу.

За концепцією, до початку перекачування газу необхідно розрахувати параметри роботи МКС і газопроводів «А» та «Б» (рис. 1) та змоделювати в часі зміни об'єму, тиску і витрати газу. Після чого задати значення (уставки) робочих параметрів МКС і алгоритм керування до головного блоку системи керування МКС.

За концепцією, керування режимами МКС повинно здійснюватися шляхом підключення додаткових ступенів стискання (компресорних агрегатів) по мірі збільшення обсягів об'ємної витрати газу в процесі зниження тиску у відкритій ділянці МГ. При цьому, найбільш економічно вигідними способами регулювання продуктивності МКС є регулювання повторними зупинками та/або зміною частоти обертання приводного двигуна компресорних установок.

Використання запропонованої технології значно покращить рівень екологічної та промислової безпеки газотранспортних підприємств.

Зазначене технологічне рішення має значний економічний ефект. Навіть одноразове використання технології евакуації природного газу тільки на одній ділянці газопроводу (Ду1400; Р = 5,25 МПа, довжина 30 км) дозволить заощадити природний газ в об'ємі близько 2160 тис. м³.

Література.

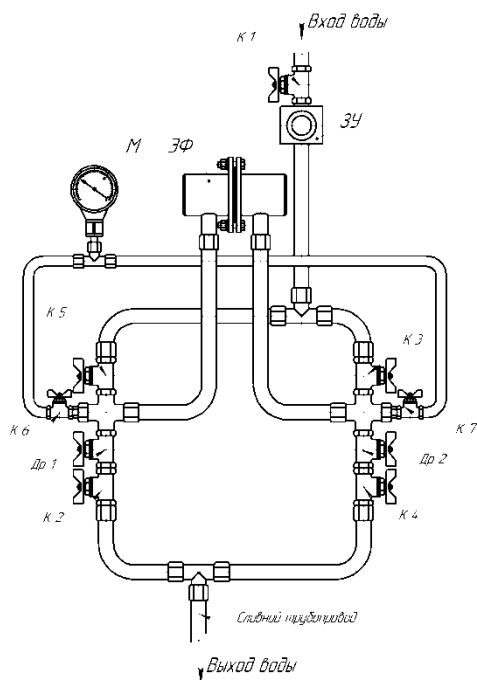
1. Патент № 96340 UA, МПК (2015.01) F17D 1/00. «Спосіб контролю тиску у магістральних, технологічних або міжпромислових газопроводах» // З.М. Мацук, О.І. Кобеза; опубл. 26.01.2015, Бюл. № 2. – 9 с.
2. Патент № 99367 UA, МПК (2015.01) F17D 1/00. «Спосіб контролю тиску у магістральних, технологічних або міжпромислових газопроводах» // З.М. Мацук, О.О. Мацук, О.І. Кобеза; опубл. 25.05.2015, Бюл. № 10. – 9 с.
3. Патент № 100214 UA, МПК (2015.01) F17D 1/00, F17D 5/00 F25J 3/00. Установка транспортування газу // З.М. Мацук, В.М. Андрусів; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13. – 6 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЛЬТРУВАННЯ ШАХТНОЇ ВОДИ ЗАПОРІЗЬКОГО ЗАЛІЗОРУДНОГО КОМБІНАТУ

Доцент Кухар В.Ю.

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

Для визначення можливості використання сітчастих автоматизованих фільтрів з метою освітлення шахтних вод ЗЗРК була проведена перша серія експериментальних досліджень фільтрування шахтної води на експрес - стенді [1], схема якого наведена на малюнку.

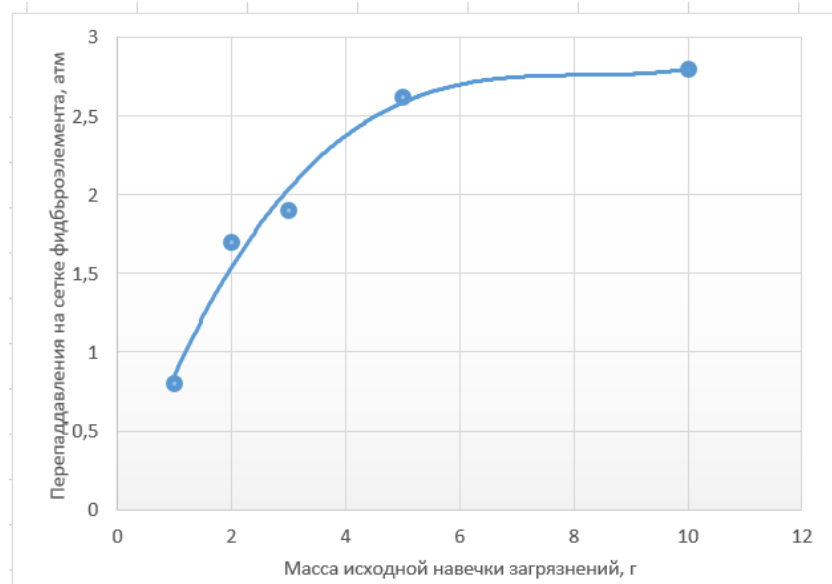


Параметрами, які задаються, є: крупність частинок забруднювача, швидкість і витрата фільтрації через чистий фільтроелемент (далі - ФЕ), швидкість і витрата води при промиванні забрудненого ФЕ, крупність комірок сітки ФЕ. Параметрами, які досліджуються, є: перепад тиску на ФЕ при його критичному забрудненні, швидкість і витрата води через ФЕ при його критичному забрудненні, час настання критичного забруднення ФЕ після початку фільтрації забрудненої води.

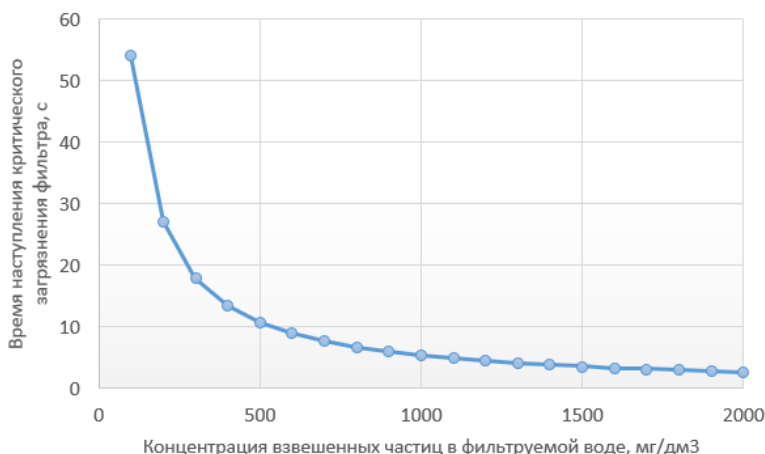
Матеріал, який досліджується у якості забруднювача, являє собою осілі з шахтних вод в результаті гравітаційного осадження частинки, які накопичилися на дні відстійника-освітлювача ЗЗРК.

