Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
Чисельне моделювання гвинтового живильника для брикетування біомаси

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Зленко Олександр Вадимович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Луц Павло Михайлович

Дніпро, 2024

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем
Освітній ступінь: «Магістр»
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
ІТС .
(назва кафедри)
доцент .
(вчене звання)
_____ Дудін В.Ю.
(підпис) (прізвище, ініціали)
«12» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Зленку Олександру Вадимовичу .
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Чисельне моделювання гвинтового живильника для брикетування біомаси

керівник роботи: Алієв Ельчин Бахтияр огли, д-р техн. наук, старший дослідник
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
«12» листопада 2024 року № 3784

2. Строк подання студентом роботи 16.12.2024 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації сільськогосподарського виробництва та існуючих технічних засобів для переробки. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан і напрями досліджень. 2. Аналітичні дослідження гвинтового живильника. 3. Методика чисельного моделювання. 4. Результат чисельного моделювання. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність удосконаленого гвинтового живильника для брикетування біомаси. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень (2 аркуша, А4). 2. Стан і напрями досліджень (2 аркуша, А4). 3. Аналітичні дослідження (1 аркуш, А4). 4 Чисельне моделювання (3 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	Алієв Е. Б., професор	12.11.2024	09.12.2024
Нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент	06.12.2024	09.12.2024

7. Дата видачі завдання: 12 листопада 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	до 14.11.2024 р	виконано
2	Теоретичний	до 21.11.2024 р	виконано
3	Експериментальний	до 28.11.2024 р	виконано
4	Охорона праці	до 02.12.2024 р	виконано
5	Економічний	до 06.12.2024 р	виконано
6	Демонстраційна частина	до 09.12.2024 р	виконано

Студент _____ Зленко О. В. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Алієв Е. Б. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

№ п/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Номер аркуша	Примітка
			Текстові документи			
1	А4	46ДР064000.000 ПЗ	Пояснювальна записка	86		
			Демонстраційні матеріали			
2	А4		Тема. Мета і задачі досліджень	2	1-2	
3	А4		Стан і напрями досліджень	1	3	
4	А4		Аналітичні дослідження	1	4	
5	А4		Чисельне моделювання	3	5-7	
6	А4		Економічні показники	1	8	
7	А4		Висновки	1	9	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	46ДР064000.000 ПЗ		
Розробив		Зленко			Відомість дипломної роботи	літер	аркуш	аркушів
Перевірив		Алієв					4	86
Т. контр						ДДАЕУ МгАІ-2-23		
Н. контр.		Івлєв						
Затверд.		Дудін						

Зленко О. В. Чисельне моделювання гвинтового живильника для брикетування біомаси. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

Дана робота присвячена аналізу та удосконаленню процесу брикетування біомаси, зокрема дослідженню гвинтового живильника. У першому розділі аналізуються ресурси біомаси, процес ущільнення частинок і механізм їх зв'язування, а також технологічний процес виробництва брикетів та технічні засоби для цього. У розділі також наведені висновки щодо можливостей оптимізації процесу. Другий розділ присвячений аналітичним дослідженням гвинтового живильника. Описується методологія досліджень, створення моделей секцій затвору та гвинта, надаються висновки щодо їх ефективності. Третій розділ описує методику чисельного моделювання. Розглядаються моделі сил, геометричні параметри моделювання, а також характеристики матеріалів, які використовуються для брикетування. Четвертий розділ містить результати чисельного моделювання роботи секцій компресії та затвору живильника. Проводиться симуляція для оцінки ефективності цих процесів. У п'ятому розділі розглядаються аспекти охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при використанні гвинтового живильника. Шостий розділ аналізує економічну ефективність удосконаленого гвинтового живильника для процесу брикетування біомаси, показуючи можливості його впровадження для зниження витрат і підвищення продуктивності.

Ключові слова: біомаса, брикетування, гвинтовий живильник, ущільнення частинок, чисельне моделювання, технічні засоби, симуляція, параметри, ефективність.

Апробація. Зленко О. В. (2024). Чисельне моделювання гвинтового живильника для брикетування біомаси. Збірник тез ІІІ Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (15 листопада 2024 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 140–142.

ЗМІСТ

ВСТУП 7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ 8
1.1 Ресурси біомаси 8
1.2 Механізм ущільнення біомаси та зв'язування частинок 10
1.3 Технологічний процес виробництва брикетів 11
1.4 Технічні засоби для брикетування машин 12
1.4 Висновки з розділу 17
2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВОГО ЖИВИЛЬНИКА 19
2.1 Методологія досліджень 19
2.2 Модель секції затвору 20
2.3 Модель секції гвинта 28
2.4 Висновки з розділу 35
3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ 36
3.1 Моделі сил 36
3.2 Геометрія і налаштування моделювання 38
3.3 Параметри матеріалу 41
3.4 Висновки з розділу 44
4 РЕЗУЛЬТАТ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ 45
4.1 Симуляція секції компресії 45
4.2 Симуляція секції затвору 56
4.3 Висновки з розділу 64
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ 66
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ГВИНТОВОГО ЖИВИЛЬНИКА ДЛЯ БРИКЕТУВАННЯ БІОМАСИ 69
ВИСНОВКИ 71
Бібліографія 73
Додаток 78

ВСТУП

Попит на енергію зростає, в основному завдяки зростанню людської популяції, а також значному зростанню комерційної та промислової діяльності, що спостерігається по всьому світу. Викопні види палива, такі як нафтопродукти, вугілля, природний газ тощо, є найважливішими джерелами енергії, які забезпечують близько 80% глобальної потреби в первинній енергії. Виснаження запасів викопного палива, яке не є відновлюваним, є глобальною проблемою. Тим не менш, саме зростаюче використання в даний час представляє нову і серйозну проблему.

З усіх джерел енергії біомаса є третім за величиною енергетичним ресурсом у світі. Вона також є найбільш домінуючим джерелом енергії для приготування їжі та опалення для трьох чвертей усіх людей у країнах, що розвиваються, і на його частку припадає близько 14% загального світового споживання енергії. У більшості цих країн понад 80% вносить свій внесок у національне споживання енергії [13,14]. Дослідження показали, що властивості горіння підвищуються на 20% після того, як біомаса була сформована в тверді брикети. Брикети використовуються в побутовому і промисловому масштабі для виробництва теплової та електричної енергії. Використання відновлюваних джерел енергії з біомаси є однією з небагатьох перевірених, економічно ефективних та доступних технологій, які дозволяють знизити викиди CO_2.

Виробництво та використання брикетів з біомаси вважаються екологічно стійкими, якщо практика відповідає певним показникам екологічної стійкості, які класифікуються в широких категоріях, пов'язаних із землекористуванням, якістю повітря та води, збереженням ґрунту та біорізноманіття, а також збереженням запасів вуглецю. Зрештою, доступ до сучасної, стійкої та екологічно чистої енергії розширює можливості для кращої охорони здоров'я, освіти, фінансових можливостей і навіть довшого терміну служби.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Ресурси біомаси

ISO 16559 визначає біомасу як будь-який матеріал біологічного походження, за винятком тих, які були вбудовані в геологічні формації, що проходять процес мінералізації. Це поновлюване та стійке джерело енергії для виробництва електроенергії, тепла та інших видів енергії. Біомаса, особливо рослинного походження, має лігноцелюлозну природу, оскільки складається з лігніну, целюлози та геміцелюлози, включаючи кілька органічних компонентів, таких як ліпіди та екстрактивні речовини. Лігноцелюлозна природа робить біомасу багатою на енергетичний вміст. Повідомлялося про характеристики горіння та енергетичні потенціали різних матеріалів з біомаси.

Ресурси біомаси можна групувати за властивостями («деревні» та «недеревні» біомаси) або джерелами (сільськогосподарські залишки та зібрані природні матеріали). ISO 17225-1: класифікує ресурси сировини біомаси на чотири конкретні групи, а саме деревну, трав'янисті, фруктові та водну біомасу. Інша класифікація включає суміші відходів тваринного і людського походження та біомаси. У країнах, що розвиваються, щорічно утворюється велика кількість залишків біомаси як побічна продукція комерційного лісового, сільськогосподарського та промислового секторів.

Ці ресурси використовуються як паливо, прямо чи опосередковано, уникаючи непотрібного спалювання, закопування або зберігання, але також можуть спричинити значне забруднення навколишнього середовища при неефективному використанні. У порівнянні з іншими варіантами відновлюваної енергетики, кілька досліджень відзначили, що біомаса в достатку надходить з різних джерел, а її енергія має ключові переваги в тому, що вона майже вуглецева нейтральність. Вуглецева нейтральність ресурсів біомаси залежить від чистого CO_2 еквівалентних парникових газів (ПГ), що викидаються протягом усього розглянутого життєвого циклу, що також включає викиди, що утворюються на етапах виробництва та транспортування. Було вивчено кілька

типів матеріалів з біомаси, деякі з них у поєднанні з матеріалами, що не містять біомаси, що використовуються для брикетування (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Види біомаси та матеріалів, що не містять біомаси, що використовуються для брикетування

Матеріал	Склад відходів	Використовувана сполучна речовина
Залишки сільського господарства	Рисове лушпиння, кукурудзяні качани, жом цукрової тростини	Крохмаль, тверді біологічні речовини, мікроводорості
	Рисова солома	
	Стебло бавовни	
Деревна біомаса	Деревина і кора	-
	Подрібнені шишки	
Фруктові відходи	Насіння манго	Крохмаль, глинистий ґрунт, червонозем
	Помаранчевий жом	Кукурудзяний крохмаль
	Дуріан, кокос, кава, какао, банан, рамбутан	Крохмаль маніоки
	Торт з кешью	
Тверді відходи шкіряного заводу	Волосся, м'ясо, хромова стружка, поліруючий пил	Крохмаль маніоки
	Шліфувальний пил, хромова стружка, м'якоть, волосся	
Відходи життєдіяльності людини	Фекальні маси	Крохмаль, патока, вапно
Тверді побутові відходи текстильної промисловості	Біомул, залишки бавовни	-
	Бавовняні відходи	
Папір і картон	Офісний папір, газетний папір, картон	-
	Картон, журнали, газети, офісний папір, книги	
Відходи овочевого ринку	Цвітна капуста, листя капусти, стебло та листя коріандру, польова квасоля, стручки зеленого горошку	-
Меблеві відходи	Дерево і пінопласт для оббивки	-
Садові відходи	Листя Mesua ferrea	Макулатура

Матеріал	Склад відходів	Використовувана сполучна речовина
Відходи олійної пальми	Шкаралупа пальмоядер, пальмова клітковина, порожнє гроно фрукта, шкаралупа пальмоядрового ядра, ядро насіння каучуку, оболонка пальмової олії	Макулатура, крохмаль, асфальт
Біомаса та пластикові відходи	Пакетики з водою, поліетиленові пакети, тирса, кукурудзяне лушпиння, вугілля, стовбур фінікової пальми, дріт, друковані плати, залишки автомобільного подрібнювача	Крохмаль, вапняк, латерит
Біомаса та вугілля	Тирса і вугілля, вугільна дрібниця, тріска, оливковий камінь, антрацит, вугілля	Крохмаль маніоки, патока, смола
Чорний лікер	Солом'яна м'якоть, чорний лікер	Крохмаль
Водна біомаса	Очерет гігантський (Arundo donax L.), очерет (Phragmites australis), водяний гіацинт	Лес, вапно, фітопланктонна накип, патока

1.2 Механізм ущільнення біомаси та зв'язування частинок

Ущільнення біомаси являє собою сукупність технологій перетворення біомаси в паливо. По суті, він передбачає ущільнення під тиском пухкого матеріалу для зменшення його обсягу і агломерації матеріалу таким чином, щоб продукт залишався в стислому стані. Процес ущільнення має вирішальне значення для отримання вихідного матеріалу, придатного в якості товарного продукту. Ущільнення забезпечує ряд переваг, включаючи (1) підвищену ефективність обробки та транспортування по всій системі постачання та подачі біопереробного заводу, (2) контрольований розподіл частинок за розміром для покращення однорідності та щільності сировини, (3) фракціоновані структурні компоненти для покращення якості композиції та (4) відповідність заздалегідь визначеній технології перетворення та специфікаціям системи постачання.

Існує кілька технологій ущільнення, які використовуються для виробництва однорідної сировини для застосування в біоенергетиці, однак

гранулювання та брикетування є двома найбільш широко використовуваними. Брикетування – це метод агломерації для підвищення твердої біомаси та отримання кінцевої продукції зі стандартизованими властивостями та характеристиками. Це процес перетворення біомаси низької насипної щільності на високогустинне та енергоконцентроване паливо, який здійснюється для покращення щільності, часу горіння та теплотворної здатності (на одиницю об'єму) сирої біомаси за рахунок тим самим покращення обробки та транспортабельності біомаси. Він використовує відносно невеликі кількості енергії для збільшення маси і щільності енергії, тим самим знижуючи витрати на транспортування до місця використання.

Ущільнення біомаси під високим тиском призводить до механічного зчеплення і підвищення адгезії між частинками, утворюючи міжмолекулярні зв'язки в зоні контакту. Це досягається шляхом зближення частинок разом шляхом застосування механічної сили для створення зв'язку між частинками, що робить чітко визначені форми та розміри, такі як брикети. Якість ущільненої біомаси залежить від міцності та довговічності зв'язків частинок, на які впливає низка змінних процесу, таких як діаметр матриці, температура матриці, тиск, в'яжучі речовини та попереднє нагрівання суміші біомаси. Механізм зв'язку частинок можна розділити на п'ять основних категорій, включаючи (1) сили притягання між твердими частинками, (2) міжфазні сили і капілярний тиск в рухомих рідинних поверхнях, (3) сили зчеплення і когезії в невільно переміщених сполучних містках, (4) тверді мости і (5) механічне блокування.

1.3 Технологічний процес виробництва брикетів

Процес виробництва брикетів в основному включає в себе придбання сировини для біомаси, її переробку та кінцеве ущільнення. Ущільнення здійснюється шляхом застосування тиску, тепла та зв'язуючого агента на залишки для отримання брикетів. На виході процесу ущільнення виходить

брикет, який позначається як спресований блок органічного відпрацьованого матеріалу, що використовується в побутових і промислових цілях як в сільській, так і в міській місцевості. Брикети виготовляються різних якостей і розмірів залежно від сировини, прес-форми і технологій, що застосовуються при виробництві. Брикети дуже різняться за розмірами і формою, але зазвичай вони мають циліндричну форму діаметром від 25 до 100 мм і довжиною від 10 до 400 мм. Також існують квадратні, прямокутні та багатокутні брикети. Ущільнена біомаса, така як брикети, має ряд переваг, які включають, але не обмежуються ними, підвищену щільність енергії, простоту обробки, транспортування та зберігання, покращену горючість, нижчий рівень викиду частинок, низьку летючість, а також рівномірний розмір, щільність та якість.

1.4 Технічні засоби для брикетування машин

У таблиці 1.2 наведено порівняння цих машин за певними параметрами, відповідно до їх використання в брикетному виробництві.

Таблиця 1.2 – Порівняння різних брикетних пресів

Параметр	Шнековий прес	Роликовий прес	Поршневий прес
Оптимальна вологість сировини (%)	4–8	10–15	10–15
Необхідний розмір частинок (мм)	2.6	Менше 4	6–12
Форма	Циліндричні	Як правило, еліптичні (залежить від форми матриці)	Циліндричні
Розміри (мм)	Довжина: 1940	Розміри брикетів мигдалеподібної форми:	32 (циферблат) × 25 (товстий)
	Ширина: 750	31,75 × 20,32 × 11,16 (залежить від форми матриці)	
	Висота: 1310		
Знос контактних	Високий	Низький	Низький

Параметр	Шнековий прес	Роликовий прес	Поршневий прес
деталей			
Вихід з машини	Безперервний	Безперервний	Штрихами
Питома витрата енергії (кВт·год/т)	36.8–150	29.91–83.1	37.4–77
Пропускна здатність (т/год)	0.5–1	5–10	2.5
Щільність одиниці (г/см³)	1–1.4	Інформація відсутня	Менше 0,1
Насипна щільність (г/см³)	0.5–0.6	0.48–0.53	0.4–0.5
Продуктивність спалювання брикетів	Дуже добре	Помірний	Помірний
Обслуговування	Низький	Високий	Високий
Однорідність ущільнених біомас	Гомогенні	Не однорідний	Не однорідний

Шнековий прес складається з шнекового екструдера і матриці (малюнок 1.1). Визнаються три типи шнекових пресів, і вони включають конічні шнекові преси; циліндричні шнекові преси з нагрітими матрицями; а ті, що не мають зовнішнього нагріву, гинуть. У шнековому екструдері біомаса безперервно подається в шнек, який нагнітає матеріал в нагріту циліндричну матрицю до точки, де відбувався потік лігніну. Технологія заснована на тиску спеціального шнека, який проштовхує сировину в камеру, яка стає все вужчою. Тиск створюється уздовж шнека, а не в одній зоні, як в поршневих машинах. Сполучна речовина майже не потрібна при ущільненні шнекового преса; однак це може бути необхідним, якщо не досягнута необхідна температура (200–250 °C) для розчинення лігніну, або коли біомаса була карбонізована, що руйнує вміст лігніну. Шнековий прес може мати нижчі капітальні витрати, але вищі витрати на обслуговування, ніж поршневі преси, через значний знос гвинтів, які необхідно регулярно реконструювати. Його питома потреба в енергії також вища. Спочатку були побудовані шнекові екструдери, які використовувалися для брикетування тирси. Однак польові дані підтверджують, що машина також добре працює при брикетуванні рисового лушпиння, крім високих проблем зі

зносом. Брикети шнекового преса мають концентричний отвір, що дає кращі характеристики горіння за рахунок більшої питомої площі. Вони також однорідні з високою швидкістю згоряння і не розпадаються легко. Щільність брикетів з цих машин зазвичай коливається від 1000 до 1400 кг/м^3.

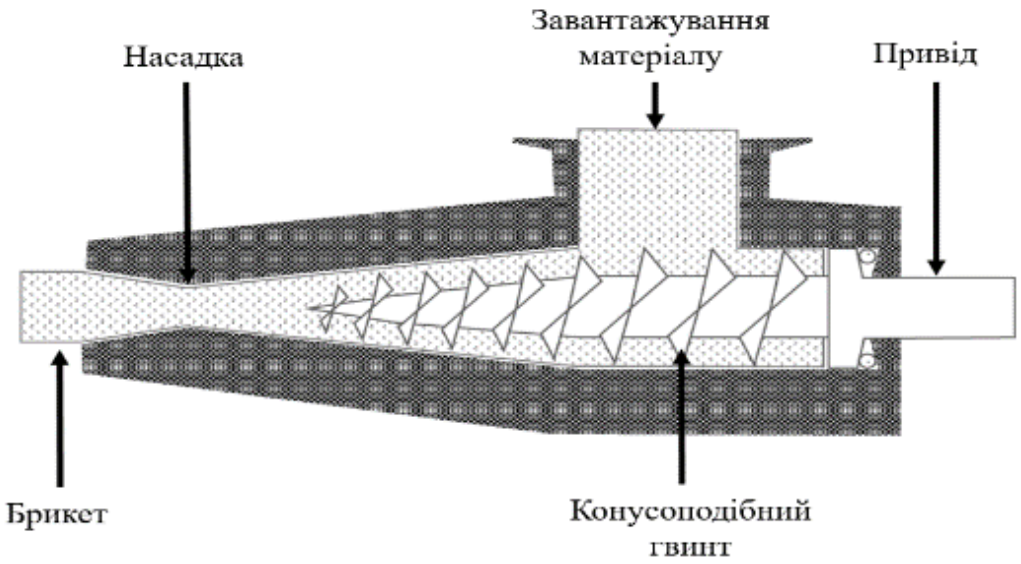


Рисунок 1.1 – Шнековий прес

Механічний поршневий прес складається з плунжера (поршня) і матриці та приводиться в рух електродвигуном (рисунок 1.2). Сировина з біомаси пробивається в матрицю поршневим тараном з дуже високим тиском ущільнення для отримання брикету. Ця машина розвиває силу стиснення приблизно 196,1 МПа і зазвичай використовується для великомасштабного виробництва, в діапазоні 200-2500 кг/год. Досягнута щільність брикетів, як правило, знаходиться в діапазоні від 1000 до 1200 кг/м^3. Продуктивність механічного поршневого преса визначається обсягом матеріалу, який може бути поданий перед поршнем перед кожним ходом, і числом ходів за одиницю часу. Тоді місткість за вагою залежить від щільності матеріалу до стиснення. Межа вологості вихідної сировини в більшості випадків становить 15%; тим не менш, ідеальна робоча область становить 8%-12%. Нижня межа в 5% є прийнятною, оскільки все, що менше, викличе тертя і, таким чином, збільшить потребу в енергії. До матеріалів, які можна ущільнювати, відносяться відходи

сільського господарства, вугільний пил, тирса і стружка, кора дерев і т.д. У порівнянні зі шнековим пресом, він має тривалий термін служби швидкозношуваних деталей і низький показник енергоспоживання. Він також вимагає більш високого рівня обслуговування, а брикети, що виробляються, мають нижчу якість. Крім того, він, як правило, забезпечує кращу віддачу від інвестицій (ROI), ніж гідравлічний поршневий прес.

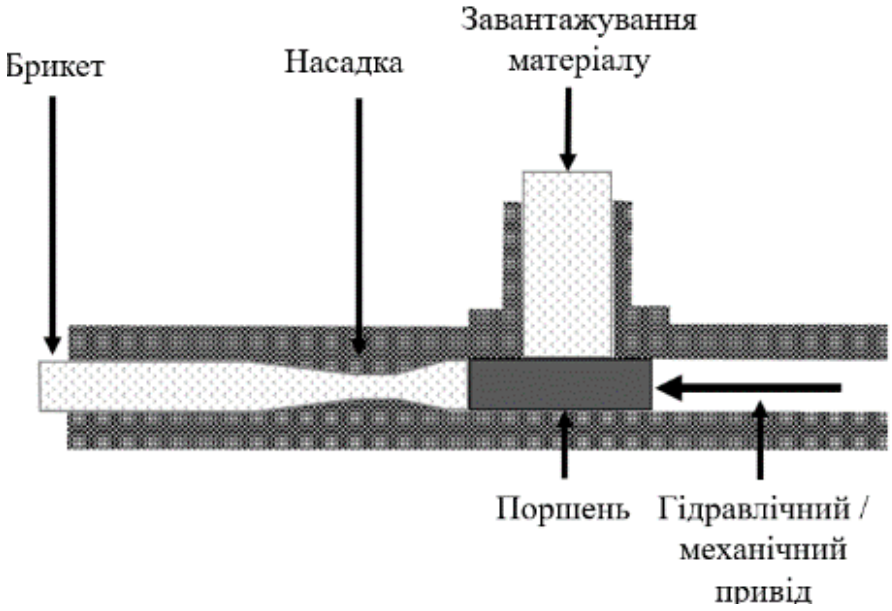


Рисунок 1.2 – Поршневий прес

Гідравлічний поршневий прес працює як механічний поршневий прес. Однак енергія на поршень подається циліндром, що приводиться в дію гідравлічною системою. Тиск брикетування за допомогою гідравлічних пресів значно низький, і це пов'язано з обмеженнями тиску в гідравлічній системі, яке зазвичай обмежується 30 МПа. Головка поршня може чинити більший тиск, коли вона меншого діаметру, ніж гідравлічний циліндр, але прискорення тиску в комерційних цілях скромне. Типові виробничі потужності цих машин знаходяться в діапазоні 50-400 кг/год і можуть витримувати більш високий вміст вологи, ніж зазвичай прийняті 15% для механічних поршневих пресів. Зазвичай вона виробляє брикети з насипною щільністю нижче 1000 кг/м³, оскільки тиск обмежений. В цілому брикети, що випускаються, мають єдину форму і розміри, як правило, використовують 40 × 40-міліметрові балони, а

якість продукту тут набагато вище порівняно з механічними пресами. Крім того, гідравлічний прес іноді може бути альтернативою механічному пресу, а типовими матеріалами, придатними для цієї машини, є папір, картон, гній тощо.

