

Д.О. Кононов, В.О. Єрмократ'єв, А.З. Ціколія

**ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОЛИВАНЬ ЕЛАСТИЧНОГО СИТА
ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТА МЕТОДАМИ ЯВНОЇ
ТА НЕЯВНОЇ ДИНАМІКИ ГУМОВОГО ЕЛЕМЕНТА**

Анотація. Грохочення є одною з основних операцій при переробки сипкого матеріалу.

У процесі експлуатації конструкції просіваючих поверхонь повинні мати високі показники ефективності процесу грохочення, щоб мінімізувати можливості закрупнення або задрібненості класифікованого матеріалу розрахункової крупності.

На кафедрі галузевого машинобудування УДУНТ розроблено нову конструкцію еластичної просіючої поверхні, яка має високі експлуатаційні показники роботи.

Мета роботи: визначення динамічних параметрів руху елементів еластичного карткового сита вібраційного грохоту.

Розроблена модель карткового еластичного елемента сита для динамічного аналізу за допомогою методу скінченних елементів.

Гума моделювалася нелінійним гіпереластичним матеріалом з моделлю Neo-Hookean.

Проведений динамічний розрахунок методами явної та неявної динаміки та визначено його кінематичні характеристики точок (переміщення, швидкість та прискорення).

Швидкості та переміщення точок елемента еластичного сита вібраційного грохоту при різних методах розв'язання мають незначні відмінності.

Найбільші відмінності є щодо прискорень. У разі Explicit Dynamics має місце поява високочастотних коливань прискорень із досить більшою амплітудою.

Проведені розрахунки підтверджують збільшення амплітуди коливань елементів, що просіює поверхні грохоту, в порівнянні з амплітудою коливання короба грохоту. Це свідчить про хорошу динамічної активності запропонованої конструкції сита.

Отримано залежності амплітуди коливань точок: при сталому руці грохоту від частоти вібратора; від модуля пружності еластичного елемента.

Ключові слова: явна та неявна динаміки, еластичне сито, вібраційний грохот

Постановка проблеми. Грохочення є одною з основних операцій при переробки сипкого матеріалу. У процесі експлуатації конструкції просіваючих поверхонь повинні мати високі показники ефективності процесу грохочення в залежності від умов класифікації і як можна довше зберігати постійними розміри просіваючих отворів (щілин), щоб мінімізувати можливості закрупнення або задрібненості класифікованого матеріалу розрахункової крупності [1, 4].

Вимоги, що пред'являються до просіючих поверхонь можна реалізувати для нової

конструкції резино-металевої поверхні колосникового типу, що просіює, підвищеної динамічної активності, що володіє зонами, та призначена для використання на вібраційних грохотах металургійного виробництва з метою поліпшення якості розділення по фракціям металургійної мінеральної сировини [1, 3].

На кафедрі галузевого машинобудування УДУНТ розроблено нову конструкцію еластичної просіючої поверхні, яка має високі експлуатаційні показники роботи [1, 3].

Загальний вид конструкції гумо-металевої колосниково-карткової поверхні, що просіює, представлено на рис. 1. Для забезпечення простоти монтажу і демонтажу, пропонується, змонтувати (приварити) колосники 2 до зварної рами 3, що знімається.

Еластичні карткові елементи 2, з попереднім розтягуванням жорстко встановлюються («насаджуються») на зовнішню поверхню подовжньої колосникової опори 1, завдяки своїм пружним властивостям «обхвачують» її з натягненням своєю крізною внутрішньою порожниною, а також додатково фіксуються на ній за допомогою спеціального профілю.