Проведена серія досліджень по мокрому ситового аналізу вихідного матеріалу показала домінуючий зміст дрібних частинок (82% часток по масі класу мінус 50 мкм). Для досліджень процесів фільтрації шахтної води ЗЗРК в експрес-стенд встановлена фільтрувальна сітка з коміркою 50 мкм звичайного плетіння, діаметр дротинки 20 мкм (приблизно 270 mesh).

Підготовлений (висушений, дезінтегрований і просіяний через сітку 100



мкм для видалення великих частинок) бруд відміряли на електронних вагах в навішування 10, 5, 3, 2 і 1 грам. У завантажувальний пристрій ЗУ насипали послідовно навішування бруду, через ЗУ і експрес-стенд запускався потік води, який захоплював частки забруднень і подавав їх у ФЕ, де відбувалася фільтрація води. За маномет-



ром М замірявся перепад тиску на сітці ФЕ, об'ємним методом замірялася витрата через чистий і забруднений ФЕ. Після закінчення часу фільтрації води сітка ЕФ промивалася зворотним потоком води, і експерименти повторювалися.

За результатами експериментів встановлена нелінійна залежність (представ-

лена на малюнку) перепаду тиску на сітці ФЕ від початкової кількості забруднень. Критичний (за умовами тривалої міцності сітки) перепад тиску в 0,1 МПа настає при подачі навішування частинок забруднювача з масою 1,185 грам і швидкістю протікання води через ФЕ $v_{\text{чист.факт}} = 7$ см/с і витратою $Q_{\text{чист.факт.}} = 0,185$ л/с ($0,6$ м³/час).

Експериментально визначено час між промивками фільтроелемента фільтра серії ФК Океанмашенерго будь-якого типорозміру при різних концентраціях забруднень в шахтній воді ЗЗРК (графічна залежність цих параметрів представлена на малюнку).

Література.

1. Кухарь В. Ю. О необходимости исследования гидравлических режимов работы фильтров технической воды / В. Ю. Кухарь, В. П. Кузьминский. // Науковий вісник НГУ. – 2009. – №12. – С. 46–50.

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЕ СЕТЧАТЫХ ФИЛЬТРОВ НА ВОДОВОДАХ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Доцент Кухарь В.Ю., аспирантка Норенко Д.Д.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Водоснабжение является одной из важнейших отраслей техники, направленной на повышение уровня жизни людей, благоустройство населенных пунктов, развитие промышленности и сельского хозяйства.

На металлургических и горно-обогатительных предприятиях техническую воду используют, в основном, для охлаждения теплообменников, питания котлов, для мокрого обогащения продуктов и перемещения материала.

На промышленных предприятиях может быть применена прямоточная (рис. 1), последовательная (рис. 2) или оборотная системы водоснабжения (рис. 3).

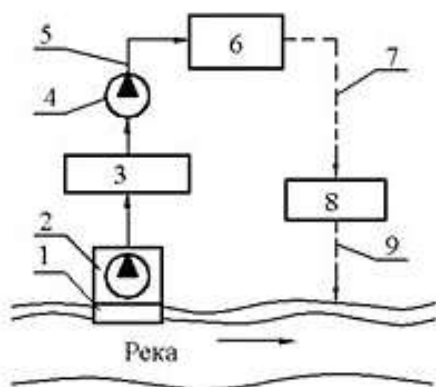


Рис. 1

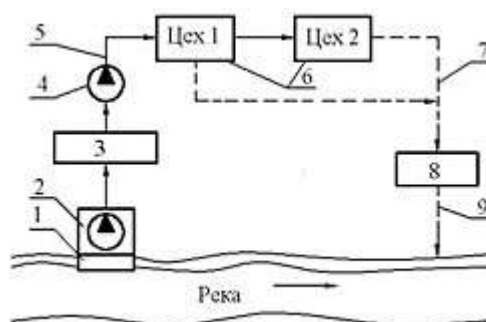


Рис. 2

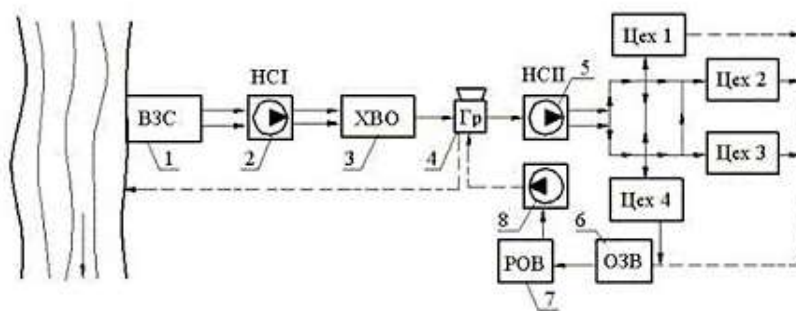


Рис. 3

Один из вариантов очистки технической воды от механических взвесей – сетчатые фильтры. При фильтровании, вода проходит через фильтрующий блок образованный сеткой.

Преимущества сетчатых фильтров заключаются в простоте конструкции, легкости обслуживания, возможности промывки фильтра без остановки фильтрования, дешевых комплектующих и сравнительно низкой цене. Однако, недостатком сетчатых фильтров является то, что они задерживают относительно крупные загрязнения (не более величины ячейки сетки).

Использование фильтрованной воды на промышленных предприятиях, позволяет предотвратить остановки и поломки технического оборудования и предотвращает его быстрый износ. Основное достоинство применения фильтра в промышленном водоводе – это сокращение времени на ремонт и простой оборудования, который влечет за собой снижение выработки предприятия и потерю прибыли.

Так же, установка фильтра имеет ряд недостатков. Таких как дополнительные затраты на оборудование, потерю воды и энергии на промывку фильтра, очистку воды только от механических примесей и потерю напора при промывке фильтра, следовательно изменения режима работы потребителей.

При движении воды по трубопроводу возникают потери напора на трение по длине и местные потери, гидравлическая характеристика промышленного трубопровода указана красной пунктирной кривой (рис.4).

Установка фильтра создает дополнительное местное сопротивление движению потока воды, таким образом с учетом фильтра в системе, рабочая точка насоса перемещается, указана черной пунктирной кривой (рис.4).