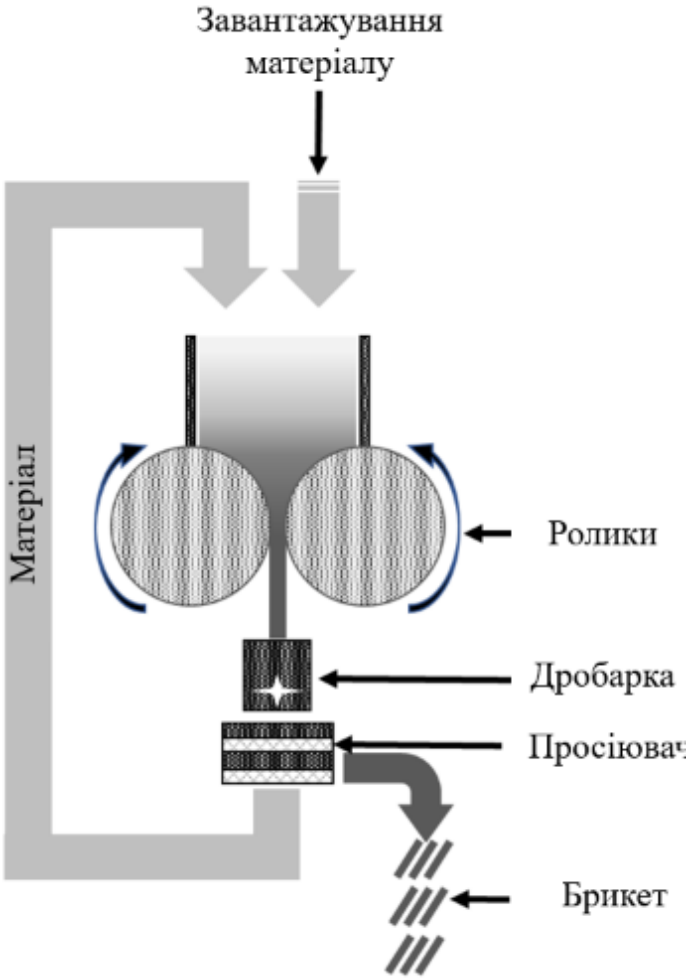


Рисунок 1.3 – Роликовий прес

Роликові преси вважаються світовою стандартною технологією виробництва брикетів у формі подушки з використанням різноманітних видів біомаси. Роликовий прес працює за принципом тиску і агломерації (рисунок 1.3). Він складається з подвійних циліндричних роликів однакового діаметра, що обертаються горизонтально в протилежних напрямках на паралельних осях [172]. Два ролики розташовані таким чином, що між ними існує невеликий проміжок, а відстань один від одного залежить від таких факторів, як тип біомаси, розмір частинок, вміст вологи та додавання сполучних речовин. Під

час роботи сировина подається в прес і продавлюється через зазор між валками з одного боку. Потім він запресовується в матрицю, утворюючи ущільнений продукт, який виходить з протилежного боку. Для безперебійного виробництва брикетів за цією технологією потрібні якісні ролики з гладкими поверхнями, на яких формуються брикети. Тип використовуваного ролика або матриці визначає форму ущільненої біомаси, а типова насипна щільність коливається від 450 до 550 кг/м^3.

1.4 Висновки з розділу

1. Сьогодні у світі спостерігається зростання населення, і це також пов'язано зі збільшенням попиту на енергію. Записи показали, що існує великий тиск на викопне паливо, яке зменшується швидкими темпами і зростаюче використання якого має наслідки, що призводять до зміни клімату. Щоб запобігти майбутній енергетичній кризі та пом'якшити зміну клімату, стало вкрай необхідним джерело для альтернативного енергопостачання. Біомаса дає можливість зменшити нашу залежність від викопного палива. Проблема з біомасою полягає в тому, що вона зазвичай має низьку масу та щільність енергії, що створює проблему обробки, транспортування та зберігання. Однак ця проблема стримується брикетуванням, яке також покращує щільність біомаси, час горіння та теплотворну здатність.

2. Зроблено огляд досліджень з технічних та економічних аспектів брикетування біомаси. Огляд показав, що тип матеріалу біомаси (вихідна сировина), параметр попередньої обробки, параметр процесу брикетування та технологія визначають якість брикетів. Брикетування може проводитися за допомогою техніки низького або високого тиску. Однак технологія з використанням високого тиску та температури ущільнення має важливе значення для виробництва більш міцних брикетів з високою щільністю енергії.

3. В даний час машини для брикетування включають шнековий прес-екструдер, роликовий прес і поршневий прес (механічний або гідравлічний).

Крім того, успішне брикетування вимагає фінансування та оцінки його економічної доцільності, оскільки продукція призначена для того, щоб служити альтернативою існуючим видам палива. Ця оцінка досягається шляхом аналізу різних витрат, включаючи економічні показники, такі як NPV, PBP, IRR та BCR. Зрештою, в загальних інтересах як виробника, так і кінцевих споживачів, щоб вартість брикетів була дешевшою та ефективнішою, ніж вартість палива, яке вони, ймовірно, замінять. Необхідно розробити відповідну брикетувальну машину, здатну виробляти брикети такої якості та з низькими витратами.

2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВОГО ЖИВИЛЬНИКА

2.1 Методологія досліджень

Рисунок 2.1 показує початковий гіпотетичний профіль тиску в живильнику з компресійним шнеком, який демонструє монотонне зростання до вихідного тиску. Однак одне з перших спостережень, зроблених у симуляціях методом дискретних елементів (DEM), полягає в тому, що максимальний тиск у системі вищий за вихідний тиск і виникає на кінці шнекових витків. Цей результат виявляє дві окремі ділянки до і після пікового тиску, і тепер буде застосовано аналітичні методи для прогнозування цієї поведінки.

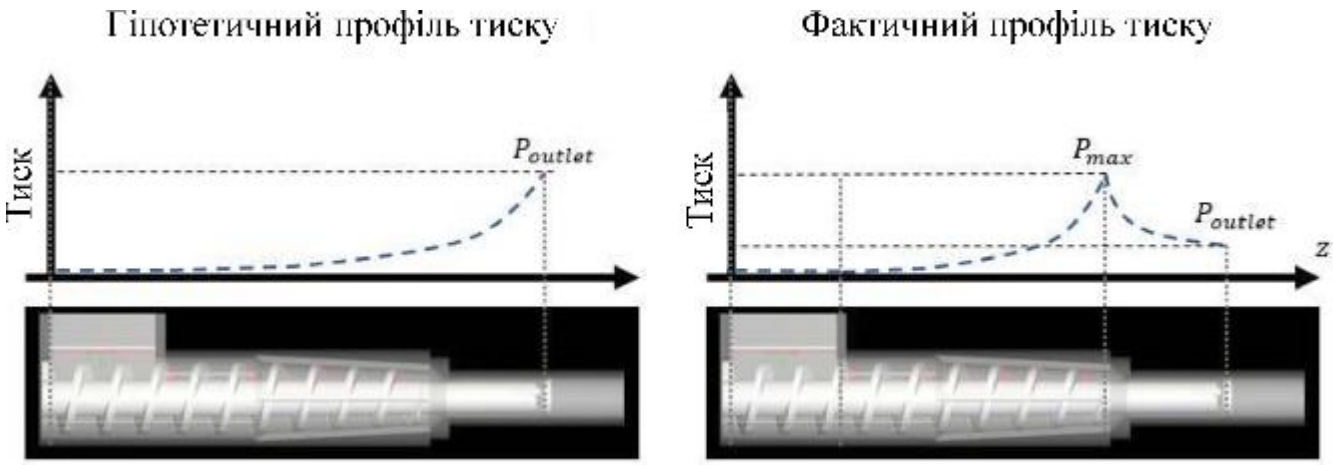


Рисунок 2.1 – Гіпотетичний проти фактичного профілю тиску

Результати DEM показують, що максимальне напруження в системі не є вихідним, як це припускалося раніше. Натомість шнекова частина та ділянка ущільнення демонструють суттєво різну поведінку і повинні розглядатися окремо.

Перша область інтересу, шнекова частина, визначається як область, де шнекові витки безпосередньо взаємодіють із матеріалом, створюючи нормальні та зсувні сили. Це область, де були зроблені прогнози твердого напруження вздовж осьової траєкторії (Broyer & Tadmor, 1972; Campbell & Dontula, 1995; Hyun & Spalding, 1997), але прогнози базувалися на припущенні, що умови

перед шнеком визначають профіль напруження після нього, і тверде напруження повинно бути незалежним від протитиску. Як тільки матеріал проходить кінець шнекових витків, він переходить в ділянку ущільнення шнека. Ця ділянка схожа на ту, що вивчали Janssen (1895), Walker (1966), Walters (1974), Bridgwater та ін. (1979), і Nedderman (1992). Розділ 6 присвячений розробці однієї пари моделей, що передбачають тиск у кожній ділянці, та іншої пари моделей, які перетворюють прогнозований тиск у сталий момент, необхідний для приводу кожної з двох ділянок.

Окрім подання моделей, що описують поведінку матеріалу в різних ділянках шнеку, ще однією метою цього розділу є запропонувати повну процедуру для оцінки моменту, необхідного для роботи компресійного гвинтового живильника. На даний момент така процедура не існує, і систематична техніка, представлена в цій роботі, є першим кроком до досягнення цієї мети.

Після того, як буде окреслено техніку розрахунку моменту, кожна модель розробляється незалежно, що дозволяє вдосконалювати кожен компонент окремо. Припущення моделей ґрунтуються на результатах симуляцій DEM.

Симуляції DEM показують, що вплив вихідного тиску поширюється назад по системі і впливає на умови перед шнеком. Тому першим кроком у моделі є початок від виходу живильника, де тиск відомий. Деталізується механіка ділянки ущільнення, і розробляється математична модель, що рухається в напрямку до початку системи, для розрахунку профілю тиску в цій ділянці. Далі розробляється модель шнекової частини, яка використовує піковий тиск системи, розрахований за допомогою моделі ущільнення, як вхідні дані. Після того, як весь профіль тиску буде наближений, для кожної ділянки розробляється модель, яка перетворює тиск у момент. Крім того, що ця методика надає швидке наближення значень моменту, форма рівнянь моменту також надає інформацію про чутливість моменту до різних вхідних параметрів без необхідності додаткових симуляцій.

2.2 Модель секції затвору

Починаючи з виходу, можна розробити математичну модель для опису еволюції напруги у твердій фазі в секції затору. Як показано в обговорених раніше симуляціях DEM, у секції затору живильників гвинтового типу зустрічаються дві загальні геометрії: із постійним внутрішнім і зовнішнім радіусом та зі звужуваним зовнішнім корпусом. Використовується невеликий циліндричний або кільцевий диференціальний елемент для виконання балансу осьової сили, і отримане диференціальне рівняння вирішується. Виведення починається з форми диференціального елемента, зображеного на рисунку 2.2.

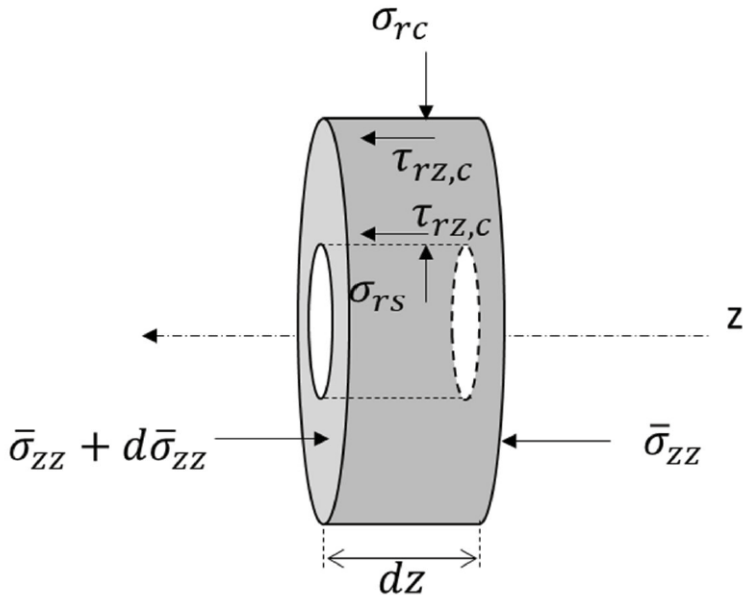


Рисунок 2.2 – Диференціальний елемент секції затору з постійною геометрією

Виконуючи баланс осьової сили на елементі, зображеному на рисунку 2.2, можна отримати:

$$\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{dz} - \frac{2\left(\tau_{rz,c}R_c + \tau_{rz,s}R_s\right)}{R_c^2 - R_s^2} = 0 \tag{2.1}$$

де σ_{zz} – це середня осьова нормальна напруга на перерізі. Далі використовується теорія Мора-Кулона для встановлення зв'язку між $\tau_{rz,b}$, $\tau_{rz,s}$ і σ_{zz}. Спочатку визначають:

$$\sigma_{zc} \equiv \sigma_{zz}(r = R_c, z)$$
$$\sigma_{rc} \equiv \sigma_{rr}(r = R_c, z)$$
$$\sigma_{zs} \equiv \sigma_{zz}(r = R_s, z)$$
$$\sigma_{rs} \equiv \sigma_{rr}(r = R_s, z) \quad (2.2)$$

У цій моделі осьова нормальна напруга може змінюватися за радіусом із використанням двох коефіцієнтів розподілу. Осьова напруга на корпусі та валу може бути пов'язана із середньою осьовою напругою за допомогою наступних рівнянь:

$$\mathcal{D}_c \equiv \frac{\sigma_{zc}}{\bar{\sigma}_{zz}} \Longrightarrow \sigma_{zc} = \mathcal{D}_c \bar{\sigma}_{zz}$$
$$\mathcal{D}_s \equiv \frac{\sigma_{zs}}{\sigma_{zz}} \Longrightarrow \sigma_{zs} = \mathcal{D}_s \bar{\sigma}_{zz}. \quad (2.3)$$

Передбачається, що матеріал знаходиться в активному стані напруги як через механічне стиснення матеріалу по осі, так і через те, що симуляції DEM передбачають активний стан напруги $\sigma_{zz,c} > \sigma_{rr,c}$ і $\sigma_{zz,s} > \sigma_{rr,s}$. У цьому випадку, діаграма кола Мора може виразити внутрішні напруги в матеріалі, як показано на рисунку 2.3. На рисунку головні напруги σ_1 і σ_2 не вирівняні зі стінками, горизонтальна координата в точці "R" представляє радіальну напругу на стінці, а горизонтальна координата в точці "Z" – осьову напругу в матеріалі на стінках.

По-перше, необхідно визначити кут ω. Застосувавши закон синусів до трикутника OAR:

$$\frac{sin(\phi_w)}{r} = \frac{sin(180 - \omega)}{P} \quad (2.4)$$

де:

$$r = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \qquad P = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (2.5)$$

Припускаючи, що матеріал руйнується зсередини, відомо, що радіус кола Мора "r" можна виразити через кут внутрішнього тертя ϕ_i:

$$r = P * \sin(\phi_i) \quad (2.6)$$

Підставивши рівняння:

$$\omega = arcsin\left(\frac{sin(\phi_w)}{sin(\phi_i)}\right) \tag{2.7}$$

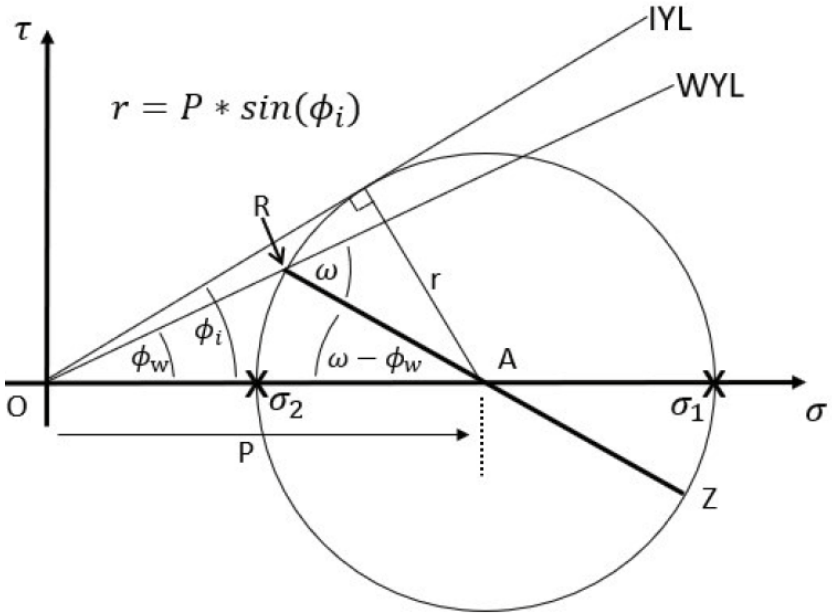


Рисунок 2.3 – Коло Мора для активного руйнування біля ортогональної стінки

Тепер можна побудувати співвідношення між $\tau_{w,c}$, $\tau_{w,s}$ і σ_{avg}. На рисунку 2.4 зображено спрощену діаграму кола Мора, що описує активний випадок руйнування.

Для активного випадку точка R представляє пару (σ_{rr}, τ_{wr}), а точка Z – (σ_{ww}, τ_{wr}). Це співвідношення вірне як для випадку, так і для гвинтового вала, де матеріал ковзає по стінці й, таким чином, контактує з локусом стінки.

З тригонометрії:

$$\sigma_{rr} = p - rcos(\omega - \phi_w) = P(1 - sin(\phi_i)\, cos(\omega - \phi_w))$$
$$\sigma_{zz} = p + rcos(\omega - \phi_w) = P(1 + sin(\phi_i)\, cos(\omega - \phi_w))$$
$$\tau_{rz} = \sigma_{rr} tan\,(\phi_w) \tag{2.8}$$

Ці рівняння можна поєднати для виведення співвідношення між τ_{wr} на певному радіусі та σ_{ww} на цьому радіусі.

Визначмо ψ, який описує залежність між радіальними нормальними і зсувними напруженнями на стінці:

$$\psi_w = \frac{(1 - sin(\phi_i)\, cos(\omega - \phi_w))}{(1 + sin(\phi_i)\, cos(\omega - \phi_w))} \tan(\phi_w) \tag{2.9}$$

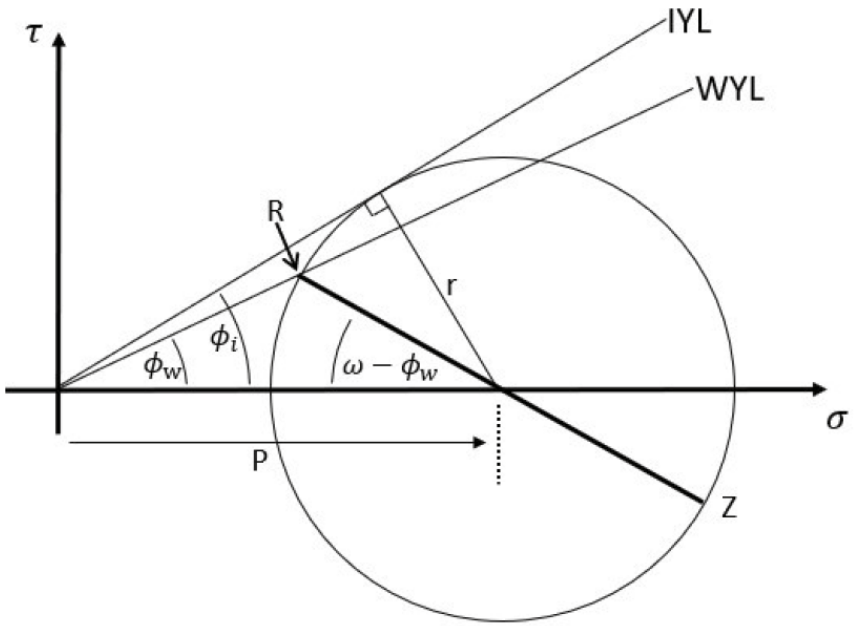


Рисунок 2.5 – Спрощена діаграма кола Мора для активного стану напружень, припускаючи руйнування уздовж ортогональної стіни

Об'єднуючи рівняння:

$$\begin{aligned} \tau_{rz,c} &= \bar{\sigma}_{zz} \mathcal{D}_c \psi_c \\ \tau_{rz,s} &= \bar{\sigma}_{zz} \mathcal{D}_s \psi_s \\ \sigma_{rc} &= \frac{\bar{\sigma}_{zz} \mathcal{D}_c \psi_c}{\tan(\phi_w)} \\ \sigma_{rs} &= \frac{\bar{\sigma}_{zz} \mathcal{D}_s \psi_s}{\tan(\phi_w)} \end{aligned} \tag{2.10}$$

Тепер, підставляючи у рівняння:

$$\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{dz} - \frac{2(\psi_c \mathcal{D}_c \bar{\sigma}_{zz} R_c + \psi_s \mathcal{D}_s \bar{\sigma}_{zz} R_s)}{R_c^2 - R_s^2} = 0 \tag{2.11}$$

Якщо ψ_c і ψ_s однакові:

$$\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{\bar{\sigma}_{zz}} = \left[\frac{2\psi_w(\mathcal{D}_c R_c + \mathcal{D}_s R_s)}{R_c^2 - R_s^2}\right] dz \tag{2.12}$$

Інтегруючи це рівняння, отримуємо:

$$\bar{\sigma}_{zz} = \bar{\sigma}_{zz,0} \exp\left[\frac{2\psi_w(\mathcal{D}_c R_c + \mathcal{D}_s R_s)}{R_c^2 - R_s^2} z\right] \tag{2.13}$$

Хоча прямий плуговий сегмент є корисною та поширеною геометрією в гвинтових живильниках, також поширено використовувати в гвинтових системах геометрії зі збіжними плуговими сегментами. Хоча рівняння (2.13) може використовуватися для приблизного опису поведінки збіжних сегментів за допомогою усереднених радіусів, механіка принципово відрізняється. На рис. 2.6 показано диференціальний елемент, що використовується в аналізі збіжності, який, через кут α, є значно складнішим. Напрямки зсувних та нормальних сил на корпусі тепер нахилені, а площа змінюється вздовж осі z.