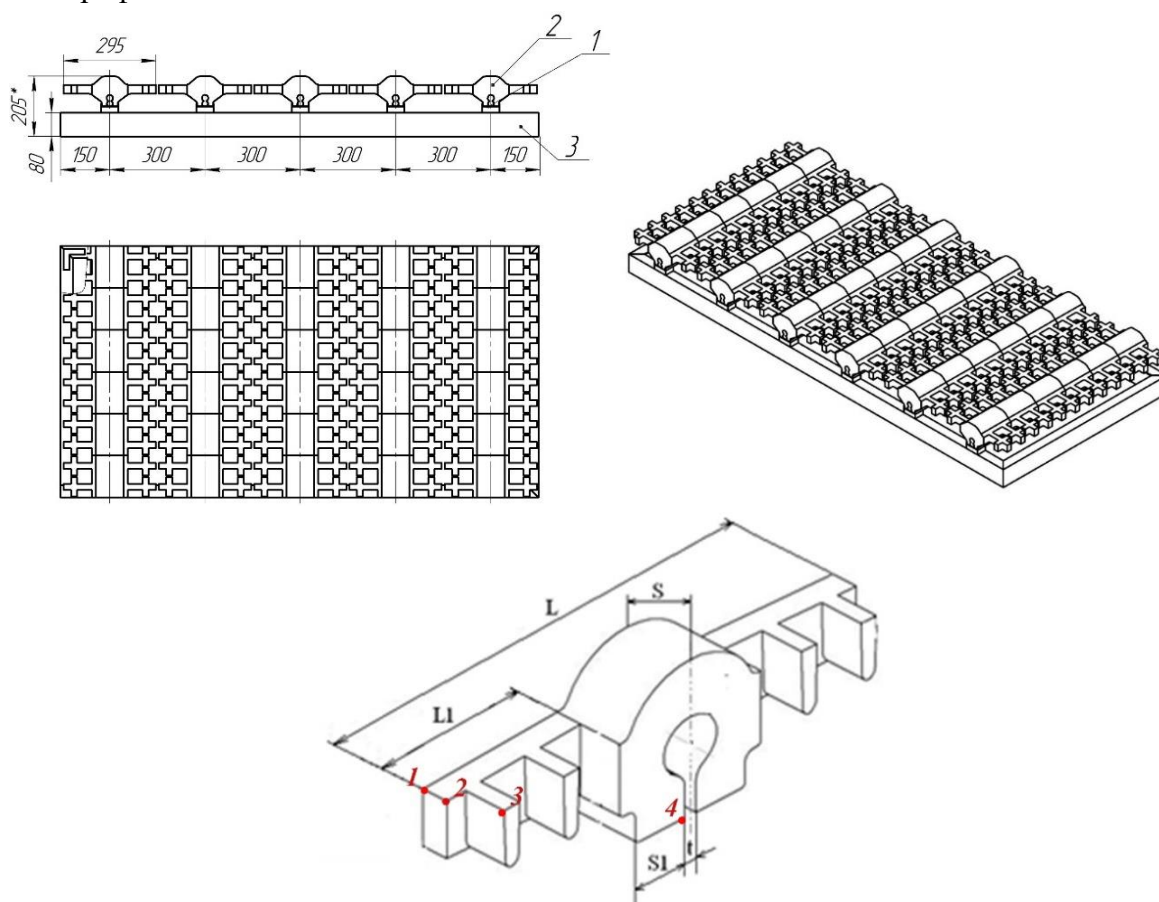


Рисунок 1 - Загальний вид конструкції сита

Перевагою нової конструкції динамічно-активній поверхні є те, що захист від абразивного зносу зовнішньої поверхні металевих колосникових опор проводиться самими еластичними картковими елементами, оскільки вони не лише формують саму поверхню, що просіює, але і по суті є футеровкою власної системи кріплення до короба вібраційного грохоту.

В даний час відсутні методики розрахунку кінематичних параметрів роботи еластичного сита даного типу.

Мета дослідження- Мета роботи: визначення динамічних параметрів руху елементів еластичного карткового сит вібраційного грохоту..

Задачі, які необхідно вирішити:

1. Розробити модель визначення динамічних параметрів руху елементів за допомогою метода скінчених елементів;
2. Визначити модель гіпереластичного матеріалу, яким моделюватиметься гума, з якого виготовлений пружний елемент;
3. Розглянути вимушені коливання колосникового з використанням методів явної та неявної динаміки.

Викладення основного матеріалу дослідження. Вибір моделі гіпереластичного матеріалу залежить від типу деформації, властивостей матеріалу та діапазону деформацій, які потрібно описати. Нижче наведено основні моделі та їх застосування в залежності від характеру деформації [5, 6].

Model	Strain range
Neo-Hookean	Up to 30%
Mooney-Rivlin	30%-200%
Polynomial	
Yeoh	Up to 300 %
Ogden	Up to 700%

7Так як деформації в пружному елементі будуть не більше 30%, то обираємо модель *Neo-Hookean*. Даний матеріал відповідає звичайним маркам гуми, яка використовується при виробництві деталей для гірничо-металургійних підприємств.

Методи вирішення поставлених задач. У динаміці твердого тіла та обчислювальної механіки методи вирішення задач динаміки діляться на явні та неявні (Implicit) залежно від способу обчислення стану системи на наступному часовому кроці [6, 7].

Явні методи обчислюють стан системи в пізніший момент часу на основі стану системи в поточний момент часу, в той час як неявні методи знаходять рішення, вирішуючи рівняння, що включає як поточний стан системи, так і пізніше.

Або інакше. Неявний та явний аналіз різняться у підході до збільшення часу. У неявному аналізі кожен тимчасовий крок має зійтися, але можна задати досить тривалі припущення. З іншого боку, при явному аналізі кожен тимчасовий крок нічого не винні сходиться, але у тому, щоб рішення було точним, збільшення часу мають бути дуже малими.

Для вирішення нашої задачі розглянемо два методи рішення, які можна реалізувати.

Моделювання динаміки руху елементів еластичного карткового сита вібраційного грохоту.

Приймемо, що точки короба грохоту здійснюють лінійні коливання за гармонійним законом із постійною амплітудою.

Тоді переміщення точки кріплення еластичного елемента сита можна записати у вигляді,

$$x(t) = a \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

де a - амплітуда коливань, м ;

ω - циклічна (кругова) частота коливань грохоту (вібратора), рад/с.

Відповідно, швидкість переміщення дорівнюватиме

$$v(t) = \frac{d}{dt} x(t) = a \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Рішення проводилося за застосуванням програмного забезпечення *PrePoMax*, яке є пре- та постпроцесингом для вирішувача *Calculix* [8,9].