Так как фильтр должен очищаться, с определенной периодичностью, в короткий промежуток времени от 10-60 секунд 15-20 % воды будет уходить на слив загрязнений фильтра. При промывке фильтра часть потока сбрасывается и скорость потока уменьшается, поэтому суммарные потери становятся меньше. Рабочая точка при очистке фильтра перемещается и изображена красной кривой (рис. 4).

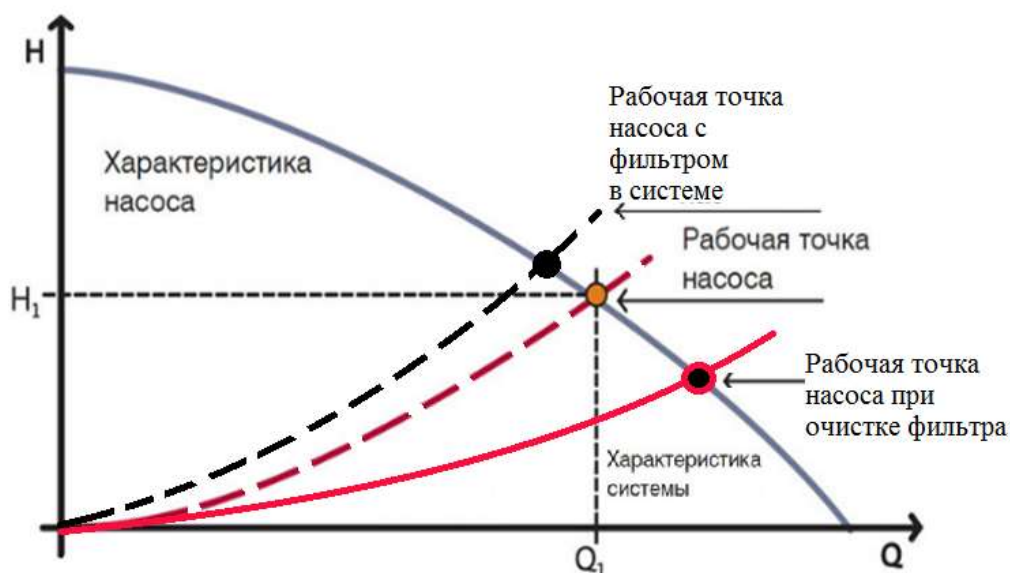


Рис. 4

Литература.

1. <http://www.oceanmas.dp.ua/>
2. <https://mash-xxl.info/info/484293/>
3. <http://gidravl.narod.ru/raschet.html>

КОНСТРУКЦІЯ КОВША ГІДРАВЛІЧНОГО ГРЕЙФЕРА RGS14 . ДЛЯ СОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНОГО СМІТТЯ

Доцент Москальова Т.В., студентка Касьянова А.В.
НТУ «Дніпровська політехніка»

Сортувальні грейфери – обладнання, яке покликане виконувати широкий спектр завдань, пов'язаних з переміщенням і навантаженням каменю, засипанням, виїмкою ґрунту, перевантаженням предметів різної форми, обсягу та ступеня твердості, а також для інших сортувальних і демонтажних робіт. Використовуються як елемент навантажувальних машин чи спецтехніки та найбільш часто монтуються на екскаватори вагою від однієї до сорока тон.

Принцип роботи всіх грейферних механізмів – захоплення або зачерпування матеріалів чи вантажів щелепами грейфера.

Проаналізовано конструкцію щелеп ковша з наступними характеристиками: $F = 397$ кН – зусилля гідроциліндра; питома маса грейфера – до 850 кг; ширина щелеп – 850 мм; максимальне розкриття щелеп – не менше 1700 мм; максимальне зусилля замикавання – не менше 4 т; корисний об'єм у закритому положенні – $0,25$ м³.

Конструкція корпусу грейфера наведена на рис. 1. Основними складовими є корпус, ліва щелепа 2, права щелепа 3 та гідроциліндр 4 з важелем 5. При подачі робочої рідини під тиском в поршневу порожнину гідроциліндра щелепи розкриваються. При подачі робочої рідини в штокову порожнину гідроциліндра щелепи закриваються. Безпека переміщення вантажу забезпечується наявністю в конструкції ковша грейфера важеля, який перешкоджає мимовільному розкриттю щелеп грейфера.

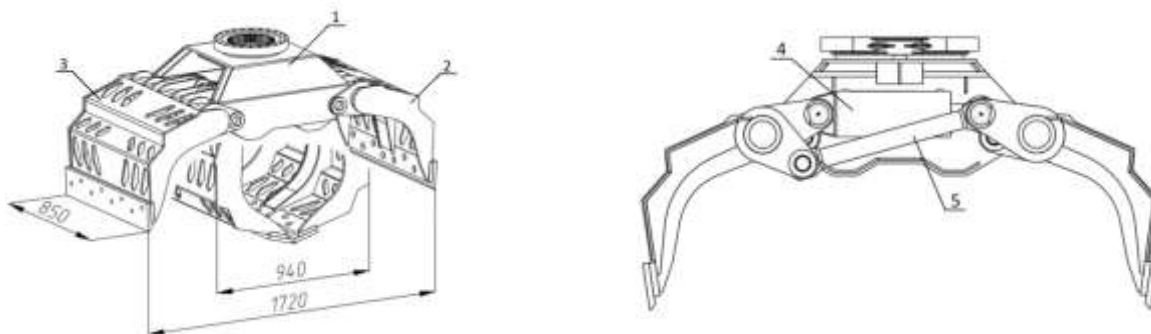


Рис. 1

Досліджено переміщення щелеп при заданому русі гідроциліндра, залежність зусиль на ножах щелеп та важелі від зусиль, що розвиває гідроциліндр та кутового переміщення щелеп. Характер залежності даних зусиль від кутових переміщень нелінійний, можна описати поліноміальною функцією другого ступеня.

Проведено аналіз напружено-деформованого стану розробленої конструкції від робочих навантажень, який виявив місця концентрації напружень, що потребують модернізації конструкції.

Література

1. Таубер Б.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Экология, 1991. – 528 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СВІЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВІЛОДІОДУ КОМПАНІЇ CREE МОДЕЛІ XPL-HD

Доцент Полушина М.В., науковий асистент Куниця В.Ф.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Вчитель фізики Кугай Н.О., учень 11-А класу Гільмутдінов І.Р.

КЗ «Технічний Ліцей імені Анатолія Лигуна Кам'янської міської ради»

Об'єкт дослідження – світлотехнічні властивості світлодіоду компанії Cree моделі XPL-HD.

Предмет дослідження – світлодіод компанії Cree моделі XPL-HD встановлений на теплопровідну пластину.

Мета проекту – провести калориметричний та фотометричний експерименті із встановлення ККД, виконати статистичну обробку отриманих результатів.