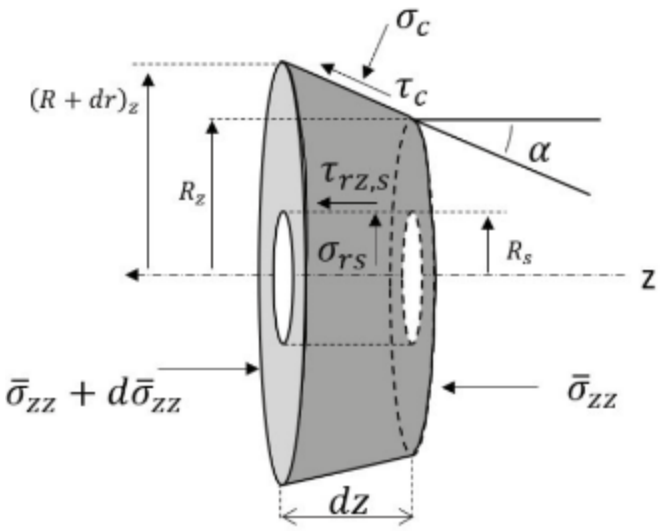


Рисунок 2.6 – Диференціальний елемент звуженої секції

Аналіз використовує ті ж припущення, що й у розрахунках для геометрії прямого плугового сегмента. По-перше, зовнішня площа має більш складну форму і може бути розрахована за допомогою рівняння для площі поверхні нахиленого ребра конічного усіченого тіла (рис. 2.7), що визначається рівнянням:

$$A_s = \pi[(R_z + dR_z) + R_z]\sqrt{dz^2 + dR_z^2} \tag{2.14}$$

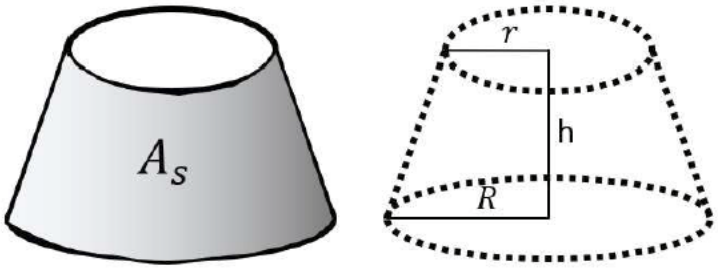


Рисунок 2.7 – Площа поверхні нахиленої грані конічного зрізу

Якщо висоту взяти як диференціальний термін dz, рівняння можна записати так:

$$A_s = \pi[(R_z + dR_z) + R_z]\sqrt{dz^2 + dR_z^2} \tag{2.15}$$

де за геометрією:

$$dR_z = dz \tan \alpha \tag{2.16}$$

Рівняння (2.15) спрощується до:

$$A_s = \frac{2\pi R_z dz}{\cos \alpha} \tag{2.17}$$

Можна виконати баланс сил у напрямку z на цьому диференціальному конічному усіченому тілі, отримуючи:

$$\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{dz} = \frac{2(\sigma_c R_z tan\,(0) + \tau_c R_z + \tau_s R_s - \bar{\sigma}_{zz} R_z \tan(0))}{R_z^2 - R_s^2} = \frac{2(\tau_b R_z + \tau_s R_s)}{R_z^2 - R_s^2} \tag{2.18}$$

Далі, розробляється залежність між кожним з відповідних напружень та середнім осьовим напруженням за допомогою кола Мора. Після рівняння (2.18) рішення для $\alpha = 0$ і $\alpha \neq 0$ будуть відрізнятися, оскільки нахил стінки впливає на взаємозв'язок усіх напружень на корпусі. Напруження на валу залишаються незмінними щодо кута нахилу та відповідають аналізу. Наведене коло Мора (рис. 5.10) показує активний стан напружень, де точка C представляє пару σ_c, τ_c, точка R представляє σ_{rr}, τ_{rm}, а точка Z представляє σ_{mm}, τ_{mr}.

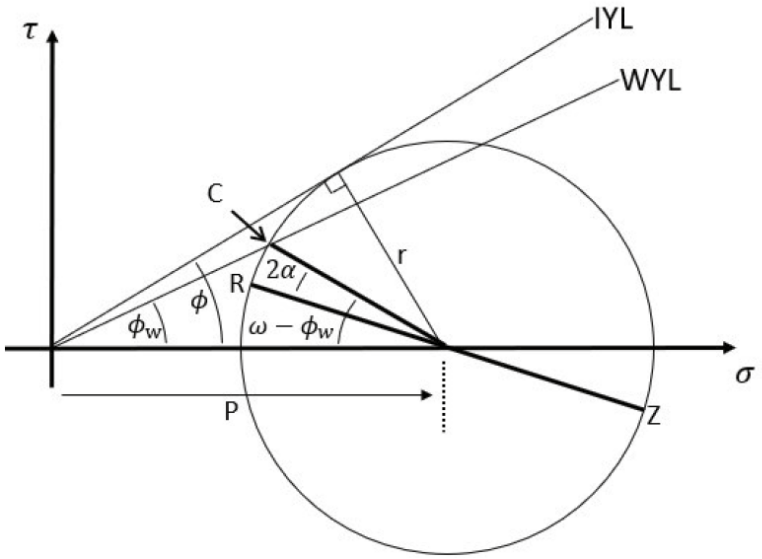


Рисунок 2.8 – Коло Мора для активного руйнування на похилій стінці

Використовуючи тригонометрію:

$$\sigma_c = P - Rcos(\omega - \phi_w) = P\big(1 - \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w)\big)$$
$$\tau_b = Rsin(\omega - \phi_w) = Psin(\phi_i)\sin(\omega - \phi_w)$$
$$\sigma_{rr} = P - Rcos(\omega - \phi_w - 2\alpha) = P(1 - \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w - 2\alpha))$$
$$\sigma_{zz} = P + Rcos(\omega - \phi_w - 2\alpha) = P(1 + \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w - 2\alpha)) \quad (2.19)$$

Співвідношення цих рівнянь можна взяти, щоб усунути їх залежність від тиску P, і кожну важливу величину можна записати через σ_{mm}. Знову ж таки, важливо зазначити, що це σ_{mm} є локальним і змінюється з радіусом та осьовим положенням. Однак рівняння можуть бути використані для зв'язку локального осьового напруження на конкретному радіусі та позиції із середнім осьовим напруженням на осьовій позиції. Виконуючи цю заміну:

$$\sigma_b = \bar{\sigma}_{zz}\mathcal{D}_b\frac{1 - \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w)}{1 + \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w - 2\alpha)} = \bar{\sigma}_{zz}\mathcal{D}_b\mathcal{A}$$
$$\tau_b = \bar{\sigma}_{zz}\mathcal{D}_b\frac{sin(\phi)\sin(\omega - \phi_w)}{1 + \sin(\phi)\cos(\omega - \phi_w - 2\alpha)} = \bar{\sigma}_{zz}\mathcal{D}_b\mathcal{B} \quad (2.20)$$

$$\mathcal{A} = \frac{1 - \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w)}{1 + \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w - 2\alpha)} \qquad \mathcal{B} = \frac{sin(\phi_i)\sin(\omega - \phi_w)}{1 + \sin(\phi_i)\cos(\omega - \phi_w - 2\alpha)}$$

Важливо зазначити, що хоча рівняння (2.20) є необхідними для опису активного напруження на похилій стіні, рівняння залишаються дійсними на внутрішньому валу гвинта. Підставляючи ці співвідношення в рівняння (2.18) та спрощуючи:

$$\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{\bar{\sigma}_{zz}} = \frac{2(D_c\mathcal{A}R_z tan(\alpha) + D_c\mathcal{B}R_z + D_s\psi_s R_s - R_z * \tan(\alpha))}{R_z^2 - R_s^2} dz \tag{2.21}$$

Хоча модель Уокера передбачає значно різні напруження в кожному головному напрямку для однорідно та осьово навантаженого стовпа, спостерігалося, що матеріал у всьому гвинтовому шнеку в середньому знаходиться в ізотропному стані напруження. Цей стан може бути зумовлений не однорідним навантаженням, яке отримує секція пробки, де лише кінчик останнього обертового елемента безпосередньо тисне на секцію пробки. Хоча ця різниця не розуміється та не вивчається в поточній роботі, спостереження дозволяє зробити корисне спрощення в аналітичній моделі. Раніше отримана модель пробки використовується для розрахунку середнього осьового напруження σ_{mm}, і це напруження вважається рівним тиску за наступним співвідношенням:

$$P(z) = \frac{trace(\sigma_{ij})}{3}|_z \cong \bar{\sigma}_{zz}(z) \tag{2.22}$$

Це спрощення також частково обґрунтоване тим, що воно є консервативною, верхньою оцінкою тиску в твердому тілі. Це співвідношення застосовується в моделях, використовуючи рішення для осьового напруження в секції пробки як наближення до тиску. Матеріал перебуває в гідростатичному стані напруження по всій секції пробки, коли використовуються середні напруження.

2.3 Модель секції гвинта

На відміну від механічного підходу, обраного для опису секції пробки, модель секції гвинта ґрунтується на більш емпіричному підході. Розуміння

цього рішення має два аспекти. Раніше розроблені одновимірні моделі передбачають два ключові аспекти гвинтових живильників: експоненційну тенденцію напружень від входу до виходу та нечутливість до прикордонних умов нижче за течією. По-перше, відхилення від передбачених експоненціальних тенденцій вже спостерігалося в симуляціях, проведених Арнольдом (1997), а також у симуляціях у цій роботі, що свідчить про наявність недостаючих елементів в аналізі секції гвинта. По-друге, симуляції DEM показують, що, на відміну від попередньої літератури, не прикордонні умови з верхньої течії та геометрія (у бік бункера) визначають поведінку нижче за течією (у бік виходу з гвинтового живильника), а скоріше комбінація умов з верхньої та нижньої течії, яка визначає поведінку гвинта.

Таким чином, у цій роботі використовується механічна модель секції пробки для прогнозування пікового тиску в гвинті, а потім вважається форма еволюції тиску в секції гвинта. Наслідком цього спрощення є те, що точність моделі тиску секції гвинта залежить від точності моделі секції пробки, і будь-які помилки, які виникають на етапі прогнозування тиску пробки, будуть передаватися на секцію гвинта.

Зростання тиску в секції гвинта, визначеній як область між секцією бункера та кінцем обертових елементів гвинта L_b та L_s, вважається такою формою:

$$P(z) = Az^2 + Bz + C \tag{2.23}$$

Припускається, що граничні умови є такими:

$$P(0) = 0, P(L_f) = P_{max}, \frac{dP}{dz}|_{z=0} = 0 \tag{2.24}$$

З нраничними умовами крива тиску спрощується до:

$$P(z) = \left(\frac{P_{max}}{L_f^2}\right) z^2 \tag{2.25}$$

У цій роботі третя гранична умова, що стосується dP/dz, була вибрана довільно для спрощення аналізу.

Завдяки простоті геометрії в секції пробки сили, що діють на вал гвинта, чітко визначені. У цій області гвинт обертається під матеріалом, оскільки він повільно пересувається в осьовому та обертовому напрямках. Рисунок 5.12 показує ізометричний вигляд секції пробки, де зображено обертовий напрямок частини гвинта в секції пробки, напрямок матеріалу та просту схему сил, що діють на поверхні валу гвинта.

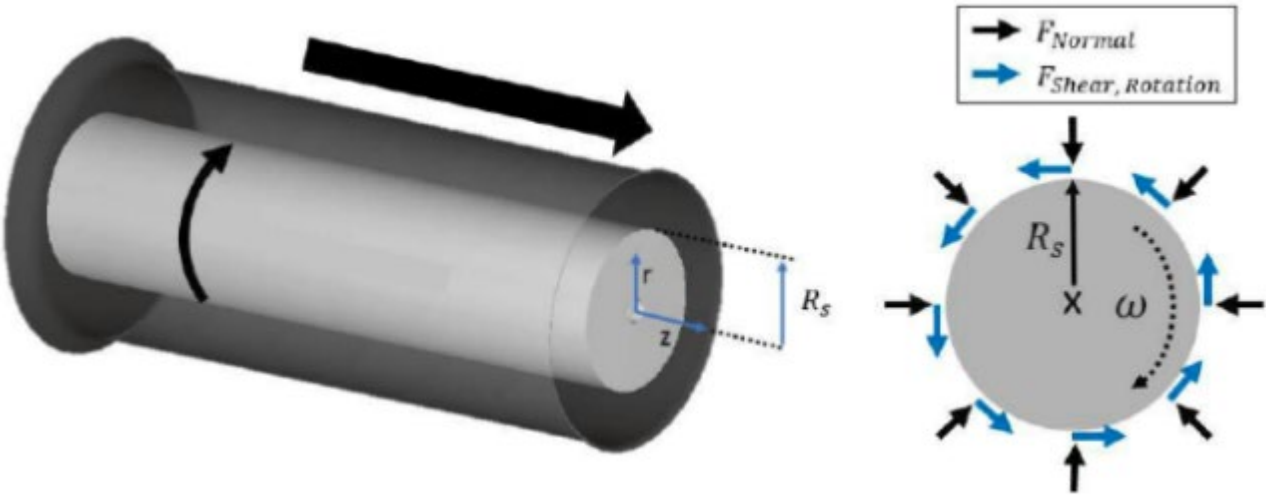


Рисунок 2.9 – Модель моменту в секції затвору

Для подальшого спрощення аналізу робляться такі припущення:

1. Модель тертя Кулона може бути використана з постійним коефіцієнтом тертя протягом довжини валу для зв'язку нормальної та зсувної сили.

2. Система є осесиметричною.

3. Прискорена швидкість матеріалу значно менша за обертову швидкість на поверхні гвинта.

Завдяки припущенню про осесиметричність система зводиться до однієї вимірності, і зміни в обертовому напрямку не розглядаються. Якщо гвинт розрізати кілька разів у осьовому напрямку, можна розробити вираз для моменту, необхідного для обертання кожної секції. Суму цих малих моментів можна використовувати для обчислення загального моменту, необхідного для обертання гвинта в секції пробки:

$$\Sigma dT_z \tag{2.26}$$

Момент на одному диференційному зрізі гвинта можна обчислити за наступним аналізом:

$$dTorque(z) = dT_z(z) = R_s * F_{shear} \tag{2.27}$$

У секції пробки гвинтового живильника матеріал ковзає осьово, коли вал гвинта обертається під матеріалом. Відносна швидкість між матеріалом та валом генерує силу тертя, яка має обертову компоненту та осьову компоненту. Однак, третє припущення призводить до того, що обертовий компонент сили тертя є значно більшим за осьовий компонент, і вся величина тертя Кулона діє в обертовому напрямку. Використовуючи площу диференційного осьового зрізу, тиск у цій осьовій точці та коефіцієнт тертя, можна розробити наступне рівняння для опису моменту диференційного зрізу:

$$dT_z(z) = 2\pi R_s^2 \mu_w P_z dz \tag{2.28}$$

Рівняння можна дискретизувати, використовуючи середні значення для радіусу валу гвинта та твердого тиску, якщо вони змінюються R та P_{avg}, що дає:

$$\Delta T_z(z) = 2\pi \overline{R_s^2}\, \mu_w \bar{P}_z \Delta z \tag{2.29}$$

Таким чином, загальний момент на секції пробки:

$$Plug\ Torque = \Sigma_1^n \left(2\pi \overline{R_s^2}\, \mu_w \bar{P}_z * \Delta z\right)|_z \quad ; \quad n = L_{plug}/\Delta z \tag{2.30}$$

Використовуючи набір спрощуючих припущень, тиск, геометрія та властивості матеріалів у гвинтових витках використовуються для розробки моделі моменту. Припущення такі:

1) Модель тертя Кулона може бути використана з постійним коефіцієнтом тертя протягом довжини каналу гвинта для зв'язку нормальних і зсувних сил.

2) Матеріал у середньому знаходиться в стані гідростатичного напруження всередині гвинтових витків.

3) Матеріал контактує з усіма поверхнями гвинта та ковзає проти них під середнім гвинтовим кутом у напрямку до каналу.

4) Розподіл тиску відбувається вздовж гвинтової траєкторії, розташованої між ведучим і наступним витками, а також радіусами вала і корпусу.

5) На будь-якій позиції вздовж гвинта тверде напруження зберігає свою повну величину біля поверхні ведучого та наступного витка.

6) Усі напруження рівномірно розподілені по поверхні, на яку вони діють, так, що результуючі сили діють у центроїд цієї поверхні.

Секція гвинта геометрично складніша, ніж секція пробки, і тому диференціальні елементи також є складнішими. Проте момент, необхідний для обертання гвинта, все ще буде обчислений як сума диференційних моментів:

$$\Sigma T_z \tag{2.31}$$

Згідно з набором спрощуючих припущень, можна вибрати диференціальний елемент, щоб скористатися припущенням про гідростатичний тиск для подальшого спрощення задачі. Для візуалізації цього процесу, Рисунок 2.10 показує диференціальний елемент матеріалу всередині гвинтового витка та підкреслює три поверхні, з якими матеріал взаємодіє з гвинтом: вал гвинта, наступний виток і ведучий виток.

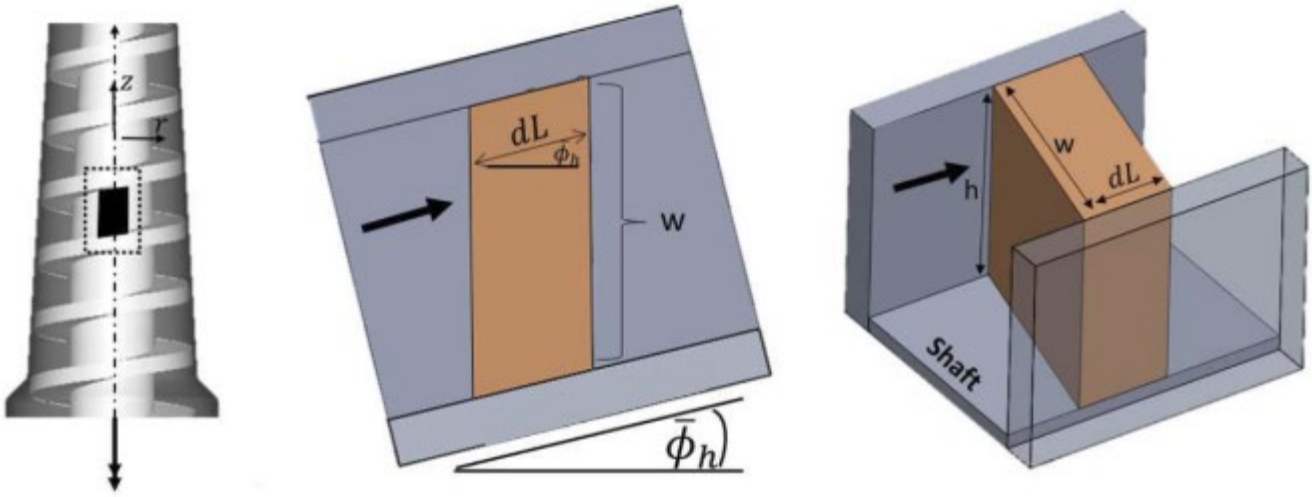


Рисунок 2.10 – Диференціальний елемент матеріалу, що взаємодіє з поверхнею гвинтового живильника

Коли поверхні гвинта, які контактують з матеріалом, чітко визначені, сили, якими матеріал діє на гвинт, можна обчислити, використовуючи припущення про гідростатичні напруження. Використовується "U"-подібний диференціальний фрагмент гвинта, визначений на кожній гвинтовій та осьовій позиції, для генерації зв'язку між твердими напруженнями, якими матеріал діє

на гвинт, і реакційним моментом, створеним цими твердими напруженнями. Форма та вид зверху показані на рисунку 2.11, який показує лише сили, якими тверде тіло діє на поверхні гвинта, оскільки це ті сили, які генерують момент гвинта. Також важливо зазначити, що відповідно до припущення 6 реакційні сили, що генеруються твердим тиском, діють на радіусах, показаних на рисунку 2.12.

На одному елементі гвинта загальний момент, що діє, можна обчислити за наступним зв'язком:

$$dT_z(z) = \boldsymbol{R_{shaft}} \times \boldsymbol{F_{screw,shaft}} + \bar{\boldsymbol{R}}_{\boldsymbol{screw}} \times \boldsymbol{F_{screw,face}} \tag{2.32}$$

$$dT_z(z) = R_{shaft,z}\sigma_{TB,z}\cos(\bar{\phi}_h)\,A_{B,z} + \bar{R}_{screw,z}(\sigma_{TL,z}\cos(\bar{\phi}_h)\,A_{L,z} + \sigma_{NL,z}\sin(\bar{\phi}_h)\,A_{L,z} + \sigma_{TT,z}\cos(\bar{\phi}_h)\,A_{T,z} - \sigma_{NT,z}\sin(\bar{\phi}_h)\,A_{T,z})$$

де площі різних поверхонь показані на рисунку 2.10.