В результаті рішення отримуємо кінематичну характеристику точок елемента еластичного сита: переміщення, швидкості та прискорення.

Далі наведені результати моделювання для випадку коливань з наступними параметрами: $a = 0,002 \text{ м} = 2 \text{ мм}$, частота $\omega = 24,5 \text{ Гц} = 157 \text{ рад/с}$, що відповідає частоті обертання валу вібратора 1470 об/хв.

Крок інтегрування для неявної механіки $\Delta T = 0,0001$.

Аналіз отриманих результатів моделювання.

На рис. 2 показані деформації, що виникають у пружному елементі. Як бачимо, максимальні деформації становлять $1,2\% < 30\%$, тому рішення про використання моделі *Neo-Hookean* є виправданим.

На рис. 3, 4 показані деякі отримані кінематичні залежності за різних методів рішення для характерних точок еластичного елемента 1, 2, 3 та 4 (рис. 1).

Примітка : на рисунках прийняті такі позначення:

Перша буква – метод розв'язання: Е – явний метод Explicit Dynamics; Т - неявний метод Implicit Dynamics.

Друга – кінематична характеристика: a – прискорення; v – швидкість; s – переміщення.

Baza відноситься до кінематичних характеристик т. 4 (місце кріплення пружного елемента до балки короба грохоту).

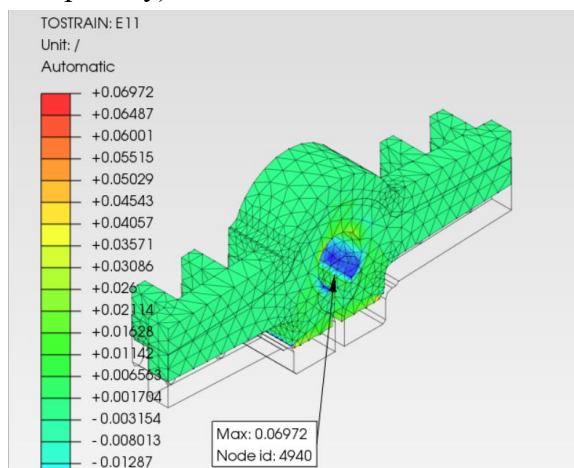


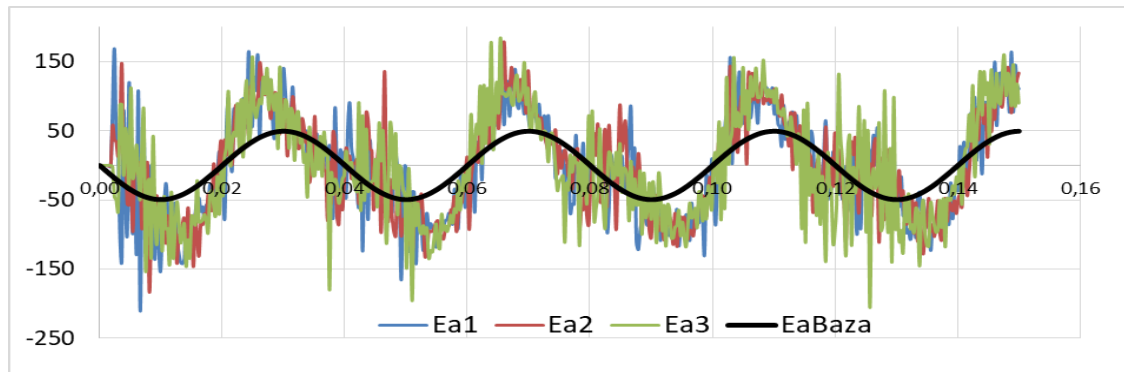
Рисунок 2 - Деформації, що виникають у пружному елементі

З графіків можна дійти висновку, що швидкості і переміщення точок 1, 2 і трьох елемента сита грохоту відбуваються практично однаково.

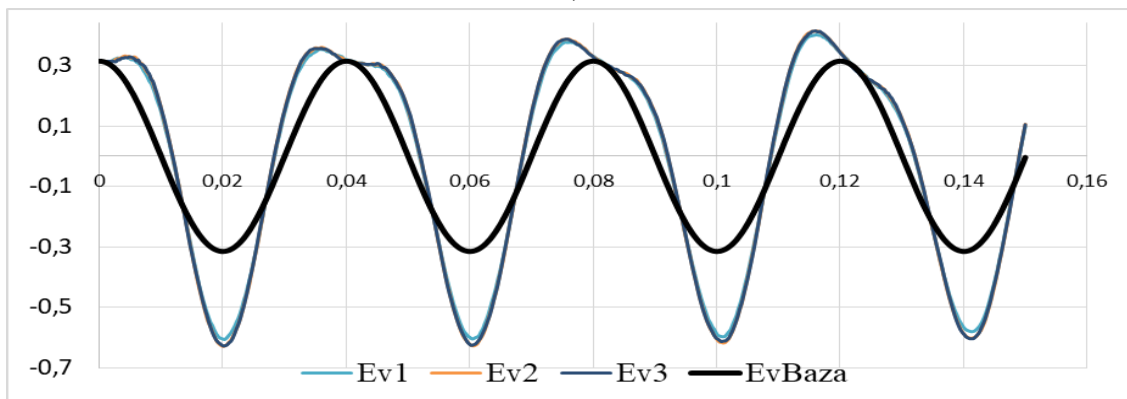
На рис. 5 наведено порівняння швидкості та переміщення точки 1 елемента еластичного сита вібраційного грохоту при різних методах розв'язання. З якого видно, є незначні відмінності у значеннях, набутих різними методами розрахунку.