Для встановлення ККД експериментальним методом як основний спосіб було обрано саме калориметричний метод через його досить високу точність при грамотній постановці експерименту.

Для проведення експерименту було зібрано випробувальний стенд, що складався з: калориметра з водою та світлодіодом, лабораторного блоку живлення, холодильної камери, а також усіма вимірювальними приладами.

Проводиться експеримент типу 5^2 , де число факторів $k=2$, а число рівнів $p=5$, кількість дослідів $N=25$, число повторних експериментів- 3.

Після проведення експерименту було виконано статистичну обробку та отримано математичну залежність між параметром оптимізації та факторами впливу

$$\bar{y} = 0,259 + 0,213x_1 + 0,235x_2 + 4,928x_1x_2.$$

Рівняння перевірено на адекватність за критерієм Фішера.

Для фотометричного методу дослідження проводиться експеримент типу 5^3 , де кількість факторів $k=3$, кількість рівнів $p=5$, кількість дослідів $N=125$, кількість повторних дослідів $n=3$. Після проведення фотометричного експерименту було отримано 25 функцій, які в подальшому проінтегровані та отримані значення світлового потоку. За допомогою останнього маємо можливість дізнатися енергію випромінювання. Відношення енергії випромінювання до роботи електричного струму і буде ККД. Після статистичної обробки рівняння математичної моделі виглядає наступним чином

$$\bar{y} = 0,275 + 0,233x_1 + 0,195x_2 + 4,938x_1x_2.$$

Як бачимо розбіжність невелика, отже моделі точно описують шукану залежність.

Література:

1. R.A. Fisher. The Design of Experiments. 6-th ed, London, Oliver and Boyd, 1951.
2. Юнович А. Э. Светодиоды на основе гетероструктур из нитрида галлия и его твердых растворов – Светотехника, 1996. – № 5, 6.

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ КУТІВ СТРУЖКОУТВОРЕННЯ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПРОЦЕСУ ТОЧІННЯ БУРОВОЇ КОРОНКИ

Аспірант Журавель О.Ю.

НТУ «Дніпровська політехніка»

У статті розглядається метод визначення кутів стружкоутворення, а саме внутрішнього тертя-зсуву та зовнішнього тертя-ковзання при точінні корпусу бурової коронки. Вивчаються співвідношення кутів з використанням моделювання напружено-деформованого стану, методу найменших квадратів та графоаналітичного методу розрахунку. Методика досліджень базується на застосуванні елементів теорії різання стосовно схеми утворення зливної стружки і моделі пластичної деформації металу з однією поверхнею зсуву при вільному різанні без наросту на передній поверхні леза. Проведені комп'ютерні експерименти та визначені залежності кутів стружкоутворення від швидкості різання та від переднього кута леза. Результати статті можуть бути використані для автоматизації визначення раціональних режимів різання для зниження собівартості виготовленого продукту за рахунок зниження витрат матеріалу, інструменту та підвищення якості оброблювальної поверхні.

Вступ. При відпрацюванні родовищ підземним способом Застосування шпурової відбійки, у тому числі якісних бурових коронок, при шаровій системі розробки дозволило забезпечити не тільки зниження витрат і розубожіння, але і підвищити продуктивність праці на проходці гірничих виробок, отримати гранулометричний склад машинних класів для подальшої переробки [1].

Подальше вдосконалення бурової коронки лежить в основі її розробки конструкторсько-технологічних параметрів і технологічних процесів, які відповідають вимогам по якісним, ціновим і екологічним показникам.

Одним з варіантів вирішення зазначеної проблеми є розробка методу визначення кутів стружкоутворення при моделюванні процесу точіння бурової коронки, що дозволяють знизити витрати матеріалу, інструменту та підвищити якості оброблюваної поверхні.

Однією з важливих проблем теорії різання є визначення наступних кутів [2-5]:

- зовнішнього тертя-ковзання ρ_γ між стружкою і передньою поверхнею леза A_γ ,
- внутрішнього тертя-зсуву ρ_s металу в площині зсуву P_ϕ ,
- нахилу площини зсуву P_ϕ до площини різання P_n (кута зсуву ϕ).

Метою роботи є розробка методики розрахунку співвідношення кутів процесу стружкоутворення з використанням моделювання напружено-деформованого стану, методу найменших квадратів та графоаналітичного методу розрахунку.

Постановка задачі. Для схеми утворення зливної стружки застосована модель пластичної деформації металу з однією площиною зсуву при вільному різанні без наросту на передній поверхні леза.

Методика проведення дослідження:

- визначення початкових даних, допущень та обмежень у дослідженні;
- моделювання напружено-деформованого стану зони стружкоутворення методом кінцевих елементів за допомогою програмного забезпечення «DEFORM™-2D Machining (cutting) Lab» від SFTC, отримання відеоматеріалів процесу різання та зображень напружено-деформованого стану зони стружкоутворення;
- адаптація для подальшої обробки отриманих зображень після моделювання за допомогою програмного забезпечення для редагування зображень FastStone «Image Viewer 7.4», отримання зображень зони по якій проходить поверхні зсуву матеріалу;
- обробка зони зсуву матеріалу за допомогою програмного забезпечення АСКОН «КОМПАС», отримання координат точок поверхні зсуву матеріалу;
- апроксимація лінійною залежністю точок поверхні зсуву матеріалу за допомогою методу найменших квадратів, отримання значень кутів зсуву матеріалу для різних параметрів обробки;
- визначення графоаналітичним методом кутів внутрішнього тертя-зсуву та зовнішнього тертя-ковзання, отримання залежностей кутів стружкоутворення від швидкості різання та переднього кута леза.

Результати

Розроблена методика розрахунку співвідношення кутів процесу стружкоутворення з використанням моделювання напружено-деформованого стану, методу найменших квадратів та графоаналітичного методу розрахунку.

Висновки

1. Проведені комп'ютерні експерименти та визначені залежності кутів процесу стружкоутворення від швидкості різання та від переднього кута леза.
2. Для найпоширенішої у промисловому виробництві матеріалу марки сталі 45 кут ρ_s характеризується відносною стабільністю і, як правило, є більшим від кута ρ_γ на $5 \div 15$ % в залежності від швидкості різання. В зв'язку з цим стале значення кута ρ_s може бути використано у якості першого наближення при інженерному аналізі процесу стружкоутворення.
3. Результати статті можуть бути використані для автоматизації підходу до визначення раціональних режимів різання для зниження собівартості виготовленого кінцевого продукту за рахунок зниження витрат матеріалу, інструменту та підвищення якості оброблювальної поверхні.