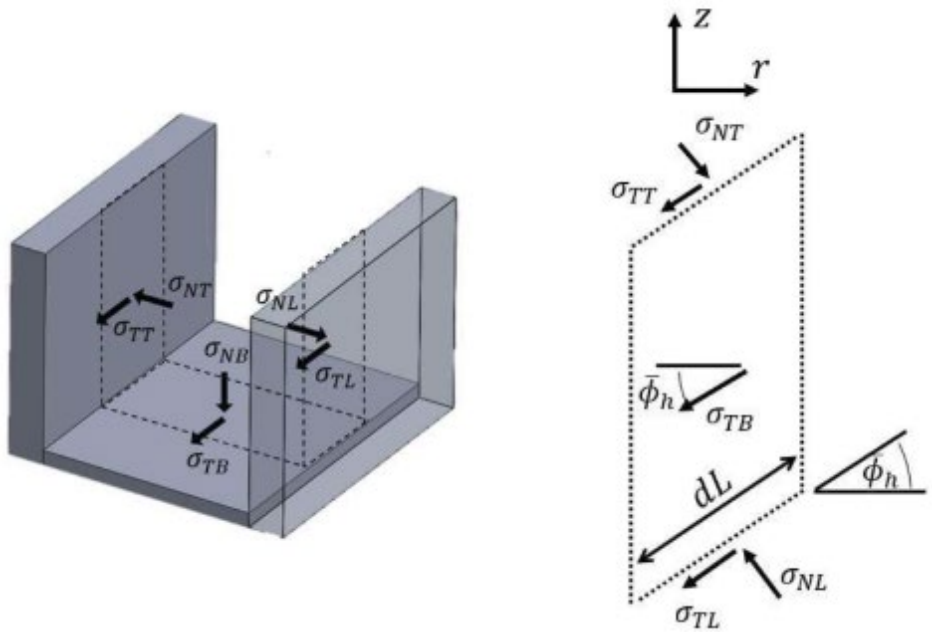


Рисунок 2.11 – Диференціальний елемент моделі моменту гвинта

Виходячи з припущення, що матеріал у більшій мірі знаходиться в стані гідростатичного тиску, підставляючи рівняння для площі поверхні та тертя Кулона та помічаючи, що нормальні взаємодії на ведучих і наступних краях компенсуються, отримаємо наступну форму диференційного моменту:

$$dT_z(z) = P_z\mu_w\left(2h_z cos(\bar{\phi}_h) * \bar{R}_{screw,z} + w_z cos(\bar{\phi}_h)^2 * R_{shaft,z}\right) * dL \quad (2.33)$$

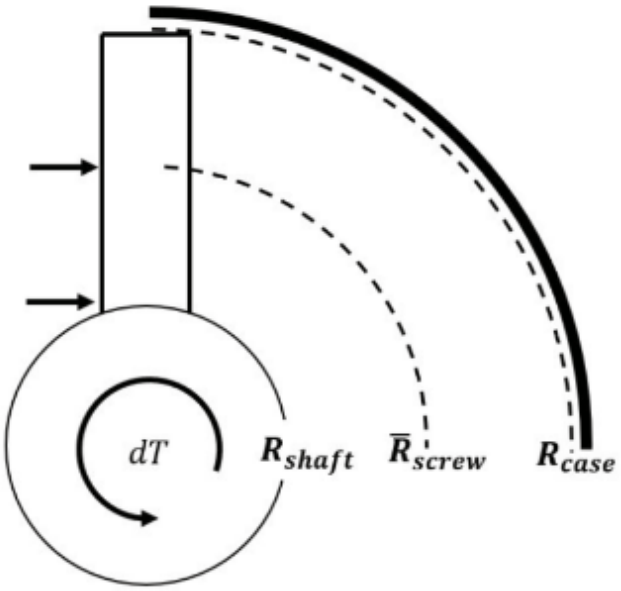


Рисунок 2.12: Радіуси, на яких сили діють навколо осі гвинта

Важливо враховувати, що диференціальна довжина елемента, що використовується, dL, не вирівняна з осьовим напрямком гвинта і координатною системою dT. Отже, останній крок полягає в перетворенні з гвинтової траєкторії, dL, до осьового шляху, dz. Зв'язок між dL та dz дає наступне рівняння:

$$dL = \frac{dz}{\sin(\bar{\phi}_h)} \quad (2.34)$$

Підставляючи цей вираз в аналіз:

$$dT_z(z) = \frac{P_z\mu_w}{\sin(\bar{\phi}_h)}\left(2h_z cos(\bar{\phi}_h) * \bar{R}_{screw,z} + w_z cos(\bar{\phi}_h)^2 * R_{shaft,z}\right) * dz \quad (2.35)$$

Цей зв'язок можна дискретизувати, щоб спростити форму до:

$$\Delta T_z(z) = \frac{\bar{P}_z\mu_w}{\sin(\bar{\phi}_h)}\left(2\overline{h_z} cos(\bar{\phi}_h) * \overline{R_{screw,z}} + \overline{w_z} cos(\bar{\phi}_h)^2 * \overline{R_{shaft,z}}\right) * \Delta z \quad (2.36)$$

Наступним кроком є сумування диференціального моменту для кожного сегмента, щоб розробити рівняння для обчислення повного моменту гвинта:

$$\Sigma_1^n \frac{\bar{P}_z \mu_w}{\sin(\bar{\phi}_h)} \left(2\overline{h_z} cos(\bar{\phi}_h) * \overline{R_{screw,z}} + \overline{w_z} cos(\bar{\phi}_h)^2 * \overline{R_{shaft,z}}\right) * \Delta z \; ; n = \frac{L_{screw}}{\Delta z} \quad (2.37)$$

2.4 Висновки з розділу

1. Методологія досліджень акцентує увагу на нових відкриттях, отриманих за допомогою симуляцій методом дискретних елементів (DEM), які спростовують традиційні уявлення про профіль тиску в живильнику з компресійним шнеком. Виявлено, що максимальний тиск у системі виникає на кінці шнекових витків і є вищим за вихідний тиск, що вказує на необхідність розгляду шнекової частини та ділянки ущільнення окремо. Розроблені аналітичні моделі, які прогнозують тиск і обчислюють момент, потрібний для роботи шнека, відкривають нові можливості для оптимізації проєктування компресійних гвинтових живильників. Ця систематична техніка обчислення моменту вперше дозволяє отримати швидке наближення значень моменту та аналізувати чутливість до вхідних параметрів, що робить її важливим кроком у розвитку технологій обробки матеріалів.

2. Розроблено математичну модель секції затвору, що дозволяє описати еволюцію напруги у твердій фазі, враховуючи різні геометричні конфігурації, такі як постійний радіус та звужений корпус. Застосовуючи баланс осьової сили, побудовано диференціальне рівняння, яке описує зміну осьової напруги з радіусом. Використано теорію Мора-Кулона для встановлення зв'язку між зсувними та нормальними напругами, а також проаналізовано різні стани матеріалу в умовах механічного навантаження. Модель передбачає, що в секції затвору матеріал перебуває в переважно ізотропному стані напруження, що дозволяє спростити розрахунки, використовуючи середнє осьове напруження як наближення до тиску в твердому тілі.

3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Моделі сил

У всіх симуляціях використовувалося програмне забезпечення для розв’язання методом дискретних елементів Simcenter Star-CCM+.

У Simcenter Star-CCM+ доступні стандартні моделі сил, які використовуються для моделювання нормальних і тангенціальних взаємодій між частинками. Біомаса представлена у вигляді полідисперсних сферичних частинок, схожих за розмірами на подрібнені стебла кукурудзи, які використовуються на пілотній установці. На рисунку 3.1 показано дві моделі сил, які використовувалися в симуляціях DEM.

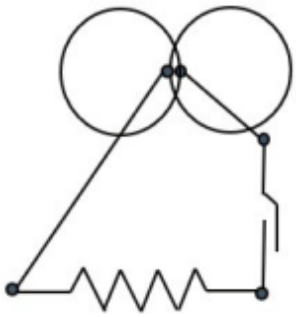


Рисунок 3.1 – Контактна модель, яка використовувалася у всіх симуляціях DEM. Лінійна гістерезисна модель поєднана зі спрощеною моделлю тертя Кулона

Частинки, що підлягають цій контактній моделі, не можуть зберігати пружну енергію в своїх тангенціальних контактах.

На рисунку 3.1 відсутні дві сили, які зазвичай досліджуються в симуляціях: модель опору коченню та модель когезії. У цій роботі кочення не розглядається через несферичну форму подрібнених стебел кукурудзи та високу ущільненість матеріалу в гвинті. Замість того, щоб котитися одне відносно одного, частинки стиснуті і, як правило, ковзають. Крім того, через величину сил стиснення та напружень, що розглядаються в цій роботі,

вважається, що невеликі когезійні сили роблять незначний внесок у загальну енергію, що розсіюється системою. Тому припускається, що нормальні та тангенціальні взаємодії домінують у поведінці гвинтового живильника.

Нормальна модель сили, яка використовувалася в усіх симуляціях, — це лінійна гістерезисна пружинна модель, запропонована Уолтоном і Брауном (1986). Ця модель є лінійною і наближено моделює еластопластичні нормальні взаємодії з такою формулою:

$$F_n = \begin{cases} K_{loading} s_n \\ K_{unloading}(s_n - s_0) \end{cases} \tag{3.1}$$

де K_{loading} – жорсткість контакту, якщо частинки рухаються одна до одної, $K_{\text{unloading}}$ – жорсткість, якщо частинки рухаються одна від одної, s_{n} – величина перекриття між частинками, а s_0 – максимальне перекриття під час циклу завантаження-розвантаження. Параметри K_{loading} і $K_{\text{unloading}}$ додатково визначені як:

$$\frac{1}{K_{loading}} = \frac{1}{E_1 L_1} + \frac{1}{E_2 L_2} \tag{3.2}$$

$$K_{unloading} = \frac{K_{loading}}{\epsilon^2} \tag{3.3}$$

де E_1 і E_2 – модулі Юнга взаємодіючих тіл (модуль Юнга частинок і справжній модуль Юнга елементів меж), а L_1 і L_2 – діаметри взаємодіючих тіл, ϵ – коефіцієнт відновлення.

Під час контакту програмне забезпечення спочатку визначає нормальну силу, а потім розраховує величину і напрям тангенціальної сили, використовуючи обчислену нормальну силу. У цій роботі використовується модель межі тертя Кулона. Усі виміряні напруження та крутні моменти в цій роботі продемонстрували високу чутливість до моделі тангенціальної сили, і в майбутньому слід використовувати більш реалістичну модель. Модель межі тертя Кулона визначається за такою формулою:

$$F_t = -\mu F_n \hat{s} \tag{3.4}$$

де F_{t} – вектор тангенціальної сили, μ – коефіцієнт тертя (в цій роботі

динамічний і статичний коефіцієнти тертя вважаються однаковими), а $\hat{s}$ – одиничний вектор, що вказує в напрямку відносної швидкості контакту. Ця модель не дозволяє змінювати коефіцієнт тертя залежно від нормальної сили і дає лише спрощене передбачення фрикційної поведінки. Хоча застосовані контактні моделі є простими, вони дозволяють проводити швидші симуляції і є першим кроком до моделювання біомаси.

У цьому розділі розглянуто геометрію компресійного гвинтового живильника (показану на рисунку 3.2). Спочатку обговорюються геометрія, налаштування та вхідні дані для симуляції, а потім представлені результати.

Рисунок 3.2 – Загальна геометрія симуляції гвинта

3.2 Геометрія і налаштування моделювання

На рисунку 3.2 показані три окремі секції компресійного гвинтового живильника.

По-перше, секція бункера характеризується відкритим входом, через який матеріал може потрапляти в систему. Тут гвинт призначений для того, щоб просто переміщати матеріал вперед.

По-друге, секція компресії має звужуючийся зовнішній кожух, що призводить до стискання матеріалу. У цій області, якби не було сил тертя між матеріалом і кожухом, матеріал у гвинті обертався б разом із гвинтом. Однак

тертя з кожухом протидіє цьому обертанню та тисне матеріал на передню частину гвинта, сприяючи переміщенню матеріалу вперед.

Нарешті, після закінчення гвинтових витків матеріал проходить через секцію затвору гвинтової системи. У цій секції матеріал ковзає вздовж вала гвинта і кожуха гвинта, тоді як тиск від гвинтових витків просуває матеріал вперед.

Попередні симуляції показали, що гострі кути на кожусі гвинта спричиняють числові нестабільності, тому їх довелося видалити. Після виконання необхідних спрощень детальні розміри отриманої геометрії гвинта показані на рисунках 3.3 та 3.4.

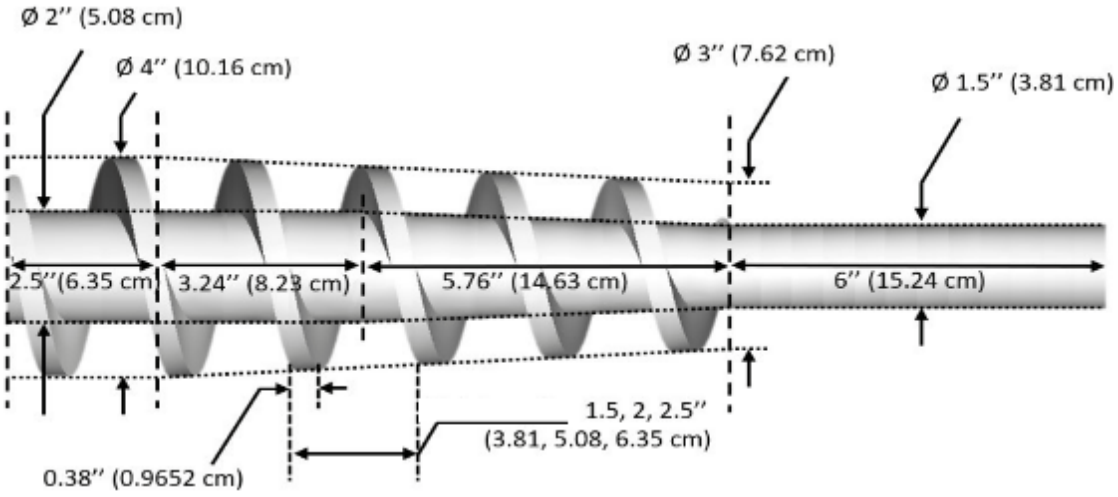


Рисунок 3.3 – Детальна геометрія гвинта

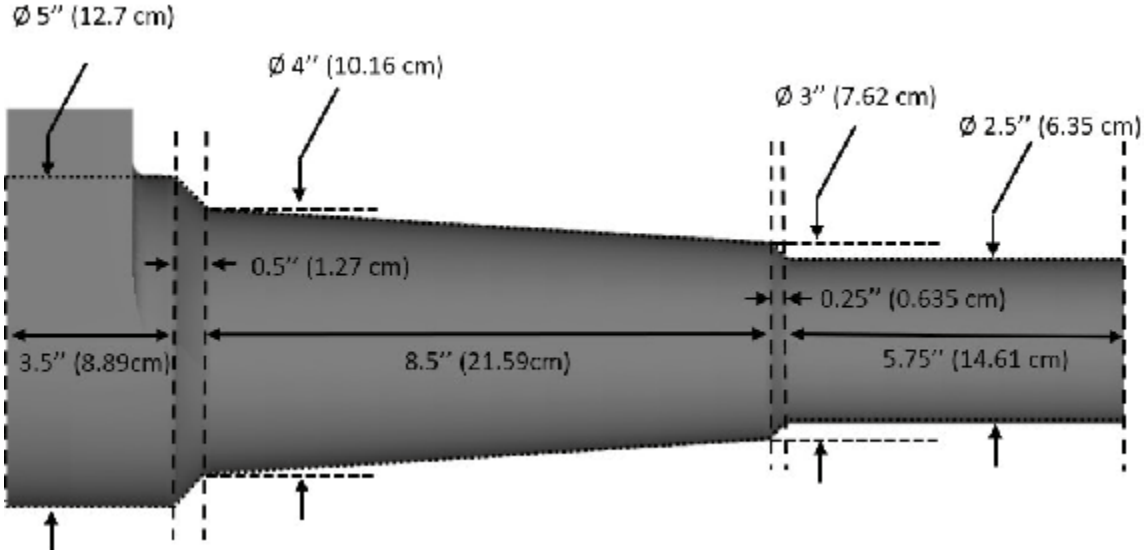


Рисунок 3.4 – Геометрія розділеного корпусу

Після вибору геометрії були створені два різних типи симуляцій. В одному наборі симуляцій гвинт був розрізаний на окремі аксіальні сегменти (рисунок 3.5), а в іншому наборі різні грані гвинта були розділені на окремі тіла. Аксіально розрізані симуляції дають уявлення про те, які сегменти гвинта потребують найбільшого крутного моменту для приводу. Симуляції з окремими гранями корисні для розробки моделей, оскільки вони показують, які грані гвинта потребують найбільшого крутного моменту для приводу. Потім розрізані компоненти гвинта обертаються разом, забезпечуючи кінематично еквівалентну систему цільному гвинту (рисунок 3.5), а загальний крутний момент можна обчислити шляхом підсумовування кожного з окремих компонентів.

Рисунок 3.5 – Геометрія нарізаного гвинта

Одним із ключових висновків цього аналізу було усвідомлення того, що сегменти гвинта в секції бункера давали менше ніж 5% крутного моменту системи, коли був прикладений зворотний тиск. Хоча сітка на рисунку 3.6 не є високоточною, результати симуляцій показали низьку чутливість до подальшого зменшення розміру сітки.

Рисунок 3.6 – Сіткова поверхня гвинта

Для забезпечення граничного напруження на виході було встановлено

бар'єр без тертя, і до нього застосовувалася сила, як показано на рисунку 3.7.

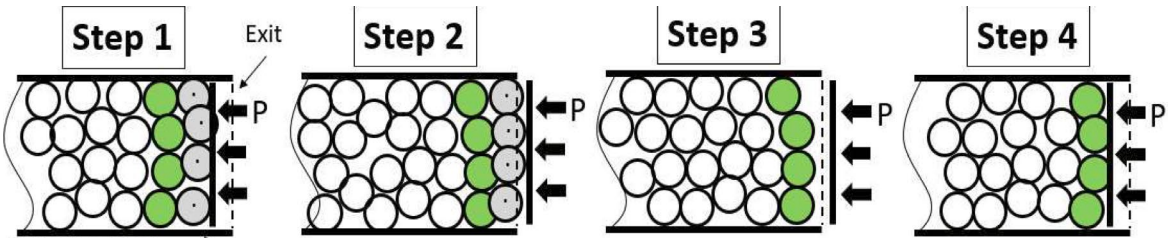


Рисунок 3.7 – Граничні умови осьового напруження на виході. Крок перший показує тіло (товста чорна лінія), паралельне виходу, яке може рухатися, але підлягає граничній силі P. Кроки 2, 3 і 4 показують рух границі в міру просування частинок до виходу.

Частинки просувалися природним чином, коли обертався гвинт, але коли їх центри мас проходили через площину на "виході" симуляції (позначену тонкою чорною пунктирною лінією), частинки видалялися (кроки 2 і 3). Після видалення частинок виникає проміжок між тілом, яке створює тиск на виході, і частинками, і тіло швидко прискорюється, щоб знову дійти до частинок (кроки 3 і 4). Використовуючи цю граничну умову, застосоване напруження залежить лише від сили на межі. Проте одним із недоліків цього підходу є те, що після видалення частинок із симуляції між бар'єром і частинками виникає проміжок (від кроку 3 до кроку 4), і частинки в цей час не відчувають вихідного напруження.

На рисунку 3.7 показано граничну умову осьового напруження на виході. Перший крок демонструє тіло (товста чорна лінія) паралельно до виходу, яке може рухатися, але піддається граничній силі, P. Кроки 2, 3 і 4 показують рух бар'єра, коли частинки просуваються до виходу. Середнє осьове напруження значно менше, ніж прикладене вхідне осьове напруження.

3.3 Параметри матеріалу

Нарешті, важливо обговорити властивості частинок DEM та остаточні

налаштування симуляції. Хоча кукурудзяні стебла в основному складаються з вузьких частинок, схожих на стрижні, і тонких пластиноподібних частинок (рисунок 3.8), в поточній роботі щільно упаковані області матеріалу в гвинтовому живильнику наближалися як сфери. Сферам було задано розмір на рівні реальних частинок (у міліметрах) з вузьким і рівномірним розподілом розміру. Такий підхід значно скорочує час симуляцій, але обмежує можливість вивчення впливу форми частинок.

Частинки здебільшого мають форму пластин з розмірами в міліметрах у двох напрямках та розмірами в десятих частках міліметра в третьому напрямку. Інші форми частинок включають вузькі, стрижнеподібні частинки з однією міліметровою вимірюваною стороною, а також цеглоподібні частинки з усіма трьома вимірами в межах міліметрового масштабу.

На додаток до використання лінійної гістерезисної пружної моделі для нормальних взаємодій і моделі граничного коефіцієнта тертя Кулона для дотичних взаємодій, була використана невелика гравітаційна сила для напрямку матеріалу вниз у бункері. Частинки вводилися в систему до першого такту, заповнюючи весь порожній простір між гвинтом і кожухом, а потім подавалися в бункер за потреби, щоб підтримувати заповнену порожнину гвинта протягом усього часу симуляції.

Рисунок 3.8 – Форма та розміри подрібненої кукурудзяної маси з лінійкою для масштабу

У таблиці 4.2 узагальнено всі відповідні властивості матеріалу. На основі набору початкових властивостей були обрані три змінні для варіювання: крок гвинта, осьове напруження на виході та коефіцієнт тертя між частинками. Ці три змінні були обрані для представлення змін у геометрії гвинта, граничних умовах та властивостях матеріалу відповідно. Для оцінки чутливості системи до цих параметрів було проведено симуляції з використанням кожної комбінації високого значення, базового значення та низького значення для кожної змінної.

На рисунку 3.9 показана симуляція компресійного гвинта з частинками на першому такті.

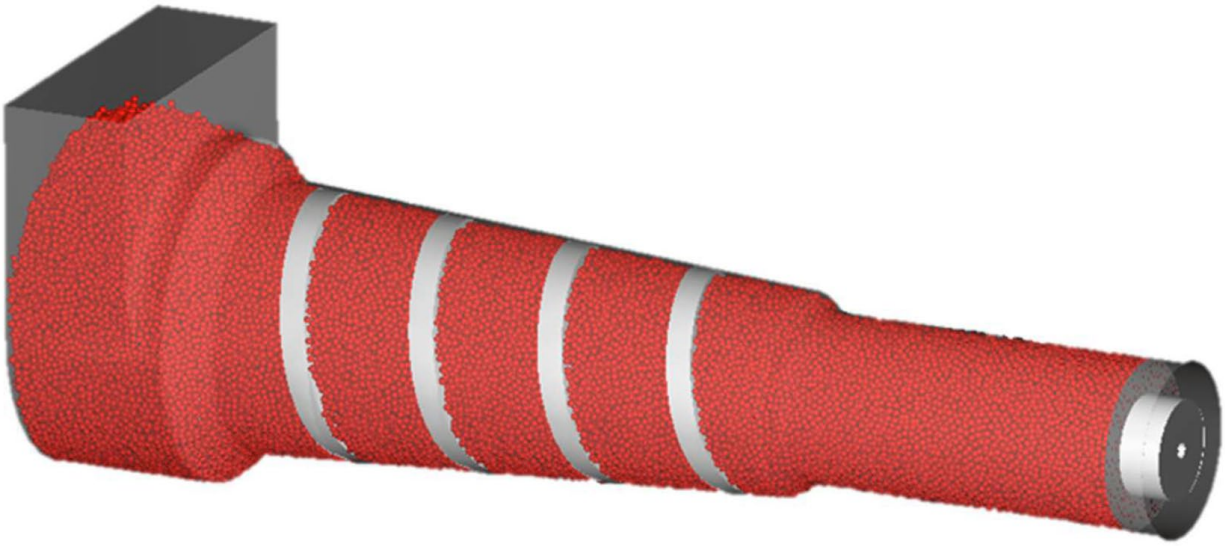


Рисунок 3.9 – Симуляція гвинтого живильника для стиснення, яка показує заповнення частинками на початковому часовому кроці

Таблиця 3.1 – Вхідні властивості для симуляції гвинтого живильника

Параметр	Позначення	Значення
Сила на виході (зворотний тиск)	F_{outlet}	250, 500, 1000 [Н]
Швидкість обертання гвинта	ω	5 [рад/сек]
Модуль Юнга граничної поверхні	$E_{boundary}$	10 [ГПа]
Коефіцієнт Пуассона граничної поверхні	$\nu_{boundary}$	-
Об'ємний модуль Юнга частинок	$E_{particle}$	100 [МПа]
Коефіцієнт Пуассона частинок	$\nu_{particle}$	-

Густина частинок	$\rho_{particle}$	500 [кг/м³]
Статичне тертя між частинками	$\mu_{pp,static}$	0,25, 0,5, 0,75
Динамічне тертя між частинками	$\mu_{pp,dynamic}$	0,25, 0,5, 0,75
Коефіцієнт відновлення між частинками	e_{pp}	0,3
Статичне тертя частинка-поверхня	$\mu_{pb,static}$	0,4
Динамічне тертя частинка-поверхня	$\mu_{pb,dynamic}$	0,4
Коефіцієнт відновлення частинка-поверхня	e_{pb}	0,3
Діапазон розмірів частинок	d	2,5-3,0 [мм]
Тип розподілу частинок	-	Рівномірний
Часовий крок	Δt	10^{-6} [с]

3.4 Висновки з розділу

Одним із ключових висновків цього дослідження є те, що використання спрощених контактних моделей, зокрема лінійної гістерезисної пружинної моделі для нормальних взаємодій та моделі Кулона для тертя, дозволяє значно прискорити чисельне моделювання поведінки біомаси в компресійному гвинтовому живильнику. Хоча ці моделі не враховують опір коченню та когезію частинок, вони є достатніми для опису домінуючих нормальних і тангенціальних взаємодій у системі зі стиснутими частинками.