Загальне збільшення амплітуди коливання точки 1 порівняно з амплітудою короба грохоту (т. 4) становить приблизно 45%.

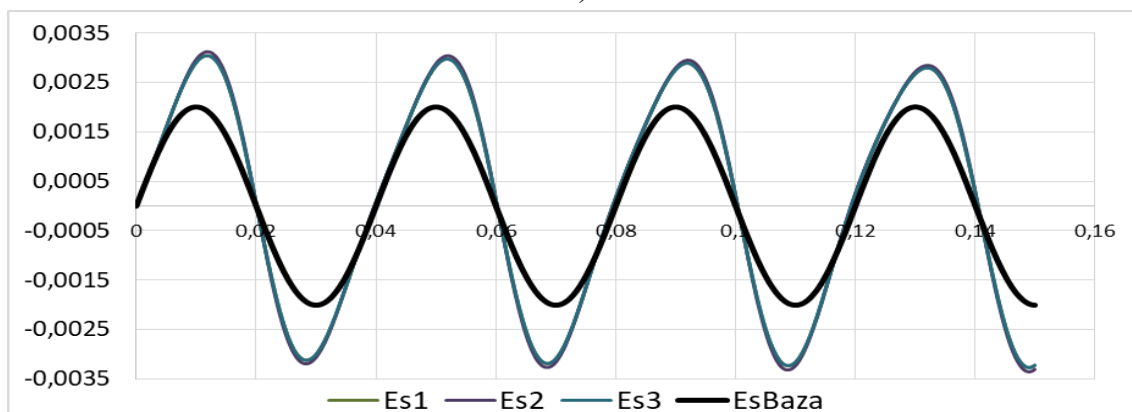
Аналогічна тенденція спостерігається і для інших точок та при помірних змінах параметрів гуми.



а)



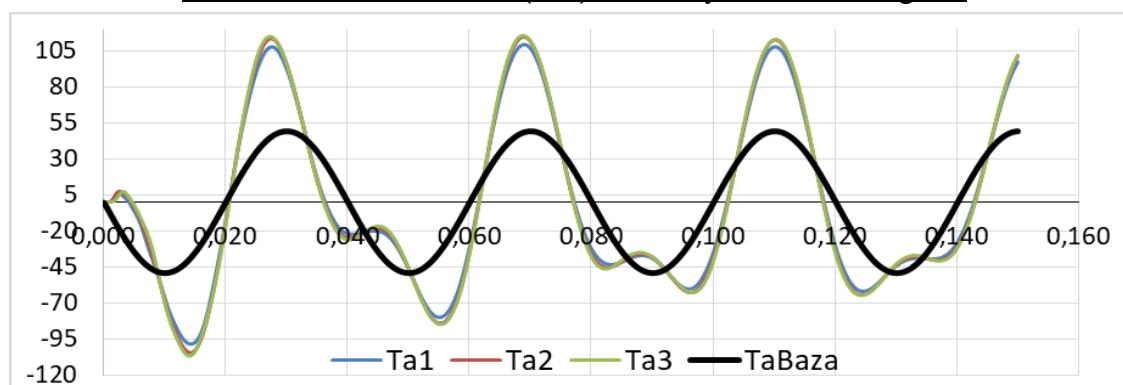
б)



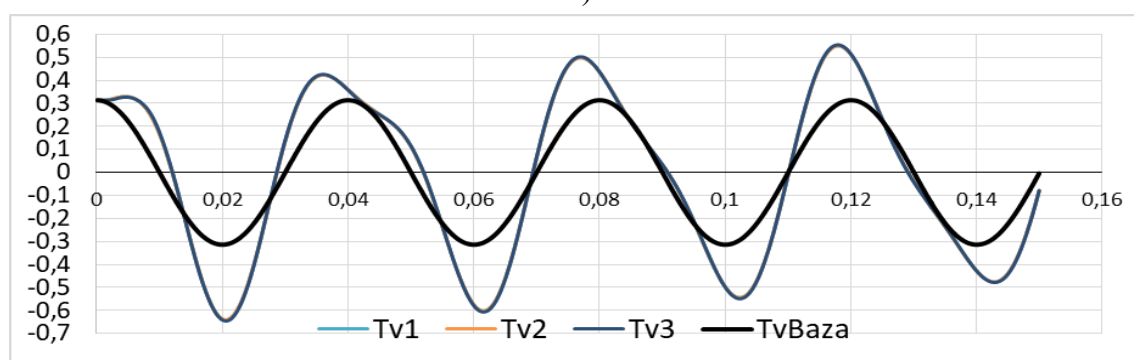
в)