Література

1. Проців В.В, Пацера С.Т., Журавель О.Ю., Недельский О.Г. Підвищення якості мінеральної сировини при відпрацюванні складно-структурних родовищ корисних копалин підземним способом // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2019. – Вип. 73 (114). – С. 33-43.
2. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов / Н.Н. Зорев – М.: Машгиз, 1956. – 368 с.
3. Розенберг А.М. Элементы теории процесса резания металлов / А.М. Розенберг, А.Н. Еремин. – М.: Машгиз, 1956. – 319 с.
4. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов / В.Ф. Бобров – М. : Машиностроение, 1975. – 344 с.

5. Мазур М.П. Основи теорії різання металів / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок та ін., під заг. ред. М.П. Мазура. – Новий світ 2000, 2010. – 422 с.
6. Стренг Г. Линейная алгебра и ее применения. М.: Мир. 1980
7. Линник Ю. В. Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений. — 2-е изд. — М., 1962. (математическая теория)
8. Zhuravel, O., Derbaba, V.A., Protsiv, V.V., Patsera, S.T. Interrelation between Shearing Angles of External and Internal Friction During Chip Formation. *Solid State Phenomena*, (291). *Materials Properties and Technologies of Processing*, 193-203 doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.291.193
9. Кравченко Ю.Г. К вопросу эмпирического определения напряжений и коэффициентов трения при стружкообразовании / Ю.Г. Кравченко, В.А. Дербоба, Н.В. Крюкова // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. Харьков : НТУ "ХПИ", 2015. – Вып. 85. – С. 137 – 148.
<http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/21966>
10. Protsiv V.V. and Monya A.G. (2003). Experimental determination of characteristics of clutch of mine locomotive under the braking conditions, *Metallurgicheskaya i Gornorudnaya Promyshlennost* [online], 2, P. 95–97. <https://www.researchgate.net/publication/293546988_Experimental_determination_of_characteristics_of_clutch_of_mine_locomotive_under_the_braking_conditions> [Accessed 20 January 2003].
11. Kyrychenko, Y., Samusia, V., Kyrychenko, V. and Goman, O., 2012. Experimental investigation of aeroelastic and hydroelastic instability parameters of a marine pipeline. *Geomechanical Processes During Underground Mining – Proceedings of the School of Underground Mining* [online], P. 163 – 167. <<http://www.crcnetbase.com/doi/abs/10.1201/b13157-28>> [Accessed 1 May 2017].
12. Protsiv, V.V., Samoilov, A.I., Bondarev, A.O. (2012). Design of braking process of mine diaxonic locomotive on rail way. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (5), 66-70. <<http://nv.nmu.org.ua/index.php/ru/glavnaya/71-ruscat/arkhiv-zhurnala/2012/soderzhanie-5-2012/geotekhnicheskaya-i-gornaya-mekhanika-mashinostroenie/107-modelirovanie-protsesta-tormozheniya-shakhtnogo-dvuosnogo-lokomotiva-na-relsovom-puti>> [Accessed 07 November 2012].
13. Protsiv, V.V., Novitsky, O.V., Samoilov, A.I. (2012). Advantages of magnetic loader over rail brakes on mine locomotive. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (4), 79-83. <<http://nv.nmu.org.ua/index.php/ru/glavnaya/89-ruscat/arkhiv-zhurnala/2012/soderzhanie-4-2012/geotekhnicheskaya-i-gornaya-mekhanika-mashinostroenie/184-preimushchestva-magnitorelsovogo-dogruzhatelya-nad-relsovyim-tormozom-na-shakhtnom-lokomotive>> [Accessed 09 November 2012].
14. Patsera S. Feasible Ways To Improve The Durability Of The Pumps' Parts Operating With Hydroabrasive Mixtures / S. Patsera, V. Protsiv, V. Kosmin // *Mechanics, Materials Science & Engineering : Journal – Viena : Magnolithe GmbH*, 2015. – Vol. 1. – P. 135 – 139. DOI 10.13140/RG.2.1.4039.5286.
15. Ziborov K. On Influence Of Design Parameters Of Mining Rail Transport On Safety Indicators / Ziborov K., Protsiv V., Fedoriachenko S., Verner I. // *Mechanics, Materials Science & Engineering : Journal – Viena : Magnolithe GmbH*, 2016. – Vol. 2. – P. 62 – 69. DOI 10.13140/RG.2.1.2548.5841.
16. Protsiv, V.V. (2013). Usage of tire-shoe brake on mine locomotive. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (3), 59-64. <<http://nv.nmu.org.ua/index.php/ru/glavnaya/776-ruscat/arkhiv-zhurnala/2013/soderzhanie-3-2013/geotekhnicheskaya-i-gornaya-mekhanika-mashinostroenie/2169-ispolzovanie-bandazhno-kolodochno-go-tormoza-na-shakhtnom-lokomotive>> [Accessed 09 July 2013]

ВИПРОБУВАННЯ ДИСКІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Доцент Федоскіна О.В., студент Козир С.П.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Викладач Черниш А.С.

Дніпровський транспортно економічний коледж

Кількість колісних дисків, що використовуються на легкових автомобілях, становить десятки мільйонів штук. Одними з основних вимог, що пред'являються до них згідно з нормативно технічною документацією, є міцність і жорсткість. Також диск повинен мати відносно невелику масу і геометричні параметри, що пов'язано з впливом невіднесеної маси на динаміку руху автомобіля і на його керованість. Підтвердженням якості продукції, відповідності вимогам нормативної документації служить сертифікат відповідності, що видається на підставі випробувань продукції в акредитованих випробувальних лабораторіях

При цьому диск випробується на вигин при кручінні, корозію, кочення, удар. Також виконується дефектоскопія і перевірка розмірів.

Аналіз роботи висококомеханізованої технологічної лінії та випробувальних стендів показав можливість вдосконалення стенду для випробування коліс на кочення.

В ході випробування при коченні імітується напруга, що виникає в колесі при русі транспортного засобу по прямій, за допомогою обертання колеса на барабані з мінімальним зовнішнім діаметром 1,7 м.

З метою скорочення часу на монтаж і демонтаж коліс на випробувальному стенді і, як наслідок, скорочення часу на одне випробування розроблено з'єднувальний вузол. До складу вузла входять змінні планшайби для установки коліс з різним розташуванням кріпильних отворів і байонетний замок.

На диски, які підлягють випробуванню, встановлюються покриття згідно супровідної технічної документації. На зібраному диску закріплюється змінна планшайба з відповідною кількістю та положенням кріпильних отворів і байонетним замком. Таким чином, паралельно з роботою випробувального стенду, готується необмежена кількість призначених до випробування дисків.

Для установки дисків на випробувальний стенд розроблено конструктивне рішення монтажного пристрою, в якому виконуються наступні технологічні операції.