4 РЕЗУЛЬТАТ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

4.1 Симуляція секції компресії

Тиск у симуляціях вимірюється на різних осьових позиціях за допомогою методу бінінгу частинок. Величина виміряних напружень залежала від співвідношення розміру бінів до розміру частинок і потребувала усереднення за часом для отримання значущих результатів. Приблизно 50 частинок знаходилося в бінах, залежно від рівня ущільнення, і використовувалося 35 вихідних кроків для усереднення даних (~2,8 оберти гвинта). У секції гвинта бін розміром 10x10x10 мм був розташований у центрі каналу гвинта (рисунок 4.1) і слідував спіральним шляхом вздовж довжини гвинта (рисунок 4.2). Уздовж спірального шляху бін частинок обертався таким чином, щоб радіальне напруження (σ_{RR}), показане на рисунку 4.3, вказувало прямо від осі гвинта. У секції заглушки використовувався кільцевий тип біна з 25 тангенціальними розподілами (рисунок 4.4), що забезпечувало напруження по всій окружності (рисунок 4.5).

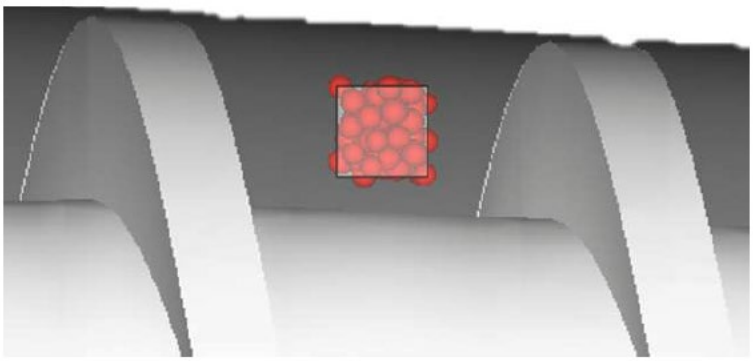


Рисунок 4.1 – Бін частинок у каналі гвинта

Бін розташований так, що його центр знаходиться між зовнішнім корпусом, внутрішнім корпусом і кожною лопаткою гвинта.

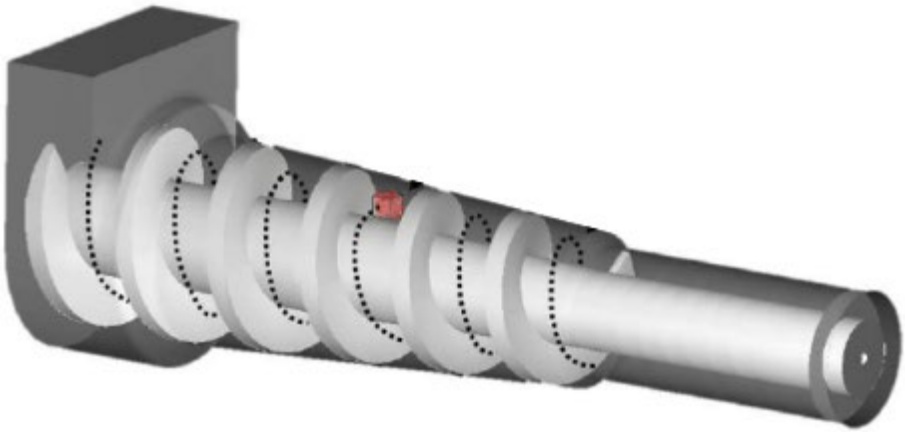


Рисунок 4.2 – Шлях біна частинок у секції гвинта

Уздовж спірального шляху біна також записується осьова позиція для вимірювання прогресії осьового напруження.

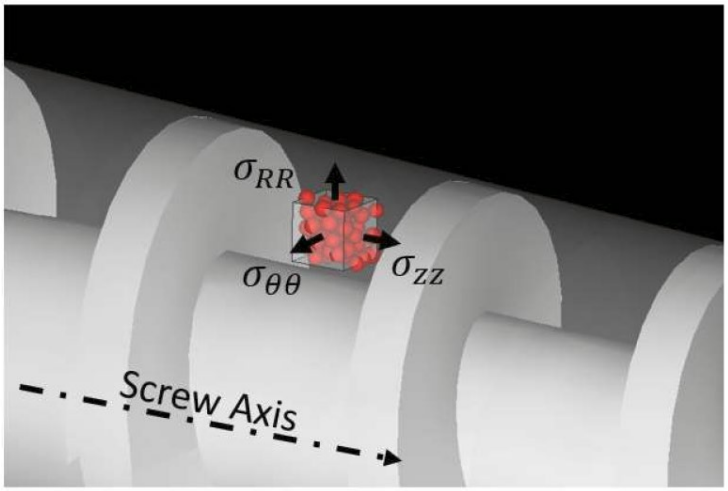


Рисунок 4.3 – Напруження в бінах частинок у каналі гвинта

Щоб отримати ці напруження уздовж спірального шляху, бін необхідно обертати так, щоб площина, яка вимірює радіальне напруження, була спрямована назовні від осі гвинта.

Бін частинок охоплює всю окружність і надає усереднені значення напружень по поперечному перерізу.

На відміну від секції гвинта, біни частинок у секції заглушки усереднюють напруження по всій окружності.

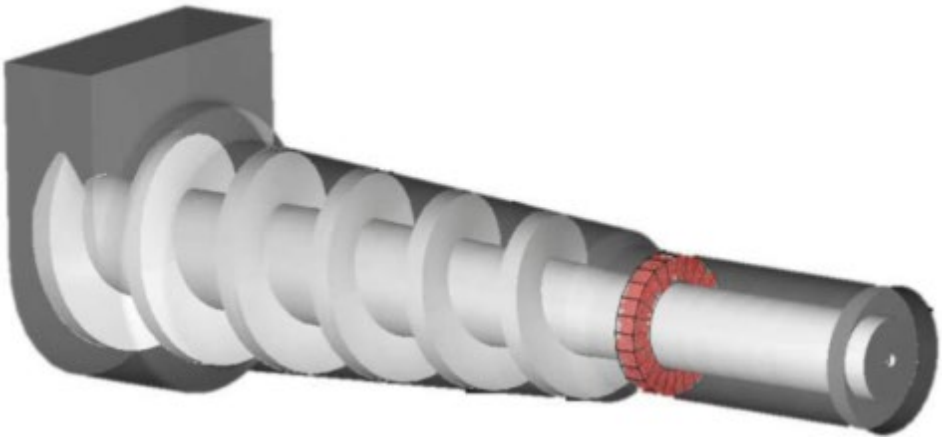


Рисунок 4.4 – Біни частинок у секції заглушки

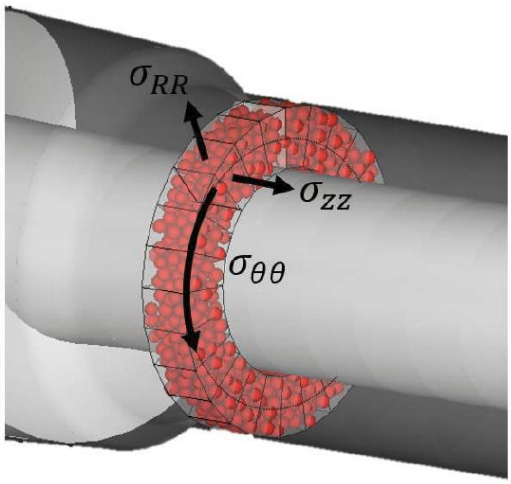


Рисунок 4.5 – Напруження в бінах частинок

На відміну від експериментів, внутрішній стан напруження матеріалу можна безпосередньо вивчати в межах DEM. Рисунок 4.6 показує, що DEM передбачає, в середньому, переважно гідростатичний стан напруження по всій довжині гвинтової установки, що узгоджується з припущенням Дарнелла та ін. (1956). Однак напруження не зростають експоненціально в зоні стиснення гвинта, що суперечить припущенням Дарнелла та ін. (1956). У секції заглушки DEM передбачає, що всі напруження мають близькі величини по всій довжині, що суперечить літературі про секцію заглушки (Неддерман, 1992; Вокер, 1966; Волтерс, 1973a). Максимальна різниця між тиском і будь-яким окремим напруженням по довжині становить менше 10%, тому еволюція тиску добре

відображає всі інші напруження. Тому далі аналізується тиск у гвинтовому живильнику для стиснення.

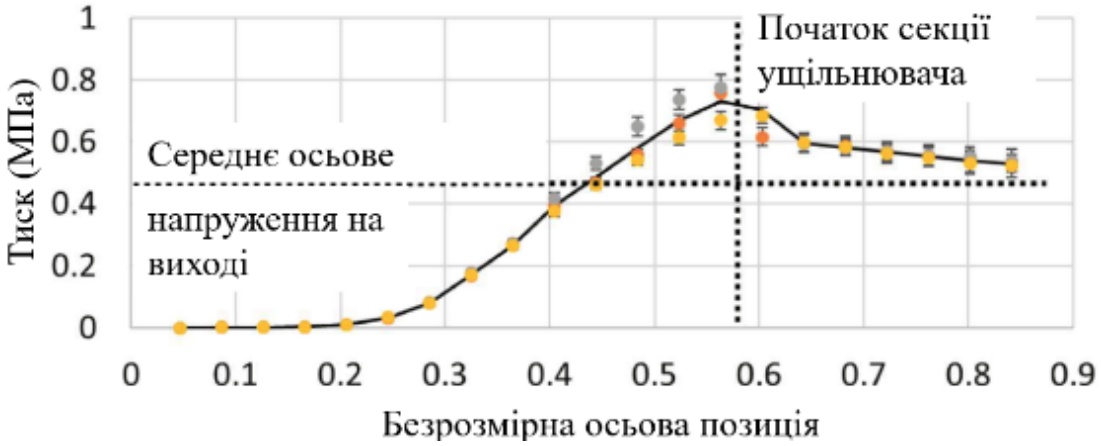


Рисунок 4.6 – Порівняння твердих напружень уздовж довжини гвинта

Піковий тиск вищий за середнє прикладене напруження на виході й досягається на початку секції заглушки (кінець лопаток гвинта). Зростання до початку секції заглушки не є експоненціальним.

Для подальшого розуміння тиску в секції гвинта вимірювання проводилися на передній і задній лопатці на різних осьових позиціях, розміщуючи бін 10x10x10 мм на одну частинку від поверхні (рисунок 4.7). Рисунок 4.8 показує дані симуляції з тиском зворотного ходу 250 кПа, кроком гвинта 2” і значенням μ_{pp}, рівним 0.5. DEM свідчить, що тиск біля задньої лопатки має подібну величину до тиску біля передньої лопатки, з більшими відсотковими помилками при низьких тисках. Дані також показують, що тиск біля задньої лопатки більший, ніж на передньому краю, що ставить під сумнів припущення, зроблене Арнольдом (1997), яке стверджує, що осьовий тиск у каналі гвинта зменшується експоненціально від переднього краю до заднього краю.

Бін був переміщений якомога ближче до лопатки гвинта, але найближчий край залишався на відстані одного радіусу частинки.

Рисунок 4.7 – Позиції біна для вимірювання тиску поблизу лопаток гвинта

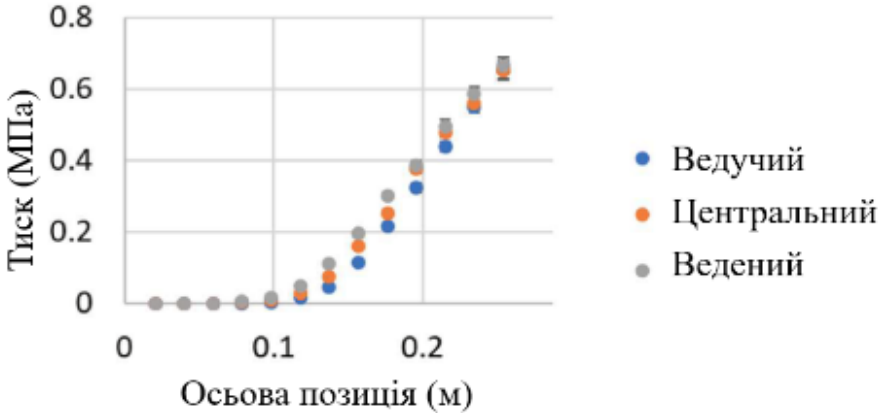


Рисунок 4.8 – Зміна тиску від передньої до задньої лопатки в секції гвинта, що показує, що тиск поблизу лопаток гвинта близький до середнього тиску, виміряного в центрі

У сильно ущільненій зоні в кінці лопаток гвинта тиски залишаються дуже близькими.

Наступний набір симуляцій вивчав вплив кроку гвинта, прикладеного зворотного тиску і коефіцієнта тертя між частинками на еволюцію тиску (рисунок 4.9). Рисунок 4.10 представляє підмножину даних, також надаючи 95% довірчий інтервал. Важливо зазначити, що через осциляції на вихідному граничному стані досягнуте значення зворотного тиску завжди нижче, ніж введене значення. Тому тиск, виміряний у симуляціях DEM, наближається до середнього прикладеного вихідного напруження, а не до бажаного вихідного напруження. Крім того, осциляція спричиняє збільшення похибок поблизу виходу.

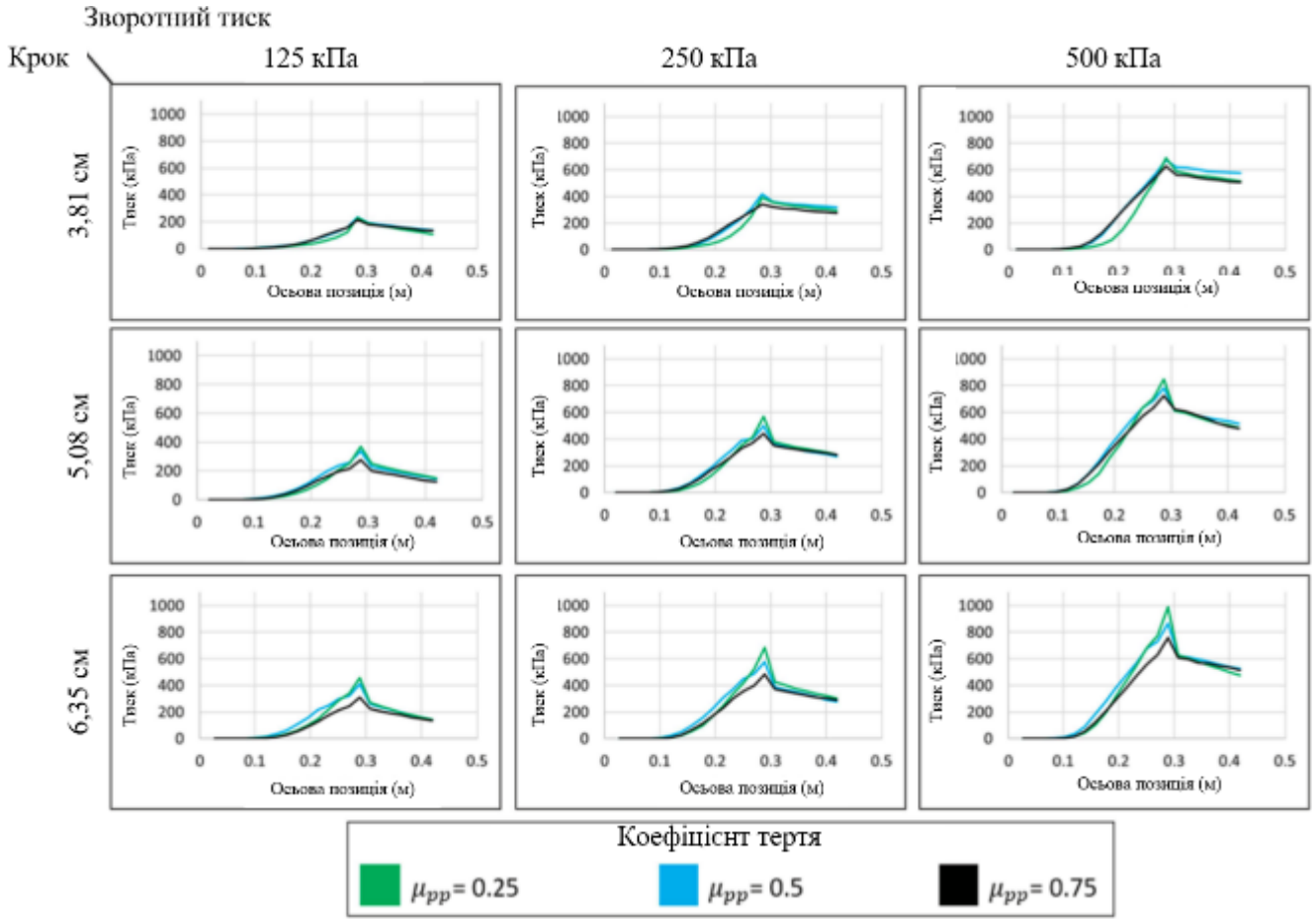


Рисунок 4.9 – Тиск у гвинті в залежності від позиції, зворотного тиску, кроку та коефіцієнта тертя між частинками

Ці результати представляють попереднє параметричне дослідження та включають лише параметри, які були гіпотезовані як найважливіші.

Рисунок 4.9 показує дві окремі області монотонної поведінки. Твердий тиск починається з нуля в зоні бункера і зростає до пікової величини на кінці лопаток гвинта у всіх випадках. Далі вниз за течією матеріал розвантажується, проходячи в секцію заглушки, і тиск поступово зменшується через тертя з зовнішнім корпусом і валом гвинта, поки тиск не наблизиться до осьового напруження на виході. Зміна зворотного тиску має найбільший вплив на еволюцію тиску, що показано на рисунку 4.10 для одного коефіцієнта тертя.

Піковий тиск, як видно, масштабується зі зворотним тиском в межах кожного гвинтового кроку. Біля кінця гвинтових витків спостерігається певне

нерівномірне зростання, але в межах кожного гвинтового кроку поведінка є послідовною.

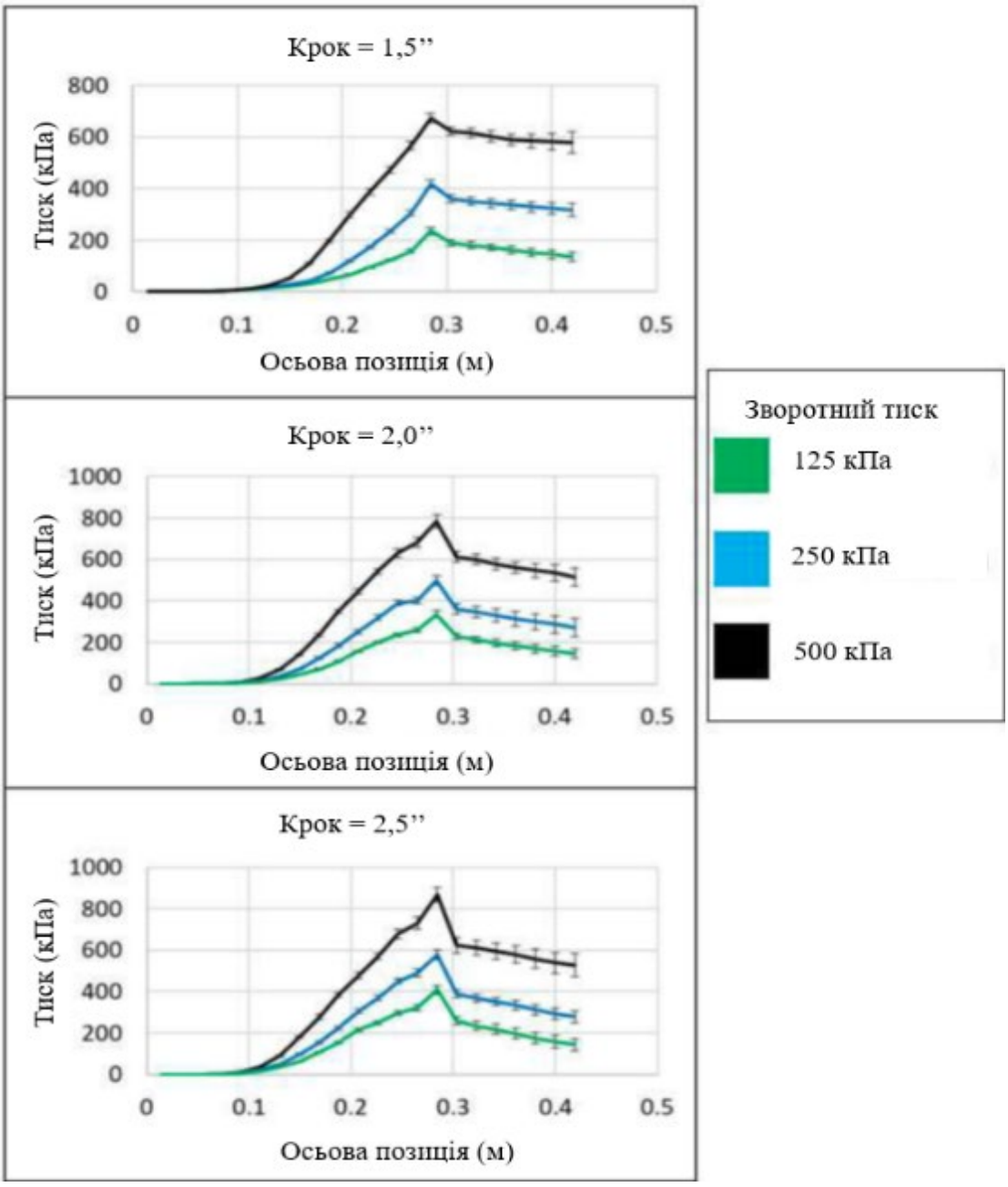


Рисунок 4.10 – Тиск у гвинті залежно від позиції, $\mu_{(al)} = 0.5$

Цей результат відрізняється від передбачень континуумних моделей, оскільки вони передбачають, що еволюція тиску в секції гвинта має бути дуже чутливою до кроку гвинта і коефіцієнта тертя, без чутливості до зворотного тиску (Кемпбелл і Донтала, 1995; Дарнелл і Мол, 1956; Хьон і Сполдинг, 1997).