Рисунок 3 - Кінематична характеристика точок елемента еластичного сита вібраційного грохоту при явному методі вирішення динаміки залежно від часу:

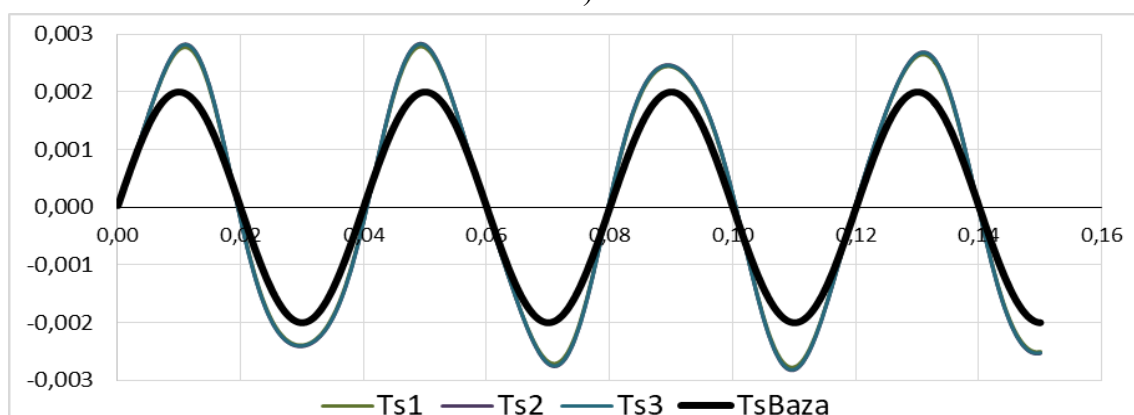
а) прискорення, м/с^2 ; б) швидкість, м/с ; в) переміщення, м



а)



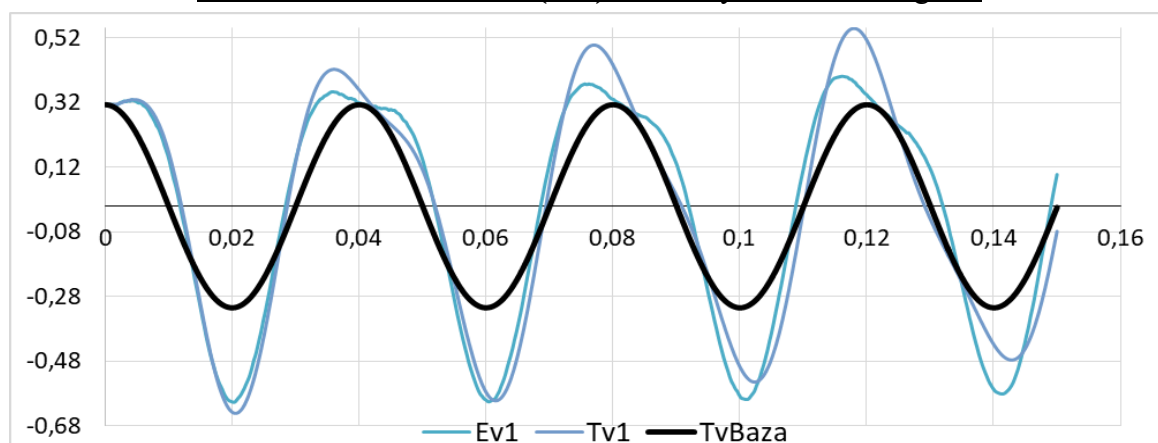
б)



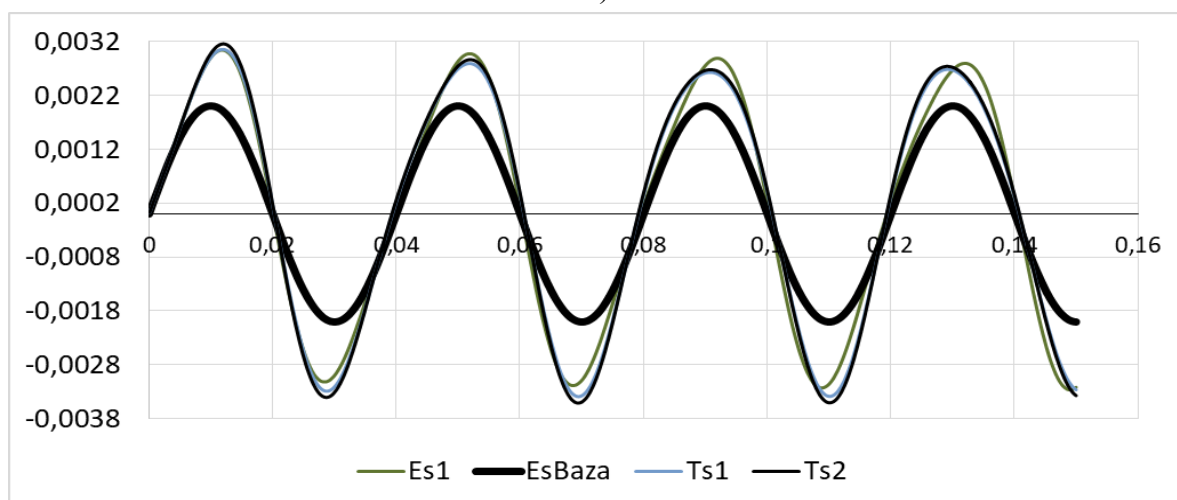
в)