Підготовлений диск встановлюється на центруючі ролики і підіймається на задану, виходячи з умов співвідношення, висоту. Після цієї операції, супортом монтажного пристрою, диск переміщується в прийомний отвір випробувального стенду і закріплюється байонетним замком.

Література.

1. Наказ міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 549 «Про затвердження Правил технічної експлуатації коліс та пневматичних шин колісних транспортних засобів категорій L, M, N, O та спеціальних машин, виконаних на їх шасі»

РОЗРОБКА ЛАБОРАТОРНОГО ПРАКТИКУМУ З ДОСЛІДЖЕННЯ БАЛКИ РІВНОГО ОПОРУ НА ОСНОВІ САПР SOLIDWORKS

Старший викладач Жупієв О.Л.

НТУ «Дніпровська політехніка»

Учень 11-Б класу Вергелюк О.А.

КЗО «Гімназія № 3» ДМР, м. Дніпро

В рамках циклу лабораторних робіт шкільного курсу інформатики та фізики поставлено актуальне наукове завдання: розробити науково-дослідницьку лабораторну роботу на тему «Розробка лабораторного практикуму з дослідження балки рівного опору на основі САПР SolidWorks». Ідея роботи полягає у випробуванні балки рівного опору методом кінцевих елементів та аналітичним методом.

Мета: розробити рекомендації з проведення лабораторних робіт з дослідження балки рівного опору.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні завдання.

1. Виконати розрахунок балки рівного опору за допомогою програмного забезпечення SolidWorks.

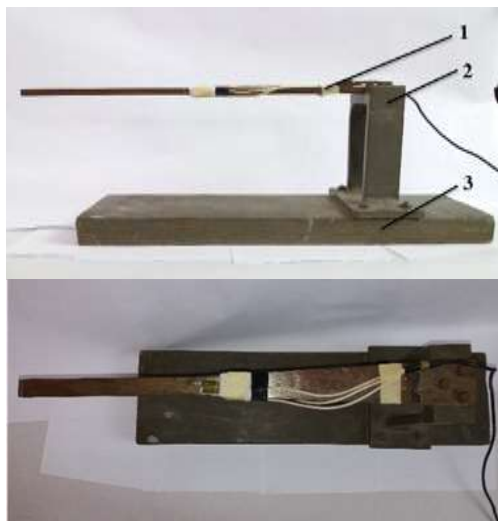


Рис. 1

Для подальших розрахунків балки рівного опору за допомогою програмного забезпечення SolidWorks Simulation було проведено аналіз конструкції та ескізування установки балки рівного опору. Це комбінована балка змінного та постійного поперечного перерізу 1, яка встановлена на опорі 2, а опора закріплена на дерев'яній дошці 3 (Рис. 1).

На основі проведених вимірювань створена комп'ютерна модель збірки балки рівного опору в програмному забезпеченні SolidWorks [1].

В результаті використання статичного аналізу в SolidWorks Simulation отримано епюри напружень та переміщень в різних перерізах балки рівного опору (Рис. 2, 3). При зміні навантаження від 5 до 50 Н, напруження змінюються від 1,482 Н до 38,08 Н, а переміщення – від 0,445 мм до 4,454 мм відповідно.

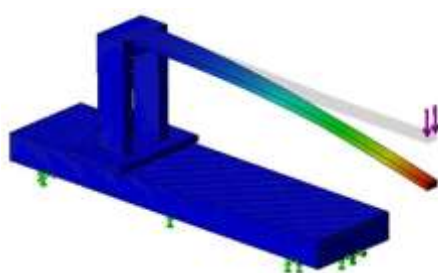


Рис.2

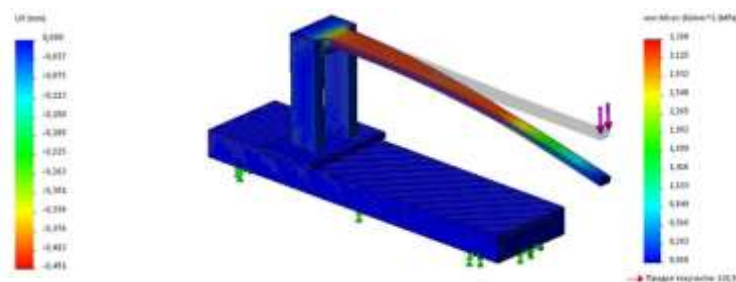


Рис. 3

2. Виконати розрахунок балки рівного опору аналітичним методом.

Класичний метод розрахунку балок заснований на використанні формул опору матеріалів. Оскільки необхідно провести розрахунок балки рівного опору, особливістю якої є змінний переріз відносно її довжини, то неможливо застосувати стандартні формули опору матеріалів [2]. Тому було використано формули інтегрування (1).

$$y(x) = \int_0^x \int_0^x \frac{M(x)}{E \cdot J_x(z)} dz \quad (1)$$

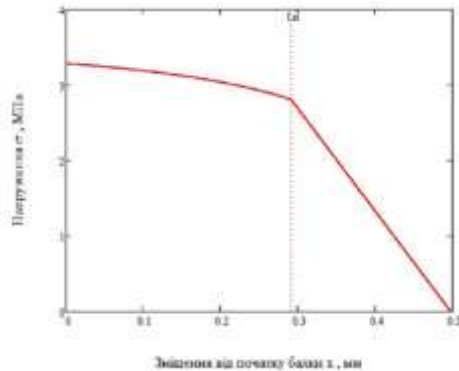


Рис. 4

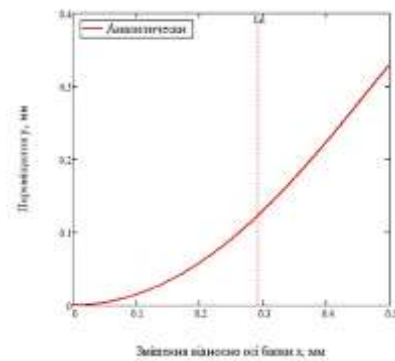


Рис. 5

За результатами розрахунків було побудовано графіки зміни напружень та переміщень відносно довжини (Рис. 4,5). При прикладанні до балки зовнішньої сили 5Н напруження вздовж балки змінюються від 0 до 3,3 МПа, а переміщення – від 0 до 0,32 мм.