Крім того, тиск не зростає експоненціально і не демонструє плавного зростання при високих тисках. Нарешті, перехід з секції гвинта в секцію заглушки супроводжується зміною навантаження, оскільки матеріал у лопатках гвинта навантажується під час руху до виходу, але матеріал у секції заглушки розвантажується.

Для коефіцієнта тертя між частинками 0,25, рисунок 4.11 показує, як піковий тиск (знайдений наприкінці витків гвинта) та загальний момент на гвинті змінюються залежно від гвинтового кроку та зворотного тиску. Загальний момент на гвинті збільшується лінійно з підвищенням зворотного тиску та гвинтового кроку, але піковий тиск не є абсолютно лінійним. Для кращого розуміння їх зв'язку необхідно врахувати ширший спектр вхідних даних та включити інші геометричні та матеріальні характеристики; проте залишається фактом, що існує сильна кореляція між тиском і моментом у компресійних гвинтових живильниках.

Хоча загальний момент на гвинті демонструє сильну кореляцію між тиском і моментом, це не пояснює, які місця в гвинті потребують найбільше моменту для руху. Щоб вирішити це питання, рисунок 4.12 показує диференційний момент, необхідний для руху диференційного аксіального сегмента гвинта (dT/dz), і представлений для кожного кроку та зворотного тиску, а також для коефіцієнта тертя між частинками 0,5. Загальний момент для кожної симуляції можна обчислити, інтегруючи площу під графіком, а значення в будь-якій аксіальній точці можна інтерпретувати як інтенсивність моменту в цій точці.

Піковий тиск і загальний момент на гвинті показують подібну лінійну чутливість до гвинтового кроку та зворотного тиску, що свідчить про сильну кореляцію. Необхідно більше зворотних тисків та гвинтових кроків, щоб далі дослідити цю взаємозв'язок.

Рисунок 12 показує, як dT/dz, тиск, радіус корпусу гвинта та радіус вала змінюються в залежності від аксіальної позиції для секції гвинта. Під час дослідження не виявлено простих корисних кореляцій між цими значеннями, і

пояснення для форми не є очевидним. Однак можна спостерігати, що, рухаючись аксіально до виходу, dT/dz збільшується з тиском, поки радіус зовнішнього корпусу та внутрішнього гвинта починають збігатися. Ця зміна в геометрії викликає зменшення ефективної поверхні ведучого витка, що призводить до зменшення моментного важеля, на якому діє тиск на поверхні гвинта. Нарешті, рисунок 4.24 показує, що внесок моменту в секції заглушки має низьку чутливість до зворотного тиску та залишається майже постійним протягом усієї довжини, навіть якщо тиск зменшується. Ця поведінка не зрозуміла, але може бути пов'язана з анізотропією або варіаціями в напругах біля меж, які не відображаються в тиску.

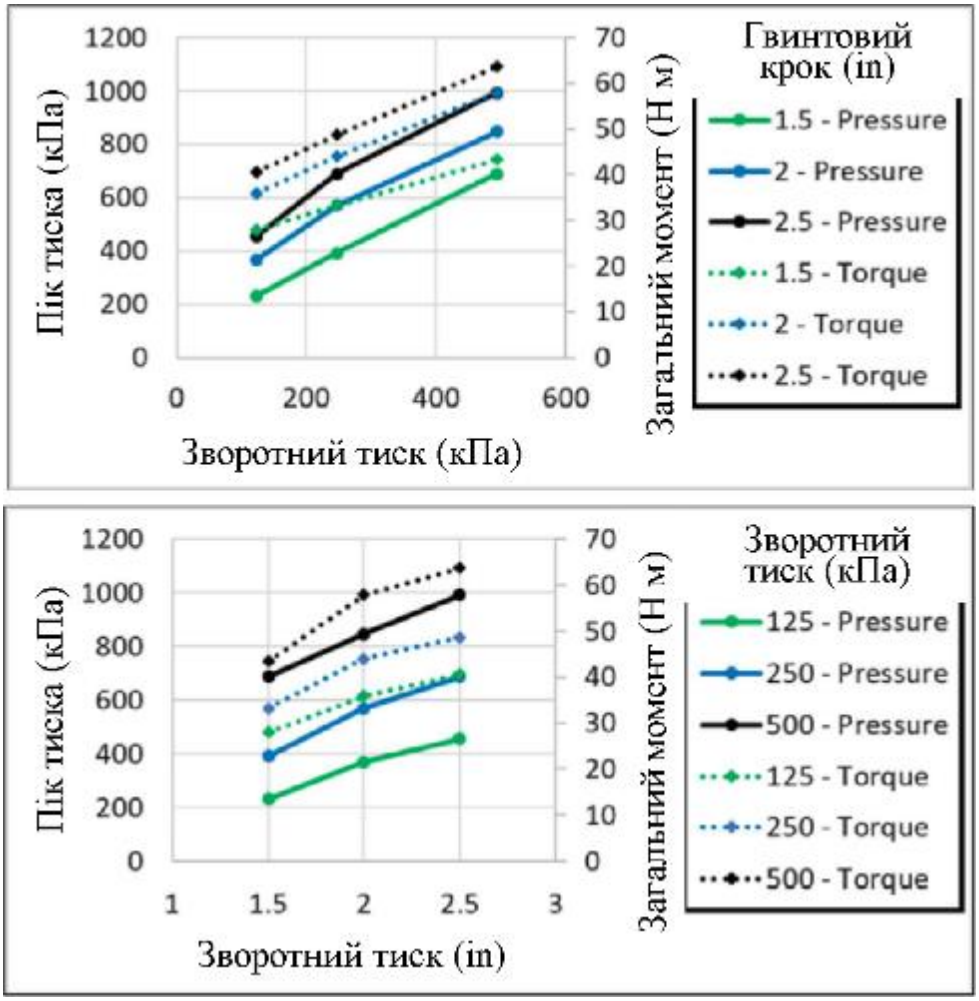


Рисунок 4.11 – Піковий тиск і момент, чутливість, $\mu_{(al)} = 0.25$

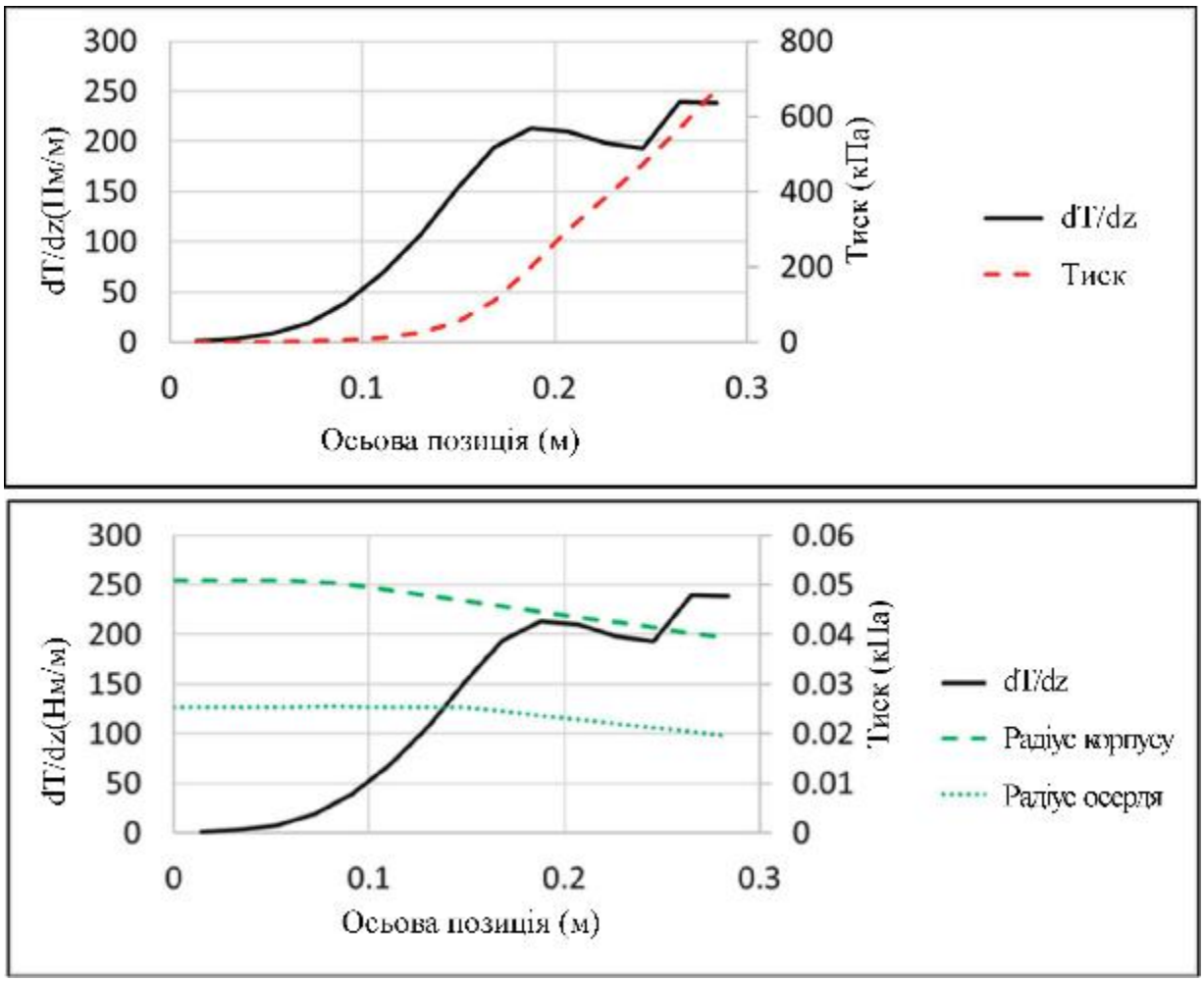


Рисунок 4.12 – dT/dz залежно від осьової позиції, $\mu_{(al)}$ = 0.5 dT/dz

Рисунок 4.13 показує обертальну потужність, необхідну для приведення в рух трьох основних поверхонь витків гвинта: ведучого краю, ядра гвинта та заднього краю. Обертальна потужність визначається як кількість енергії, що розсіюється в напрямку обертання цього тіла.

Тіло з позитивною обертальною потужністю потребує вхідної енергії для виклику руху, розсіюючи енергію та збільшуючи експлуатаційний момент у випадку гвинтового живильника. Однак поверхня з негативною потужністю, навпаки, додає енергію до системи, полегшуючи обертання гвинта.

Рисунок 4.13 показує, що ведучий виток гвинта домінує в розсіюванні потужності в симуляціях і потребує найбільшого моменту для руху, значно поступаючись валу гвинта в кожному випадку. Однак задній край має

негативне розсіювання потужності, що не передбачено жодними попередніми роботами.

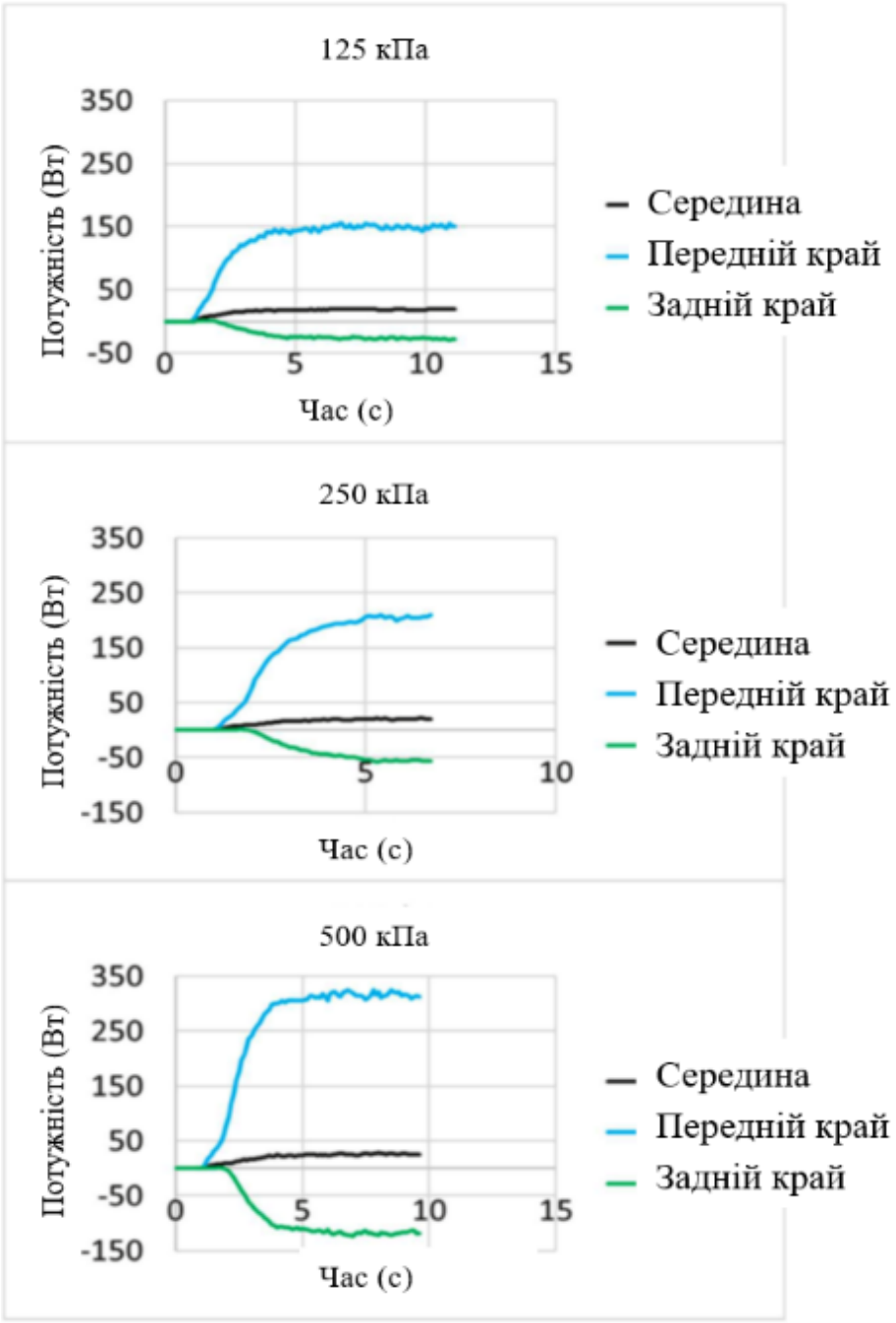


Рисунок 4.13 – Втрати потужності обертання на поверхні гвинта, крок – 2", $\mu_{pp} = 0{,}5$

Згідно з дослідженнями Меткалфа (1965) та Тадмора та ін. (1970), матеріал ковзає по всіх поверхнях гвинта, тому кожна поверхня повинна розсіювати енергію. Однак величина та напрямки сил є геометрично складними та важкими для візуалізації. Одне можливе пояснення такої поведінки можна

знайти, врахувавши момент на гвинті, викликаний нормальними силами, що діють на поверхні гвинта.

4.2 Симуляція секції затвору

Зона заглушки, є унікальною для живильних гвинтів стискання, і симуляції показують, що ця секція відіграє важливу роль у визначенні максимальних напружень у всьому вузлі гвинта. Крім того, через кореляцію між максимальними напруженнями та загальним крутним моментом гвинта, зона заглушки значно впливає на крутний момент гвинта. Для кращого розуміння зони заглушки, а також для перевірки припущень моделей стислого шару, описаних у розділі 3, було розроблено два типи симуляцій зони заглушки: прямі (рисунок 4.14) та звужені (рисунок 4.15). Далі обговорюються параметри симуляції та граничні умови.

Для імітації навантаження та граничних умов, які матеріал у зоні заглушки живильного гвинта зазнає при стійкій роботі, були розроблені окремі симуляції зони заглушки. У симуляціях гвинта зона заглушки піддається високому тиску з одного боку, створеного кінцем витків гвинта, і низькому тиску з іншого боку, що утворюється через протитиск.

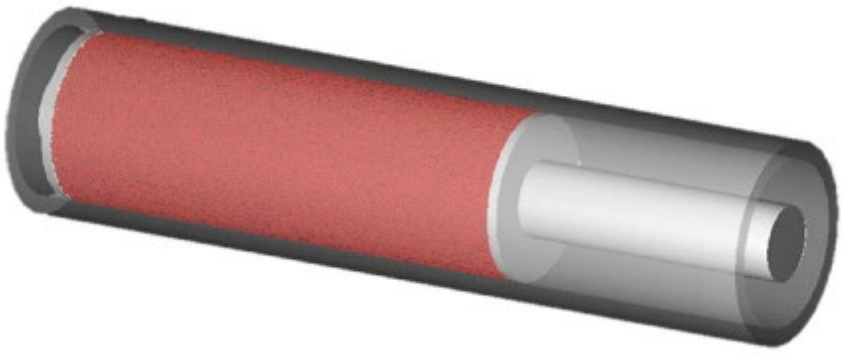


Рисунок 4.14 – Симуляція прямої зони заглушки, яка показує, як стиснута кільцева частка шару

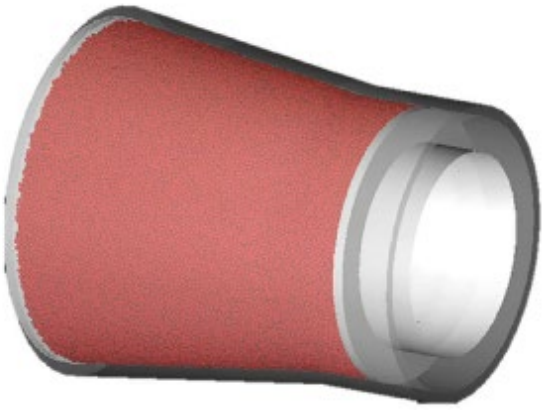


Рисунок 4.15 – Симуляція звуженої зони заглушки, що показує розміщення часток під час стиснення

У симуляціях зони заглушки шар частинок затиснутий між зовнішнім корпусом і нерухомим внутрішнім валом, тоді як з кожного кінця на матеріал спирається кільце без тертя. Кільце з одного боку шару частинок (лівий бік, як показано на рисунках 4.14 і 4.15) піддається поступово збільшуваній осьовій силі, що представляє максимальний тиск, створений кінцем секції витків гвинта. З іншого боку кільця встановлюється граничне значення напруження, яке перешкоджає потоку часток, поки це граничне значення не буде перевищено, що символізує протитиск. Як тільки шар часток починає рухатися, сигналізуючи, що граничне напруження досягнуто, стінне тертя на матеріалі повністю активується і спрямовується у бік зони з високим тиском, подібно до того, що спостерігається в подаючому гвинті. Процес поступового навантаження можна візуалізувати на рисунку 4.16.

Застосовуване напруження збільшується, поки не буде досягнуто граничного значення з іншого боку кільця, і шар почне ковзати. Після початку ковзання і визначення напрямку тертя вимірюється профіль тиску.

У конвергентній зоні заглушки граничні умови такі ж, як і в прямій зоні заглушки, але зовнішній корпус звужується по довжині. Ця геометрія більш характерна для входу в зону заглушки живильного гвинта, оскільки після закінчення витків гвинта в зовнішньому корпусі відбувається звуження.