Рисунок 4 - Кінематична характеристика точок елемента еластичного сита вібраційного грохоту при неявному методі вирішення динаміки залежно від часу:

а) прискорення, м/с^2 ; б) швидкість, м/с ; в) переміщення, м



а)



б)

Рисунок 5 - Порівняння кінематичних характеристик точок елемента еластичного сита вібраційного грохоту за різних методів вирішення динаміки залежно від часу:

а) швидкість, м/с; б) переміщення, м

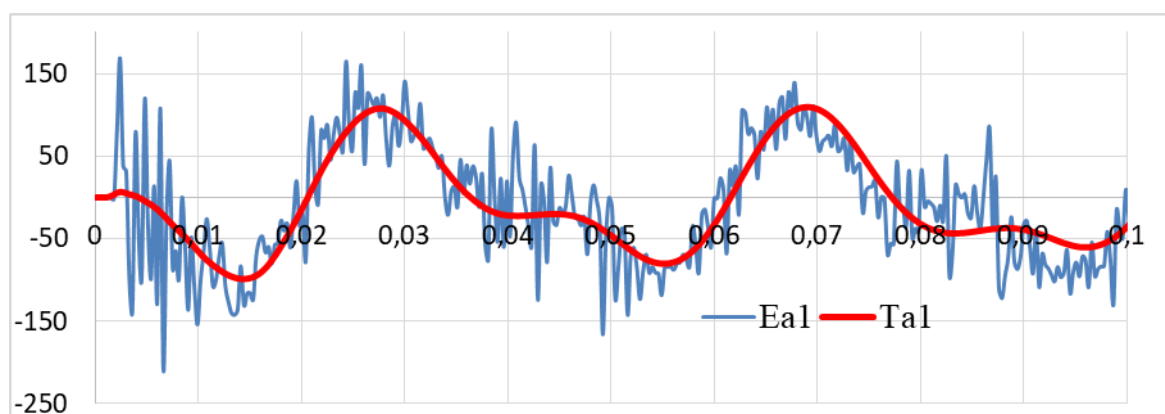


Рисунок 6 - Порівняння прискорень (м/с^2) точки елемента еластичного сита вібраційного грохоту за різних методів розв'язання динаміки залежно від часу (сек): Ea1 – явний метод *Explicit Dynamics*; Ta1 – неявний метод

Як видно найбільші відмінності є щодо прискорень. У разі *Explicit Dynamics* має місце поява височастотних коливань прискорень із досить більшою амплітудою, що призводить до «зашумленості» результатів. Це пояснити особливість явного методу динаміки. Крок при розрахунку явним методом інтегрування мав значення $\sim 10^{-7}$ сек.

На рис 7 наведена залежність амплітуди коливань точки 1 при русі, що встановився, від частоти вібратора. З графіка видно, що зі збільшенням частоти коливань грохоту, амплітуда коливань збільшується, за постійної амплітуди короба грохоту. Але при частоті більше **35 Гц**, відбувається різке збільшення амплітуди коливання, при подальшому збільшенні частоти коливання перестають бути періодичними і з'являється биття.

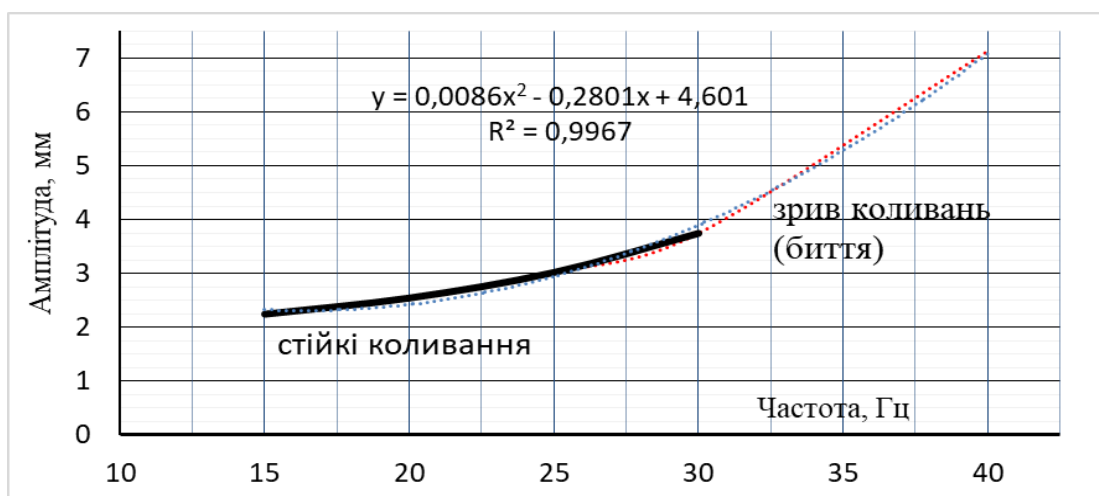


Рисунок 7 - Залежність амплітуди коливань точки 1 еластичного елемента при сталому русі грохоту від частоти вібратора (амплітуда короба грохоту $a=2$ мм)