В результаті виконання науково-дослідної роботи розроблений алгоритм проведення розрахунку балки рівного опору з використанням програмного продукту SolidWorks Simulation та аналітичним методом. Використовуючи метод кінцевих елементів отримані значення напружень від 1,482 Н до 38,08 Н та переміщень від 0,445 мм до 4,454 мм в різних перерізах балки рівного опору, при зміні навантаження від 5 до 50 Н. Виведені формули для розрахунку напружень та переміщень балки аналітичним методом, застосовуючи програмний продукт MathCad. Визначено, що напруження змінюються по довжині балки від 0 до 3,3 МПа, а переміщення – від 0 до 0,32 мм при прикладанні зовнішньої сили 5Н. Побудовані графіки залежностей.

Література.

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

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РАМИ ВЕЛОСИПЕДА НА ЙОГО ЕРГОНОМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

Доцент Москальова Т.В.

НТУ «Дніпровська політехніка»

учениця 11 класу Маньковська К.О.

КЗ «Технічний ліцей імені Анатолія Лигуна» Кам'янської міської ради

Робота присвячена визначенню та дослідженню впливу конструктивних параметрів рами велосипеда на його ергономічні властивості такі як: маневреність, курсова стабільність, зручність використання, тощо.

Мета дослідження – це визначення характеру залежностей між ергономічними властивостями велосипеда та конструктивними параметрами його рами. Об'єкт дослідження – механічні процеси, що виникають при використанні велосипеда. Предмет дослідження – конструктивні параметри рами велосипеда.

Результати роботи отримані на базі аналізу та класифікації велосипедів, аналітичних дослідженнях, використанні сучасних методів тривимірного моделювання та пакетів скінчено-елементного аналізу.

Геометрію рами велосипеда можна охарактеризувати набором параметрів, серед яких буде набір кутів та довжин його елементів.

Розглянуто наступні ергономічні властивості велосипеда: відповідність росту людини висоти рами та розміру колеса, кут посадки, маневреність та керованість в залежності від радіусу повороту велосипеда, від кута повороту руля, безпека руху в залежності від положення центру тяжіння велосипеда з велосипедистом для різного кута нахилу траси, тощо.

У процесі виконання роботи побудовано параметричну тривимірну модель велосипеда, за допомогою якою проведено комп'ютерний експеримент. По результатам досліджень на моделі виявлено залежності між конструктивними параметрами рами та властивостями велосипеда.

Також проведено аналіз напружено-деформованого стану рами велосипеда для різних варіантів навантаження.

Література.

1. Зиновьев Д. В. Основы моделирования в SolidWorks . 1-е изд. / под ред. М. И. Азано-ва. –М.: ДМК Пресс, 2017. – 240 с.: ил.

МОДЕЛЮВАННЯ РЕДУКТОРА ДАВИДА В ПРОГРАМНОМУ СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS

Професор Заболотний К.С., студентка групи 133-18 Куц О.В.
НТУ «Дніпровська політехніка»

На кафедрі інжинірингу та дизайну в машинобудуванні в якості демонстраційного обладнання використовується токарно-гвинторізний верстат ТВ-16 [1], привід якого знаходиться в неробочому стані. Документація на верстат загублена. Для ремонту приводу верстата необхідно вивчити кінематику його роботи. Поставлено завдання розробити комп'ютерну модель механізму ходового гвинта, яка дозволить визначити необхідні кінематичні залежності. У зв'язку з цим вирішено такі підзадачі: виконано аналіз конструкції верстата, експериментально визначено передавальне відношення приводу ходового гвинта, зроблено ескізування деталей, що входять до приводу ходового гвинта, з наступною побудовою комп'ютерних моделей деталей і всього приводу в цілому, виконано дослідження кінематики механізму в SOLIDWORKS і виконано порівняння отриманих значень з аналітичним розрахунком. На рис.1 приведена фотографія досліджуваного механізму.



Рис. 1

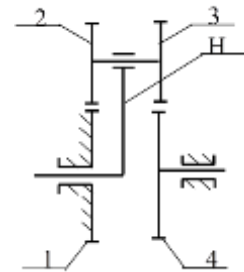


Рис. 2

На рис.2 зображена кінематична схема механізму приводу, побудована на підставі аналізу його роботи. Тут позначено: 1 - планетарна шестерня; 2, 3 - сателіти; Н - водило; 4 - сонячна шестерня.

Як працює механізм? Рух передається на водило Н. Це призводить в рух сателіти 2, що входять в зачеплення з нерухомою шестернею 1. Створюється обертальний рух сателіта навколо осі. Шестерня 3, що сидить на тій же осі, передає обертальний рух сонячній шестірні 4.

Передатне відношення даного редуктора [2] становить:

$$U_{H4}^{(1)} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_1}{Z_4 \cdot Z_3} = 1 - \frac{20 \cdot 19}{20 \cdot 20} = \frac{1}{20},$$

де Z_1 - кількість зубів планетарної шестерні;
 Z_2, Z_3 - кількість зубів сателітних шестерней;
 Z_4 - кількість зубів сонячної шестірні.

Аналіз особливостей даного механізму, показує, що редуктор має передатне відношення пропорційне числу зубів сонячної і планетарної шестерней.

Отримане значення $U_{H4}^{(1)}=20$ добре узгоджується з експериментальним значенням передатного відношення.

За результатами ескізування механізму побудована його комп'ютерна модель (рис.3). При побудові комп'ютерної моделі використовувалися бібліотека ToolBox і програма GearTeq. В результаті отримана модель приводу в SOLIDWORKS складається з 17 деталей, застосовані сполучення: збіг, концентричність, а також механічне сполучення редуктор.

Обчислювальні експерименти, проведені в SOLIDWORKS, показали, що передавальне число редуктора становить 20.

Аналіз літературних джерел показав, що даний механізм має власне ім'я - редуктор Давида. Цей планетарний механізм дає можливість в малих об'ємах отримувати велике передатне відношення, яке може досягати 5000. Редуктор успішно застосовується в несилових передачах, зокрема у верстаті ТВ-16 (рис. 4).

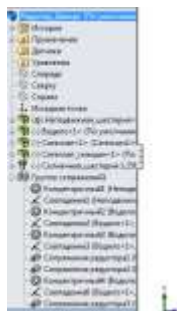


Рис. 3



Рис. 4

Висновок: виконаний аналіз приводу ходового гвинта верстата ТВ-16 показав: привід являє собою планетарний механізм, що складається з семи шестерней з параметрами

$$Z_1 = 19, Z_2 = Z_3 = Z_4 = 20; m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = 19.$$

Редуктор класифікується в літературних джерелах як редуктор Давида, який використовується в приладобудуванні і верстатобудуванні для отримання передавальних відносин, що досягають значення до 5000.

Результати комп'ютерного моделювання редуктора Давида в програмному середовищі SOLIDWORKS дозволили визначити параметри зубчастих коліс і передатне відношення редуктора. Комп'ютерні моделі будуть використані при розробці технічної документації необхідної для ремонту приводу ходового гвинта.