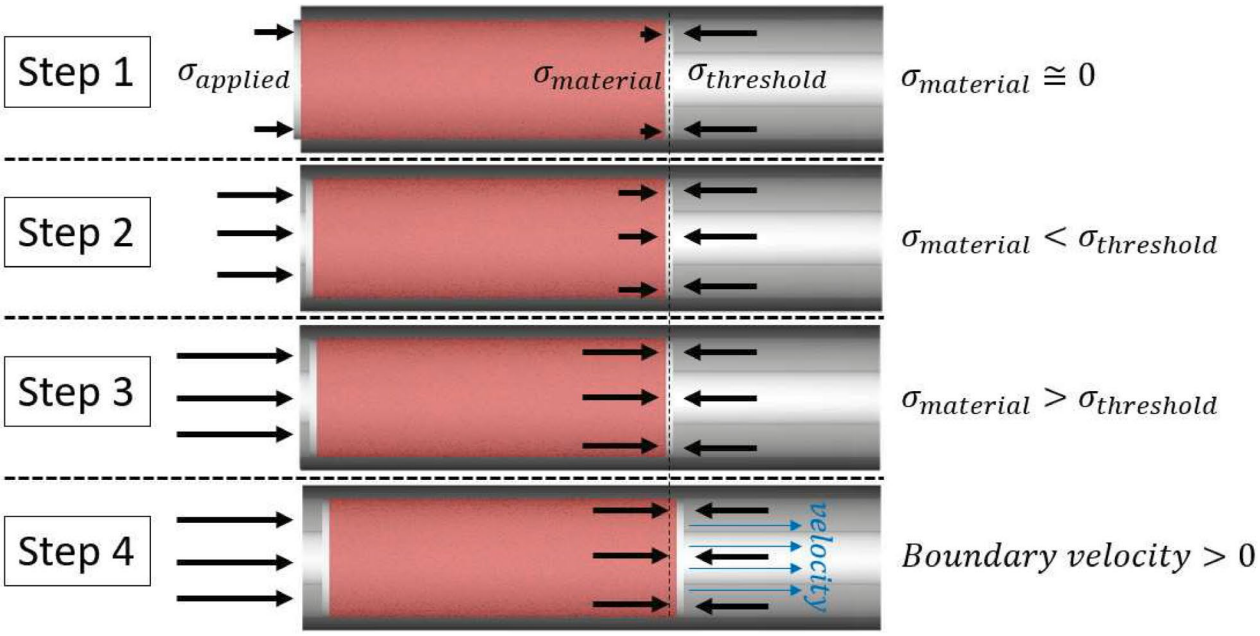


Рисунок 4.16 – Процедура симуляції заглушки для мобілізації тертя

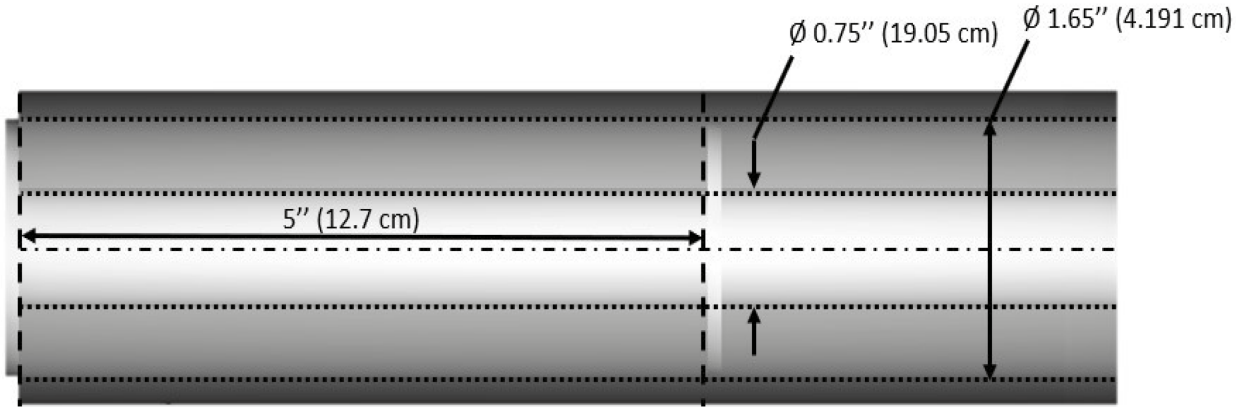


Рисунок 4.17 – Розміри прямої зони заглушки. Початкова довжина заглушки становить 5 дюймів, але після ущільнення осьова довжина змінюється

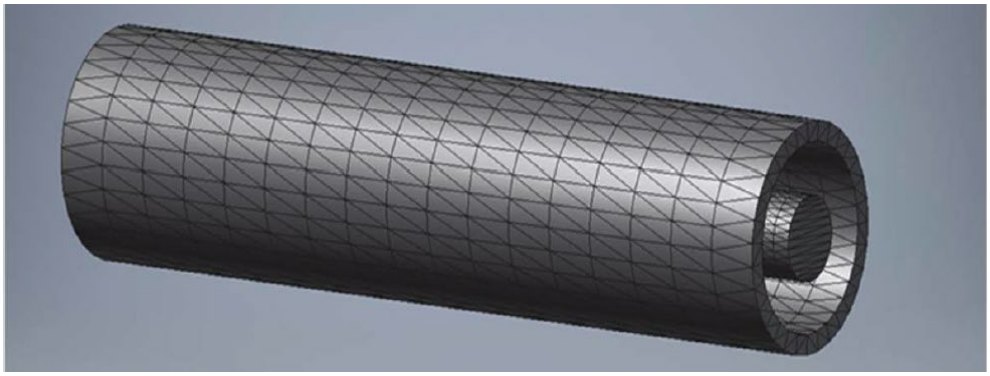


Рисунок 4.18 – Сітка корпусу прямої зони заглушки

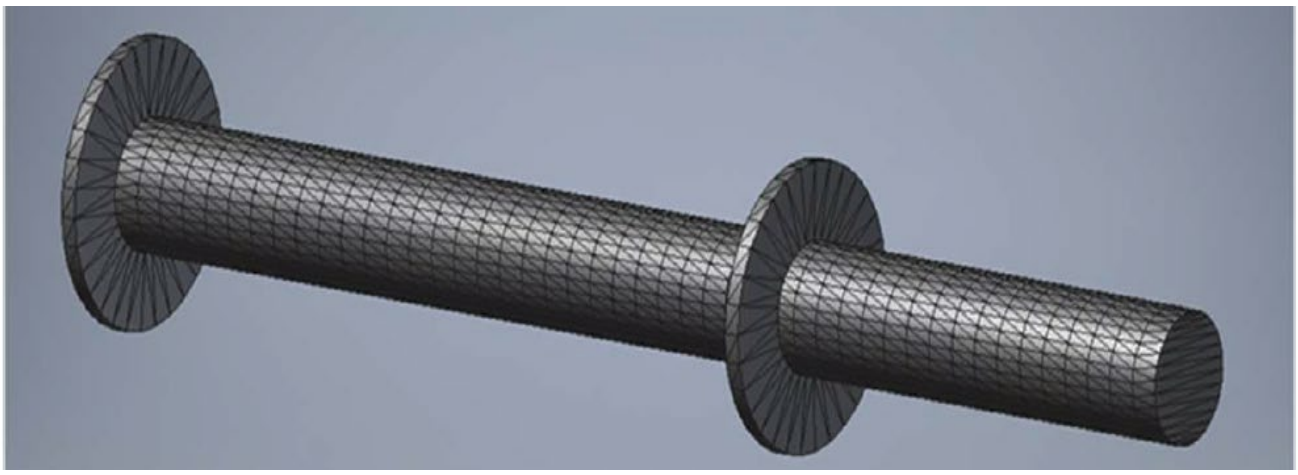


Рисунок 4.19 – Сітка вала прямої зони заглушки

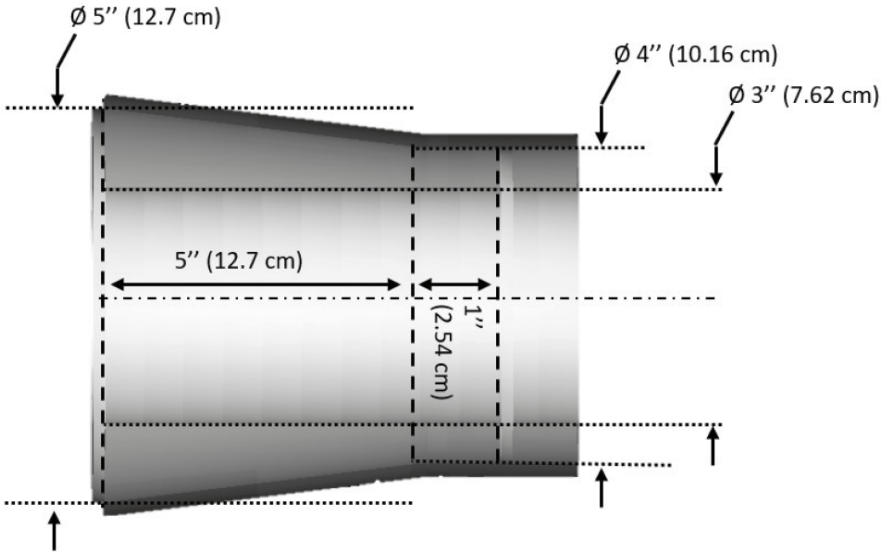


Рисунок 4.20 – Розміри звуженої зони заглушки

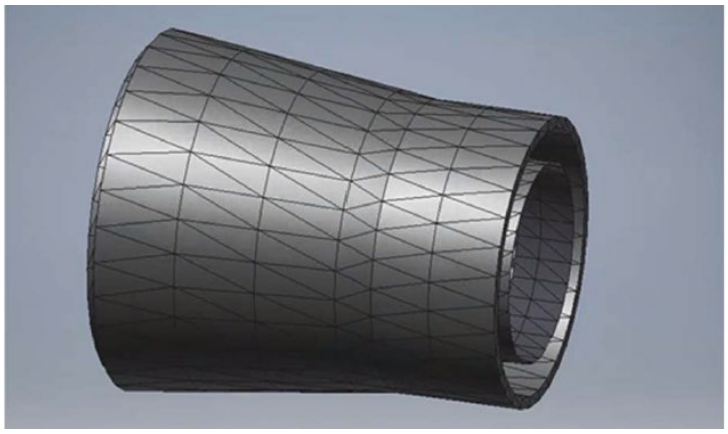


Рисунок 4.21 – Сітка корпусу звуженої зони заглушки

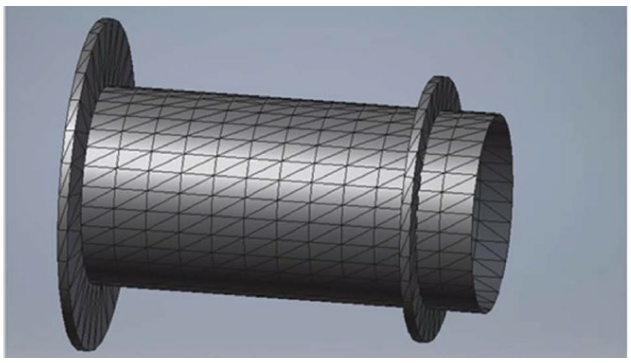


Рисунок 4.22 – Мережа вала звуженої зони заглушки

Тиск вимірювався в цих симуляціях за допомогою осесиметричних кільцевих Ейлерових контейнерів для часток, аналогічних тим, що використовувалися в зоні заглушки живильного гвинта. У цих контейнерах використовувався стандартний алгоритм, який підсумовує сили, що діють на частинки, які перетинають межі контейнера, і комбінує ці значення з площами граничних поверхонь контейнера для отримання середнього повного тензора напружень. Ця техніка була особливо важлива, оскільки, хоча система повинна бути осесиметричною, алгоритм генерації частинок, використаний для заповнення симуляції перед першим часовим кроком, створив незначно неоднорідну упаковку. Неоднорідність розташована поблизу точки зародження частинок і є результатом зниження ефективності упаковки при додаванні все більшої кількості частинок у систему. Цей ефект призводить до більш щільної упаковки поблизу точки зародження, що також призводить до вищих напружень у цій зоні.

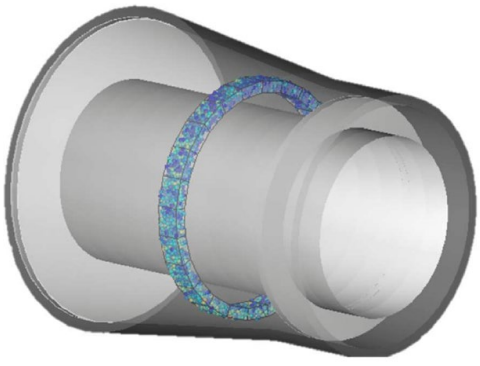


Рисунок 4.23 – Кільцевий Ейлеровий контейнер для часток

По-перше, еволюція твердих напружень для прямої зони заглушки, показана на рисунку 4.24, наведена на рисунку 4.25. У всіх симуляціях прямої заглушки спостерігається монотонне зростання всіх компонентів напруження з низьконапруженої сторони до високо напруженої. Як також видно на рисунку 4.25, співвідношення другорядних напружень до основного напруження залишається майже постійним по всій довжині. Однак другорядні напруження майже на порядок менші за основне напруження, що свідчить про те, що матеріал не знаходиться в стані гідростатичного тиску, як показали симуляції з гвинтом. На рисунку 4.25 також видно невелику аномалію з боку високого тиску заглушки (вхід до заглушки в симуляції). Одне з пояснень несподіваної зміни напружень полягає у складнощах, що виникають під час вимірювання тисків методом класифікації частинок. Коли контейнери для частинок розташовані близько до межі, ефекти упаковки частинок, спричинені вибраним розподілом розмірів і формою частинок, починають впливати на виміряні тиски.

Рисунок 4.24 – Напрямки напружень і координатна система

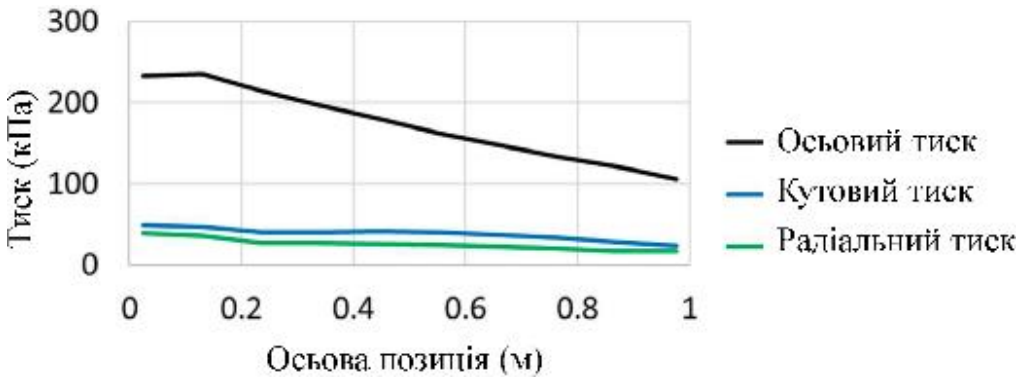


Рисунок 4.25 – Середні напруження вздовж довжини симуляцій прямої заглушки

За винятком деяких граничних ефектів з боку високого тиску, зростання від низького до високого тиску є послідовним. Осьове напруження значно більше, ніж радіальні та θ-напруження, і матеріал не знаходиться в стані гідростатичного тиску, як у симуляціях з живильним гвинтом.

Різниця між майже гідростатично навантаженою зоною заглушки, виявленою в симуляціях гвинта, та анізотропною зоною заглушки в окремих симуляціях не до кінця зрозуміла. Одне з можливих пояснень цієї невідповідності полягає в різниці між граничними умовами для зони заглушки в кожному випадку.

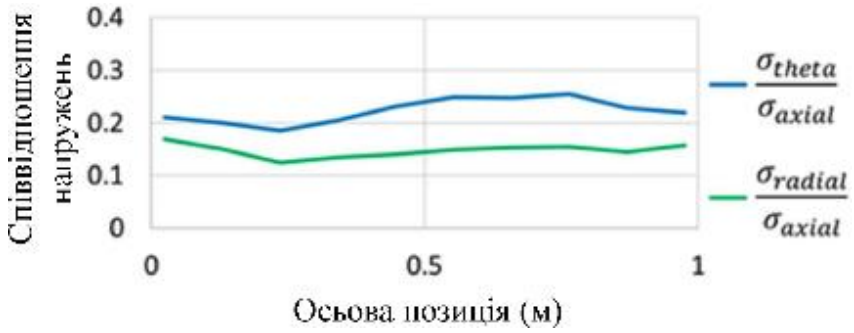


Рисунок 4.26 – Співвідношення середніх основних напружень вздовж довжини

В окремих симуляціях заглушка отримує рівномірне осьове напруження на всю кільцеву область, тоді як у симуляціях з гвинтом це не так. На рисунку 4.27 і рисунку 4.28 проілюстрована ця різниця, де яскраво забарвлені частинки знаходяться під більшими навантаженнями. Крім того, вхід до зони заглушки в симуляції з гвинтом піддається значним зсувним напруженням, чого немає в окремій симуляції. Невідповідність між зоною заглушки в окремих симуляціях і симуляціями гвинта не є основним об'єктом цього дослідження, тому в аналітичному підході використовується припущення про гідростатичний стан напружень.

Рисунок 4.29 ілюструє звужену зону заглушки, а рисунки 4.30 і 4.31 показують відповідно тверді напруження та співвідношення напружень вздовж довжини. Напруження, показані на рисунку 4.32, демонструють коливання в середині зони та нерівномірності на вході й виході. Очікується, що при використанні дрібніших частинок і більшого усереднення за часом тенденції продемонструють монотонне

зростання всіх напружень від виходу до входу. Як і в симуляціях прямої заглушки, осьове напруження залишається основним, але радіальне та θ-напруження значно ближчі за величиною. Вважається, що така поведінка викликана радіальним стисненням, яке зазнають частинки, проходячи через звужену зовнішню оболонку, що також пояснює, чому радіальне напруження більше за θ-напруження.

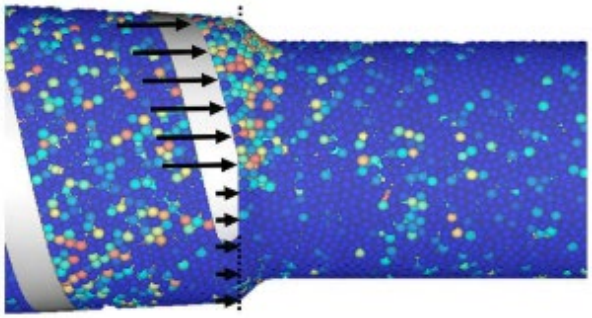


Рисунок 4.27 – Зона заглушки гвинтового живильника, вхід з високим тиском

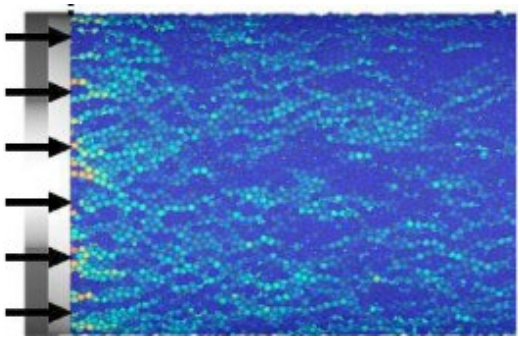


Рисунок 4.28 – Окрема зона заглушки, граничні умови з високим тиском

Рисунок 4.29 – Напрямки напружень і координатна система для симуляцій звуженої заглушки

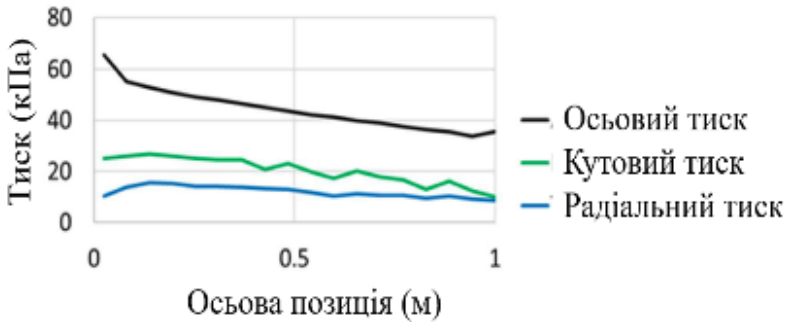


Рисунок 4.30 – Середні напруження вздовж довжини звуженої заглушки

Подібно до прямої заглушки, звужена заглушка показує, що осьове напруження значно більше за радіальні та θ-напруження. Однак через звуження, яке викликає радіальне стиснення, співвідношення осьового та радіального напружень більше, ніж у симуляціях прямої заглушки. Деякі коливання та збурення біля меж можна помітити, але вони є результатом вимірювання напружень і експериментальної установки.

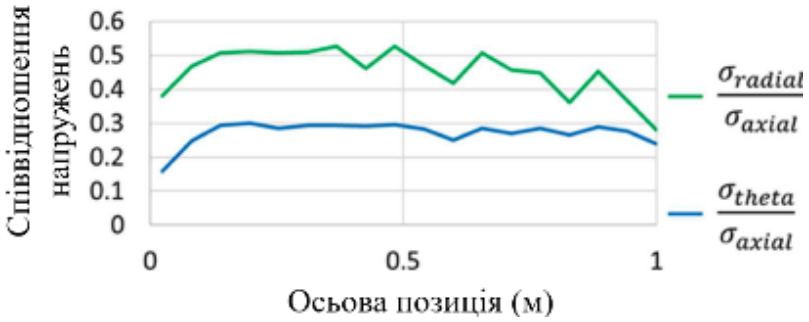


Рисунок 4.31 – Співвідношення середніх основних напружень вздовж довжини звуженої заглушки

4.3 Висновки з розділу

1. Симуляція компресійної секції показала, що тиск у гвинті не демонструє експоненціального зростання в зоні стиснення, суперечачи класичним моделям. Натомість він досягає піку на початку секції затвора, після чого поступово знижується через тертя з корпусом і валом гвинта. Параметри, такі як зворотний тиск, крок гвинта і коефіцієнт тертя між частинками, впливають на еволюцію тиску.

Ці результати показують сильну кореляцію між тиском і моментом на гвинті, але не пояснюють повністю розподіл навантаження уздовж гвинта.

2. Симуляції секції затвору живильного гвинта показали, що зона заглушки має суттєвий вплив на крутний момент гвинта та максимальні напруження в вузлі. Результати аналізу демонструють анізотропні напруження, які залежать від геометрії зони та граничних умов. Пряма зона заглушки виявила монотонне зростання осьових напружень, тоді як звужена зона додала радіальне стиснення, що змінило співвідношення між компонентами напружень. В обох випадках матеріал не знаходився в гідростатичному стані, що підтверджує важливість правильного моделювання напруженого стану в даних системах.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці в цеху з виготовлення паливних брикетів є важливою складовою забезпечення безпеки робітників і мінімізації ризиків, пов'язаних з виробничими процесами. Виробництво паливних брикетів з біомаси включає механічну та термічну обробку матеріалів, що вимагає дотримання відповідних стандартів безпеки. Основними аспектами охорони праці є запобігання травматизму, забезпечення пожежної безпеки, зменшення впливу шкідливих факторів на здоров'я працівників і забезпечення їхнього комфортного робочого середовища.

Механічні травми. В процесі виробництва використовуються різні машини, такі як дробарки, роторні пресувальні установки та подрібнювачі. Ризик механічних травм виникає при неправильній експлуатації обладнання або через відсутність захисних пристроїв. Робітники можуть отримати травми через контакт з рухомими частинами машин, потрапляння кінцівок у дробарки або зони пресування.

Шляхи вирішення: використання захисних кожухів і огороджень на обладнанні; забезпечення навчання персоналу щодо безпечної експлуатації обладнання; регулярне технічне обслуговування та перевірка справності устаткування; заборона на ручну подачу матеріалів без використання спеціалізованих пристроїв для подачі сировини.

Пилові вибухи. Під час подрібнення та сушіння біомаси в повітря виділяється велика кількість органічного пилу. Якщо цей пил накопичується в достатніх концентраціях і з'єднується з джерелом тепла, він може спричинити пиловий вибух. Це становить серйозну загрозу для життя і здоров'я працівників, а також для цілісності виробничого приміщення.

Шляхи вирішення: установка систем пиловловлювання та вентиляції для ефективного видалення пилу з повітря; регулярне очищення обладнання та робочих зон від пилу; використання пилонебезпечного обладнання та

матеріалів з відповідними сертифікатами; контроль рівня вологості біомаси перед початком подрібнення.

Пожежна небезпека. Виробництво паливних брикетів передбачає термічну обробку біомаси. Високі температури та можливість контакту з легкозаймистими матеріалами можуть призвести до виникнення пожежі. Особливо небезпечними є зони сушіння та пресування, де біомаса може перегріватися або загорятися.

Шляхи вирішення: забезпечення пожежних виходів та наявність вогнегасників у доступних місцях; встановлення автоматичних систем виявлення та гасіння пожежі; навчання персоналу правильному користуванню протипожежним обладнанням і діям у разі пожежі; регулярна перевірка стану електрообладнання для уникнення коротких замикань.

Шумове забруднення. Устаткування для переробки біомаси, таке як дробарки та роторні преси, створює високий рівень шуму. Тривалий вплив шуму може негативно вплинути на слух працівників та призвести до хронічних захворювань.