Розглянемо вплив жорсткості (еластичність) матеріалу пружного елемента на динамічну активність сита. Так як, ми розглядаємо гіпереластичний матеріал за моделлю *Neo-Hookean*, то як характеристику еластичності візьмемо параметр C_{10} .

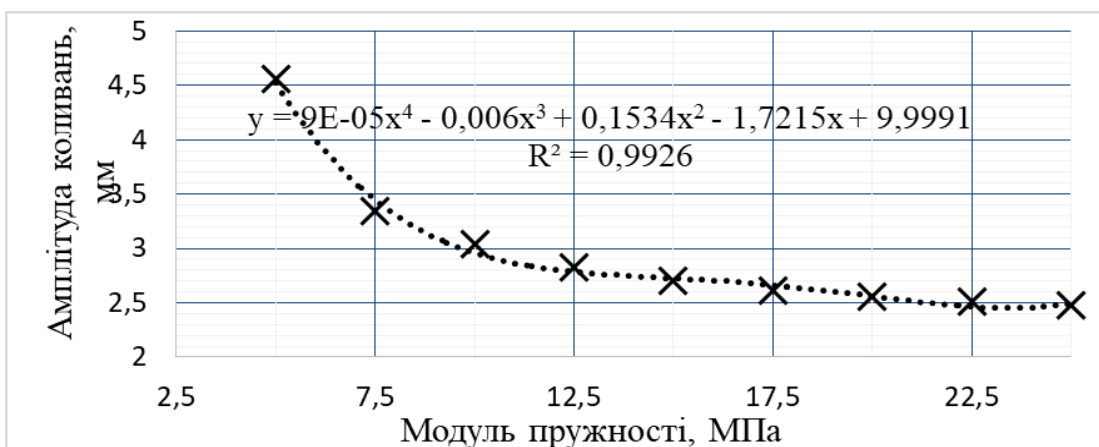


Рисунок 8 - Залежність амплітуди коливань під час руху грохоту від модуля пружності еластичного елемента (амплітуда короба $a = 2$ мм)

Для значень параметрів $C_{10} = 5 \dots 25 \text{ МПа}$, така залежність наведена на рис. 8. З якої видно, що зі зростанням параметра, відбувається зменшення амплітуди коливання точки 1.

Висновки. Розроблена модель карткового еластичного елемента сита для динамічного аналізу за допомогою методу скінченних елементів.

Гума моделювалася нелінійним гіпереластичним матеріалом моделлю Neo-Hookean.

За допомогою пакета PrePoMax проведений динамічний розрахунок методами явної та неявної динаміки гумового еластичного елемента поверхні та визначено його кінематичні характеристики точок (переміщення, швидкість та прискорення).

Максимальні деформації становлять $0,12\% < 30\%$, тому рішення про використання моделі Neo-Hookean є виправданим.

Швидкості та переміщення точок елемента еластичного сита вібраційного грохоту при різних методах розв'язання мають незначні відмінності.

Найбільші відмінності є щодо прискорень. У разі використання Explicit Dynamics має місце поява високочастотних коливань прискорень із досить більшою амплітудою, що призводить до «зашумленості» результатів. Це можна пояснити особливістю явного методу динаміки. Крок при розрахунку явним методом інтегрування мав значення $\sim 10^{-7} \text{ с}$.

Проведені розрахунки підтверджують збільшення амплітуди коливань елементів, що просіює поверхні грохоту, в порівнянні з амплітудою коливання короба грохоту. Це свідчить про хорошу динамічної активності запропонованої конструкції сита.

Отримано залежності амплітуди коливань точок: при сталому русі грохоту від частоти вібратора; від модуля пружності еластичного елемента.

ЛІТЕРАТУРА

1. Удосконалення обладнання та процесів вуглепідготовки і кососортування металургійного виробництва: монографія /Засельський В. Й., Пополов Д. В., Зайцев Г. Л., Білодіденко С. В., Кононов Д. О., Пелих І. В. Кривий Ріг: Р. А. Козлов, 2019.- 203 с.
2. Смирнов В.О., Білецький В.С. Підготовчі процеси збагачення корисних копалин. [навчальний посібник] – Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, 2012. – 286 с.
3. Justification of rational parameters and development of a dynamically active grate-card sieving surface of vibrating screens [Text]: diss. ... candidate technical Sciences: 05.05.08 / Ihor Volodymyrovych Pelikh; National metallurgist. Acad. of Ukraine. - Dnipro, 2017.
4. І.В. Пелих, С.В. Білодіденко, Д.О. Кононов, В.О. Петренко. Раціональна конструкція поверхні вібраційного грохоту металургійного виробництва /Металургійна та гірничорудна промисловість. -2009 - № 4 - с. 79-82.
5. Булат А.Ф., Дирда В.І., Пухальський В.Н., Лисиця М.І. Розробка та створення вібраційної техніки з використанням еластомерів для видобутку, переробки і збагачення мінеральної сировини/ Геотехнічна механіка. 2018. № 138.