Література.

1. ТВ-16 Станок настольный токарно-винторезный (схемы, описание, характеристики). [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://stanki-katalog.ru/sprav_tv16.htm
2. Лушников Б.В. Проектирование планетарных зубчатых механизмов: Методические рекомендации к курсовому проектированию по теории механизмов и машин / Лушников Б.В. – Курск: Курск. гос. техн. ун.-т, 2001. – 22 с.

ФИЗИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ВОЗДЕЙСТВИЯ ЛАЗЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ СТАЛИ

Доцент Ганкевич В.Ф., ст. преп. Курнат Н.Л., ст. преп. Журавлев М.А.,
студентка гр. 133-19ск-1 Калюжная Н.Г.

НТУ «Днепровская политехника»

Воздействие лазерного излучения на инструментальные стали приводит к изменению их физических и физико-технических характеристик. В зависимости от режимов работы лазера можно упрочнять, резать, сверлить и делать другие технологические операции.

Для упрочнения различного вида инструментов необходимо повысить твердость либо режущей части, либо места ударной нагрузки без увеличения поверхностно-активного слоя данного изделия. Увеличив содержание углерода в детали, можно повысить ее износостойкость.

Применяя лазерное излучение, которое является концентрированным источником тепла, обеспечивается нагрев стали до температуры, при которой будет изменяться кристаллическая решетка. Как правило, сталь имеет объемно-центрированную кристаллическую решетку (ОЦК). При нагреве увеличивается межатомное расстояние и ОЦК переходит в гранецентрированную решетку (ГЦР). При дальнейшем охлаждении ГЦР трансформируется в другой вид решетки, например, мартенсит, который обогащен углеродом.

Подобрав соответствующий режим охлаждения (скорость охлаждения), достигается мартенситный слой, который не будет иметь четкой границы. При этом он не будет скалываться или покрываться трещинами при ударных нагрузках. Износостойкость инструментов при этом существенно повысится.

Литература.

1. Коваленко В.С. Лазерная технология – Киев: Вища шк. Гол. вид-во, 1989. – 280 с.
2. Пути изыскания методов повышения надежности режущего инструмента / Н.Л. Курнат, В.Ф. Ганкевич, О.В. Ливак, М.А. Журавлев // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – Дніпро, 2019. – Вип. 73 (114). – С. 20-26.

З М І С Т

Заболотний К.С, Жупієв О.Л., Шкут А.П. Обґрунтування методики моделювання та розробка технічного проекту модернізованої конструкції грохота типу ГВЧ-31С	3
Бондаренко А.О. Моделювання взаємодії проточних поверхонь гідравлічного класифікатора з потоком пульпи	5
Franchuk V.P., Bondarenko A.O. Development of theoretical foundations for the design of gravitational classifiers	6
Васильєв Д.Л., Ганкевич В.Ф., Кравец В.И., Ливак О.В. О предельных разрывных напряжениях как критерии разрушения горных пород при резком охлаждении	8
Кравченко В.П., Таранина Е.В., Ганкевич В.Ф, Киба В.Я. Переработка шламов-отходов обогащения железосодержащих руд	9
Франчук В.П., Анциферов О.В. Раціональна висота помольної камери вертикального вібраційного млина	10
Запара Є.С., Карпик М.В. Вплив потужності вугільного пласта на довговічність основних редукторів очисного комбайна типу 2ГШ68	11
Горобец Л.Ж., Верхоробина И.В. О рациональном регулировании работы газоструйной установки	13
Анциферов О.В., Дідович В.В. Вибір параметрів та розрахунок на міцність дебалансу	15
Горобец Л.Ж., Верхоробина И.В. Возможности акустоэмиссионной оценки эффективности газодинамического измельчения	17
Nazarov O.E., Gankevich V.F., Pashchenko O.A. Reducing the energy capacity of drilling a well with shock and rotary drilling machines	19
Панченко О.В. Захарова Д.Р. Дослідження механізму привода швейної машинки «Bielefeld Nähmaschinen & Fahrrad Fabrik Hengstenberg»	20
Жупієв О.Л., Павленко В.Ю. Обґрунтування параметрів вентилятора типу FH-203 на основі комп'ютерного моделювання засобами SolidWorks Flow Simulation	22
Жупієв О.Л., Трофименко М.К. Визначення механічних характеристик вітроустановки в SolidWorks Flow Simulation	23
Панченко О.В., Боднар Д.О. Разработка компьютерной модели загрузочного устройства мельницы шаровой двухкамерной	24
Панченко О.В., Куниця В.Ф., Губа Б.А. Зворотний інжиніринг двошвидкісного дреля для лабораторного практикума на основі САПР SOLIDWORKS	26
Федоскин В.А., Федоскина Е.В., Ерисов Н.Н., Корниленко К.И. Исследования и разработка вибрационного оборудования для порошковых материалов	28
Анциферов О.В. Уточнючий розрахунок технологічних параметрів роботи вертикального вібраційного млина	29

Березняк О.О. Залежність частоти розмагнічування від параметрів феромагнітних частинок	30
Мацук З.М. Забезпечення безпеки дальнього транспорту газу, керування мобільними компресорними установками	32
Кухар В.Ю. , Експериментальні дослідження фільтрування шахтної води Запорізького залізорудного комбінату	34
Кухар В.Ю., Норенко Д.Д. Аналіз застосування сітчастих фільтрів на водоводах промислового підприємства	36
Москальова Т.В., Касьянова А.В. Конструкція ковша гідравлічного грейфера RGS14 для сортування будівельного сміття	38
Полушина М.В., Куниця В.Ф., Кутай Н.О., Гільмутдінов І.Р. Експериментальне дослідження світлотехнічних характеристик світлодіода компанії CREE МОДЕЛІ XPL-HD	39
<u>Журавель О.Ю.</u> <u>Метод визначення кутів стружкоутворення при моделюванні процесу точіння бурової коронки</u>	40
Федоскіна О.В., студент Козир С.П., Черниш А.С. Випробування дисків легкових автомобілів	43
Жупієв О.Л., Вергелюк О.А. Розробка лабораторного практикуму по дослідженню балки рівного опору на основі САПР SOLIDWORKS	44
Москальова Т.В., Маньковська К.О. Моделювання та дослідження впливу конструктивних параметрів рами велосипеда на його ергономічні властивості	46
Заболотний К.С., Куц О.В. Застосування редуктора Давида в токарно-гвинторізному верстаті ТВ-16	47
Ганкевич В.Ф., Курнат Н.Л., Журавлев М.А., студентка Калюжная Н.Г. Физические аспекты воздействия лазерного излучения на инструментальные стали	49
Зміст	50