6. Treloar, L. R. G. *The Physics of Rubber Elasticity*. (3rd ed., Oxford University Press, 2005).
7. Holzapfel, G. A. *"Nonlinear Solid Mechanics: A Continuum Approach for Engineering"* (Wiley, 2000).
8. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L. *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*
9. <https://www.calculix.de/>
10. <https://prepomax.fs.um.si/>

REFERENCES

1. Improvement of equipment and processes of coal preparation and skew sorting of metallurgical production: monograph / Zaselskyi V.Y., Popolov D.V., Zaitsev G.L., Bilodidenko S.V., Kononov D.O., Pelikh I.V. Kryviy Rig: 2019.
2. Smirnov V.O., Biletskyi V.S. Preparatory processes of mineral enrichment. [study guide] - Donetsk: Eastern Publishing House, Donetsk branch of the National Academy of Sciences, 2012. - 286 p.
3. Justification of rational parameters and development of a dynamically active grate-card sieving surface of vibrating screens [Text]: diss. ... candidate technical Sciences: 05.05.08 / Ihor Volodymyrovych Pelikh; National metallurgist. Acad. of Ukraine. - Dnipro, 2017.
4. I.V. Pelikh, S.V. Bilodyedenko, D.O. Kononov, V.O. Petrenko. Rational design of the surface of the vibrating screen of metallurgical production / Metallurgical and mining industry. -2009 - No. 4 - p. 79-82.
5. Bulat A.F., Dyrda V.I., Puhalskyi V.N., Lysytsia M.I. Development and creation of vibration equipment using elastomers for extraction, processing and beneficiation of mineral raw materials/ Geotechnical mechanics. 2018. No. 138.
6. Treloar, L. R. G. *The Physics of Rubber Elasticity*. (3rd ed., Oxford University Press, 2005).
7. Holzapfel, G. A. *"Nonlinear Solid Mechanics: A Continuum Approach for Engineering"* (Wiley, 2000).
8. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L. *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*
9. <https://www.calculix.de/>
10. <https://prepomax.fs.um.si/>

Received 03.04.2025.
Accepted 07.04.2025.

Determination of oscillation parameters of the elastic screen of a vibrating sieve using explicit and implicit dynamics methods for a rubber element

Screening is one of the key operations in the processing of bulk materials.

During operation, the design of screening surfaces must ensure high efficiency depending on classification conditions and maintain consistent sieve aperture sizes for as long as possible to minimize oversize or undersize fractions of the classified material.

The Department of Industrial Engineering at UDUNT has developed a new design of an elastic screening surface with high operational performance.

The objective of the study is to determine the dynamic parameters of motion of the elements of a card-type elastic screen in a vibrating sieve.

A finite element model of the card-type elastic screen element was developed for dynamic analysis.

The rubber was modeled as a nonlinear hyperelastic material with the Neo-Hookean model.

A dynamic calculation was performed using both explicit and implicit dynamics methods, and the kinematic characteristics of selected points (displacement, velocity, and acceleration) were obtained.

The maximum deformations ranged between 0.12% and 30%, which justifies the use of the Neo-Hookean model.

Velocity and displacement results showed minor differences between the methods. However, acceleration values revealed more significant discrepancies. Explicit dynamics introduced high-frequency oscillations with greater amplitudes, leading to noise in the results. This is due to the inherent characteristics of the explicit integration method, which used a time step of approximately $\sim 10^{-7}$ sec.

The study also established the dependence of oscillation amplitude on the vibrator frequency and on the elastic modulus of the screen element.

Кононов Дмитро Олександрович - кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування, Інститут промислових та бізнес технологій, Український державний університет науки і технологій, (м. Дніпро).

Ціколія Анзор Замірович - аспірант, Кафедра галузевого машинобудування, Інститут промислових і бізнес технологій, Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, 49010, Україна.

Єрмократьєв Віктор Олексійович - кандидат технічних наук, декан факультету дизайну машин та захисту довкілля, Інститут промислових та бізнес технологій, Український державний університет науки і технологій.

Kononov Dmytro - candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Industrial Engineering Department, Institute of Industrial and Business Technologies, Ukrainian State University of Science and Technology, (Dnipro).

Tsikolia Anzor - PhD Student, Department of Industrial Engineering, Institute of Industrial and Business Technologies, Ukrainian State University of Science and Technologies, 2 Lazaryana St., Dnipro, 49010, Ukraine.

Yermokratiev Viktor - Candidate of Technical Sciences, Dean of the Faculty of Machine Design and Environmental Protection, Institute of Industrial and Business Technologies, Ukrainian State University of Science and Technology.