Шляхи вирішення: використання засобів індивідуального захисту органів слуху, таких як навушники або беруші; установка шумопоглинальних бар'єрів або ізолювання обладнання в окремі приміщення; організація перерв для працівників, щоб зменшити вплив шуму на організм.

Вплив на здоров'я працівників. Біомаса, що використовується для виробництва брикетів, може містити алергени, мікроорганізми або інші шкідливі речовини. При переробці матеріалу вони можуть потрапляти у повітря, що негативно впливає на органи дихання працівників.

Шляхи вирішення: використання індивідуальних засобів захисту, таких як респіратори або маски; забезпечення належної вентиляції та очищення повітря; проведення регулярних медичних оглядів персоналу для виявлення професійних захворювань на ранніх стадіях.

Пиловий вибух. Як було зазначено, пиловий вибух є однією з найбільших загроз в цеху з виготовлення брикетів. Накопичення пилу може бути невидимою загрозою, яка вибухає при наявності джерела тепла або іскри.

Заходи у разі надзвичайної ситуації: негайна евакуація персоналу з виробничого приміщення; виклик аварійних служб і блокування доступу до зони вибуху; використання системи автоматичного пожежогасіння для запобігання подальшому поширенню вогню.

Пожежа. Неправильне зберігання легкозаймистих матеріалів або несправності в електромережі можуть призвести до займання. Особливо небезпечно, якщо пожежа виникає під час термічної обробки біомаси.

Заходи у разі надзвичайної ситуації: негайне відключення всього обладнання від джерел живлення; використання первинних засобів пожежогасіння (порошкові або вуглекислотні вогнегасники); евакуація робітників та ізоляція зони займання; виклик пожежної служби для повної ліквідації загоряння.

Травматизм через несправність обладнання. Технічні несправності або зношеність обладнання можуть призвести до поломок, які створюють загрозу для життя працівників.

Заходи у разі надзвичайної ситуації: негайне відключення несправного обладнання та інформування керівництва про аварію; надання першої медичної допомоги постраждалим; проведення детального огляду несправностей та їх усунення.

Охорона праці та безпека в цеху з виготовлення паливних брикетів із біомаси рослинного походження є критично важливими для запобігання травматизму, пожеж та інших небезпек. Ефективна система безпеки включає як організаційні, так і технічні заходи, а також постійний моніторинг стану робочого середовища та обладнання. Тільки комплексний підхід дозволить забезпечити стабільну роботу підприємства та зберегти життя і здоров'я його працівників.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ГВИНТОВОГО ЖИВИЛЬНИКА ДЛЯ БРИКЕТУВАННЯ БІОМАСИ

Для оцінки техніки та технологій важливо визначити, наскільки конкретний варіант відповідає сучасним світовим стандартам (на рівні світових стандартів, вище або нижче цього рівня). При проведенні комплексної оцінки гвинтового живильника для брикетування біомаси як аналогічне обладнання використовуються гранулятори й брикетувальні установки для кормів ОПК 3.0-2 та мобільний прес-брикетувальник паливних брикетів «Biotruck». Дані для їхньої оцінки використовуються з наявних джерел.

Комплексна оцінка техніки проводиться наступним чином:

1. Визначаються ключові показники згідно з чинними документами.
2. Розраховуються технічні, експлуатаційні та економічні характеристики як для оцінюваного обладнання, так і для аналогів.
3. Проводяться підрахунки упредметнених і оперативних витрат на виконання технологічного процесу для різних варіантів.
4. Виводиться комплексний показник на основі отриманих даних за допомогою Excel.

Для визначення економічної ефективності гвинтового живильника використовується така формула:

$$k = (mK_{ту} + nJ_{про} + pK_{е})/(m + n + p), \quad (6.1),$$

де m, n, p — вагомі коефіцієнти для показників; $К_{ту}$ — технічний рівень обладнання; $J_{про}$ — інтегральна оцінка; $К_{е}$ — коефіцієнт енергетичної ефективності. Через складність визначення значень вагомості для практичних розрахунків застосовують узагальнений поправочний коефіцієнт R, що дорівнює 0,969.

Якщо значення k>1, то обладнання перевищує світовий рівень, якщо k=1 — відповідає світовому рівню, а k<1 означає, що рівень нижче світового.

Інтегральний показник якості розраховується за формулою:

$$J_{про} = J_{Н(Б)} / J_{Б(Н)} \quad (6.2),$$

де $J_Н$ і $J_Б$ — інтегральні показники оцінюваного та базового обладнання.

Для оцінки технічного рівня також враховуються такі фактори, як продуктивність, річне напрацювання, коефіцієнт технічного використання та інші експлуатаційні показники. Річні витрати включають в себе витрати на технічне обслуговування, амортизацію, споживання енергії та оплату праці оператора.

Загальні витрати розраховуються за формулою:

$$Q_{Б(Н)} = Q_м + Q_т + Q^п_м + Q^{ем} + Q^{ор}_м + Q_т, \quad (6.3)$$

де Qм, Qт, Qпм — енерговитрати на різні процеси виробництва й експлуатації, а також витрати на технічне обслуговування.

Розрахунки показали, що технічний рівень гвинтового живильника для брикетування біомаси є вищим у порівнянні з аналогами: ОПК 3.0-2 та «Biotruck», його коефіцієнти становлять K=1.618K = 1.618K=1.618 та K=1.456K = 1.456K=1.456 відповідно.

Річна економічна ефективність гвинтового живильника для брикетування біомаси розраховується за такою формулою:

$$E_г = (U_б + ЕК_б) - (U_н + ЕК_н), \quad (6.4),$$

де $U_б$ і $U_н$ — прямі виробничі витрати для базового та пропонованого обладнання, а $К_б$ і $К_н$ — капіталовкладення для базового й оцінюваного варіантів. Нормативний коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень становить 0,15.

Розрахунки показують, що річна економічна ефективність гвинтового живильника складає 1622500 грн, або 647 грн на тонну брикетів.

Комплексна оцінка гвинтового живильника для брикетування біомаси показала, що його технічний рівень є вищим порівняно з аналогами — ОПК 3.0-2 та «Biotruck». Його коефіцієнти технічного рівня становлять K=1.456. Річна економічна ефективність цього обладнання для середнього господарства складає 647 грн на тонну брикетів.

ВИСНОВКИ

1. Сьогодні у світі спостерігається зростання населення, і це також пов'язано зі збільшенням попиту на енергію. Записи показали, що існує великий тиск на викопне паливо, яке зменшується швидкими темпами і зростаюче використання якого має наслідки, що призводять до зміни клімату. Щоб запобігти майбутній енергетичній кризі та пом'якшити зміну клімату, стало вкрай необхідним джерело для альтернативного енергопостачання. Біомаса дає можливість зменшити нашу залежність від викопного палива. Проблема з біомасою полягає в тому, що вона зазвичай має низьку масу та щільність енергії, що створює проблему обробки, транспортування та зберігання. Однак ця проблема стримується брикетуванням, яке також покращує щільність біомаси, час горіння та теплотворну здатність.

2. В даний час машини для брикетування включають шнековий прес-екструдер, роликовий прес і поршневий прес (механічний або гідравлічний). Крім того, успішне брикетування вимагає фінансування та оцінки його економічної доцільності, оскільки продукція призначена для того, щоб служити альтернативою існуючим видам палива. Ця оцінка досягається шляхом аналізу різних витрат, включаючи економічні показники, такі як NPV, PBP, IRR та BCR.

3. Розроблено математичну модель секції затвору, що дозволяє описати еволюцію напруги у твердій фазі, враховуючи різні геометричні конфігурації, такі як постійний радіус та звужений корпус. Застосовуючи баланс осьової сили, побудовано диференціальне рівняння, яке описує зміну осьової напруги з радіусом. Використано теорію Мора-Кулона для встановлення зв'язку між зсувними та нормальними напругами, а також проаналізовано різні стани матеріалу в умовах механічного навантаження. Модель передбачає, що в секції затвору матеріал перебуває в переважно ізотропному стані напруження, що дозволяє спростити розрахунки, використовуючи середнє осьове напруження як наближення до тиску в твердому тілі.

4. Симуляція компресійної секції показала, що тиск у гвинті не демонструє експоненціального зростання в зоні стиснення, суперечачи класичним моделям. Натомість він досягає піку на початку секції затвора, після чого поступово знижується через тертя з корпусом і валом гвинта. Параметри, такі як зворотний тиск, крок гвинта і коефіцієнт тертя між частинками, впливають на еволюцію тиску. Ці результати показують сильну кореляцію між тиском і моментом на гвинті, але не пояснюють повністю розподіл навантаження уздовж гвинта.

5. Симуляції секції затвору живильного гвинта показали, що зона заглушки має суттєвий вплив на крутний момент гвинта та максимальні напруження в вузлі. Результати аналізу демонструють анізотропні напруження, які залежать від геометрії зони та граничних умов. Пряма зона заглушки виявила монотонне зростання осьових напружень, тоді як звужена зона додала радіальне стиснення, що змінило співвідношення між компонентами напружень. В обох випадках матеріал не знаходився в гідростатичному стані, що підтверджує важливість правильного моделювання напруженого стану в даних системах.

6. Комплексна оцінка гвинтового живильника для брикетування біомаси показала, що його технічний рівень є вищим порівняно з аналогами — ОПК 3.0-2 та «Biotruck». Його коефіцієнти технічного рівня становлять K = 1,456. Річна економічна ефективність цього обладнання для середнього господарства складає 647 грн на тонну брикетів.

Бібліографія

1. Алієв Е. Б. (2023). Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука, 340 с. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9

2. Sansaniwal, S. K., Pal, K., Rosen, M. A., & Tyagi, S. K. (2017). Recent advances in the development of biomass gasification technology: A comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 72, 363–384.

3. Tursi, A. (2019). A review on biomass: Importance, chemistry, classification, and conversion. Biofuel Research Journal, 22, 962–979.

4. International Energy Agency. (2019). CO2 Emissions from Fuel Combustion—Highlights. Available online: www.iea.org/tandc/ (accessed on November 20, 2019).

5. United Nations Environment Programme. (2019). Emissions Gap Report 2019. Available online: https://www.unenvironment.org/resources/emissions-gap-report-2019 (accessed on November 20, 2019).

6. Watts, N., Amann, M., Ayeb-Karlsson, S., Berry, H., Boykoff, M., Montgomery, H., & Costello, A. (2018). The 2018 report of the Lancet Countdown on health and climate change: Shaping the health of nations for centuries to come. The Lancet, 392, 2479–2514.

7. Anenberg, S. C., Balakrishnan, K., Jetter, J., Masera, O., Mehta, S., Moss, J., & Ramanathan, V. (2013). Cleaner cooking solutions to achieve health, climate, and economic co-benefits. Environmental Science & Technology, 47, 3944–3952.

8. Jetter, J. J., & Kariher, P. (2009). Solid-fuel household cook stoves: Characterization of performance and emissions. Biomass and Bioenergy, 33, 294–305.

9. MacCarty, N., Still, D., & Ogle, D. (2010). Fuel use and emissions performance of fifty cooking stoves in the laboratory and related benchmarks of performance. Energy for Sustainable Development, 14, 161–171.

10. Tumuluru, S. J., Wright, C. T., Hess, J. R., & Kenney, K. L. (2011). A review of biomass densification systems to develop uniform feedstock commodities for bioenergy application. Biofuels, Bioproducts and Biorefining, 5, 683–707.

11. Geyer, W., & Iriarte, L. (2007). Biomass for energy in Europe and the United States. In National Convention of the Society of American Foresters 2007: Sustaining America's Forests (pp. 12–17). Society of American Foresters: Portland, OR, USA.

12. Kumar, D., & Singh, B. (2017). Role of biomass supply chain management in sustainable bioenergy production. Biofuels, 1, 1–11.

13. Baqir, M., Kothari, R., & Singh, R. P. (2018). Fuel wood consumption, and its influence on forest biomass carbon stock and emission of carbon dioxide: A case study of Kahinaur, district Mau, Uttar Pradesh, India. Biofuels, 1, 1–10.

14. Cherubini, F., Bird, N. D., Cowie, A., Jungmeier, G., Schlamadinger, B., & Woess-Gallasch, S. (2009). Energy- and greenhouse gas-based LCA of biofuel and bioenergy systems: Key issues, ranges and recommendations. Resources, Conservation and Recycling, 53, 434–447.

15. International Energy Agency (IEA). (2010). World Energy Outlook 2010. Available online: https://www.iea.org/newsroom/news/2010/november/world-energy-outlook-2010.html (accessed on October 18, 2018).

16. Asresu, A. T. (2017). Biomass briquetting: Opportunities for the transformation of traditional biomass energy in Ethiopia. Journal of Energy Technologies and Policy, 7, 46–54.

17. Ahiataku-Togobo, W., & Ofosu-Ahenkorah, A. (2009). Bioenergy policy implementation in Ghana. In Proceedings of the COMPETE International Conference, Lusaka, Zambia, May 26–28. Available online: http://www.compete-bioafrica/zambia/presentations_conference.html (accessed on October 18, 2018).

18. Mwakubo, S., Ikiara, M., & Aligula, E. (2007). Strategies for Securing Energy Supply in Kenya. Kenya Institute for Public Policy Research and Analysis: Nairobi, Kenya. Available online: https://searchworks.stanford.edu/view/7771943 (accessed on October 18, 2018).

19. Agbro, E. B., & Ogie, N. A. (2012). A comprehensive review of biomass resources and biofuel production potential in Nigeria. Research Journal of Engineering and Applied Sciences, 1, 149–155.

20. Rahman, M. A., Møller, H. B., & Alam, M. M. (2018). Assessing the energy potential of agricultural residues and an approach to meet the rural energy demand: The Bangladesh perspective. Biomass Conversion and Biorefinery, 8, 925–934.

21. World Energy Outlook. (2006). Energy for Cooking in Developing Countries. In Focus on Key Topics (pp. 419–445). OECD/IEA: Paris, France. Available online: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/cooking.pdf (accessed on October 28, 2018).

22. Ribeiro, A. P., & Rode, M. (2016). Spatialized potential for biomass energy production in Brazil: An overview. Brazilian Journal of Science and Technology, 17, 1–13.

23. Tripathi, A. K., Iyer, P. V. R., & Kandpal, T. C. (1998). A techno-economic evaluation of biomass briquetting in India. Biomass and Bioenergy, 14, 479–488.

24. Chen, H. (2015). Lignocellulose biorefinery product engineering. In Lignocellulose Biorefinery Engineering (1st ed., pp. 125–165). Woodhead Publishing Limited: Cambridge, UK.

25. Trubetskaya, A., Leahy, J. J., Yazhenskikh, E., Müller, M., Layden, P., Johnson, R., Ståhl, K., & Monaghan, R. F. D. (2019). Characterization of woodstove briquettes from torrefied biomass and coal. Energy, 171, 853–865.

26. Christoforou, E., & Fokaides, P. A. (2019). Advances in Solid Biofuels (1st ed.). Green Energy and Technology. Springer: Cham, Switzerland.

27. Andrić, I., Jamali-Zghal, N., Santarelli, M., Lacarrière, B., & Le Corre, O. (2015). Environmental performance assessment of retrofitting existing coal-fired power plants to co-firing with biomass: Carbon footprint and emergy approach. Journal of Cleaner Production, 103, 13–27.

28. Christoforou, E., & Fokaides, P. A. (2016). A review of olive mill solid wastes to energy utilization techniques. Waste Management, 49, 346–363.

29. Mitchual, S. J., Katamani, P., & Afrifa, K. A. (2019). Fuel characteristics of binder-free briquettes made at room temperature from blends of oil palm mesocarp fibre and Ceiba pentandra. Biomass Conversion and Biorefinery, 9, 541–551.

30. International Organization for Standardization (ISO). (2014). ISO 16559: Solid Biofuels—Terminology, Definitions and Descriptions. ISO: Geneva, Switzerland.

31. Danjuma, M. N., Maiwada, B., & Tukur, R. (2013). Disseminating biomass briquetting technology in Nigeria: A case for briquettes production initiatives in Katsina State. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 3, 2–20.

32. Shabani, N., & Sowlati, T. (2013). A mixed integer non-linear programming model for tactical value chain optimization of a wood biomass power plant. Applied Energy, 104, 353–361.

33. Ramamoorthy, N. K., Tr, T. R., & Sahadevan, R. (2020). Production of bioethanol by an innovative biological pre-treatment of a novel mixture of surgical waste cotton and waste card board. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 42, 942–953.

34. Mishra, R. K., & Mohanty, K. (2018). Characterization of non-edible lignocellulosic biomass in terms of their candidacy towards alternative renewable fuels. Biomass Conversion and Biorefinery, 8, 799–812.

35. Demirbas, A. (2004). Combustion characteristics of different biomass fuels. Progress in Energy and Combustion Science, 30, 219–320.

36. Brunerová, A., Roubík, H., & Brožek, M. (2018). Bamboo fiber and sugarcane skin as a bio-briquette fuel. Energies, 11, 2186.

37. Onoja, E., Chandren, S., Abdul Razak, F. I., Mahat, N. A., & Wahab, R. A. (2019). Oil palm (Elaeis guineensis) biomass in Malaysia: The present and future prospects. Waste and Biomass Valorization, 10, 2099–2117.

38. Bajwa, D. S., Peterson, T., Sharma, N., Shojaeiarani, J., & Bajwa, S. G. (2018). A review of densified solid biomass for energy production. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 96, 296–305.

39. International Organization for Standardization (ISO). (2014). ISO 17225-1: Solid Biofuels—Fuel Specifications and Classes—Part 1: General Requirements. ISO: Geneva, Switzerland.

40. Njenga, M., Karanja, N., Prain, G., Malii, J., Munyao, P., & Gathuru, K. (2009). Community-based energy briquette production from urban organic waste at Kahawa Soweto informal settlement, Nairobi. Urban Harvest Working Paper Series, No. 5. International Potato Center: Lima, Peru.

41. Sugumaran, P., & Seshadri, S. (2010). Biomass charcoal briquetting: Technology for alternative energy-based income generation in rural areas. Shri AMM Murugappa Chettiar Research Centre: Taramani, Chennai.

42. Muazu, R. I., & Stegemann, J. A. (2015). Effects of operating variables on durability of fuel briquettes from rice husks and corn cobs. Fuel Processing Technology, 133, 137–145.

43. Dinesha, P., Kumar, S., & Rosen, M. A. (2018). Biomass briquettes as an alternative fuel: A comprehensive review. Energy Technologies, 1, 1–21.

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

Чисельне моделювання гвинтового живильника для брикетування біомаси

Виконав: магістрант групи МгАІ-2-23
Зленко Олександр Вадимович

Керівник: д-р техн. наук, страш. дослід.
Алієв Ельчин Бахтияр огли

Дніпро, 2024

Мета і задачі досліджень 2

Метою дослідження є розробка та обґрунтування чисельної моделі гвинтового живильника для брикетування біомаси, що забезпечує оптимізацію конструктивних і технологічних параметрів, підвищення енергоефективності та якості готової продукції.

Для досягнення цієї мети передбачається виконати наступні **задачі досліджень**:

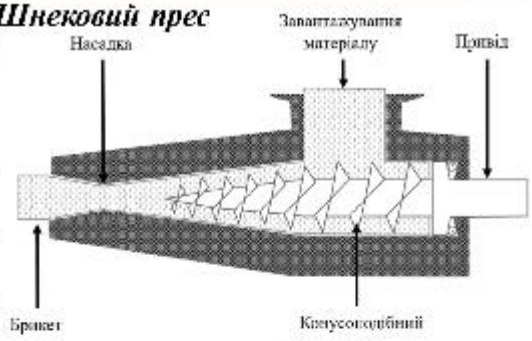
1. Дослідити сучасні ресурси біомаси, механізми ущільнення та зв'язування частинок, технологічні процеси виробництва брикетів, а також технічні засоби, які використовуються для брикетування.
2. Проаналізувати принципи роботи гвинтового живильника, створити аналітичні моделі секцій затвору та компресії, визначити ключові параметри для оптимізації.
3. Визначити основні моделі сил, геометричні параметри, матеріальні властивості та налаштування для проведення чисельного моделювання.
4. Виконати симуляції секцій компресії та затвору, визначити напружено-деформований стан біомаси, оцінити вплив конструктивних і технологічних параметрів на процес ущільнення.
5. Розрахувати економічну доцільність впровадження вдосконаленої конструкції, враховуючи зниження енергоспоживання, підвищення продуктивності та якість брикетів.
6. Оцінити ризики під час експлуатації обладнання, розробити рекомендації щодо підвищення рівня безпеки та зниження негативного впливу на довкілля.

Стан і напрями досліджень

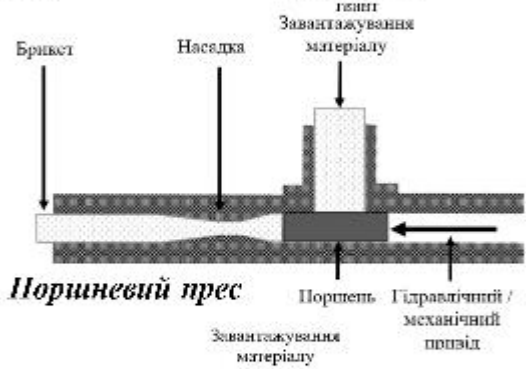
Порівняння різних брикетних пресів

Параметр	Шнековий прес	Роликовий прес	Поршневий прес
Оптимальна вологість сировини (%)	4–8	10–15	10–15
Необхідний розмір частинок (мм)	2.6	Менше 4	6 12
Форма	Циліндричні	Еліптичні	Циліндричні
Розміри (мм)	Довжина: 1940	31,75 × 20,32 × 11,16	32 × 25
	Ширина: 750		
	Висота: 1310		
Знос контактних деталей	Високий	Низький	Низький
Вихід з машини	Безперервний	Безперервний	Штрихами
Питома витрата енергії (кВт·год/т)	36.8–150	29.91–83.1	37.4–77
Пропускна здатність (т/год)	0.5–1	5–10	2.5
Щільність одиниці (г/см³)	1–1.4	Інформація відсутня	Менше 0,1
Насипна щільність (г/см³)	0.5–0.6	0.48–0.53	0.4–0.5
Продуктивність спалювання брикетів	Дуже добре	Помірний	Помірний
Обслуговування	Низький	Високий	Високий
Однорідність ущільнених біомас	Гомогенні	Не однорідний	Не однорідний

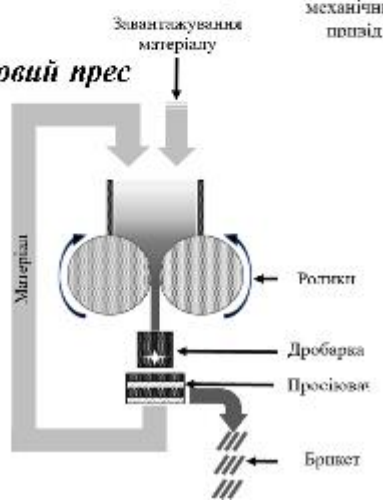
Шнековий прес

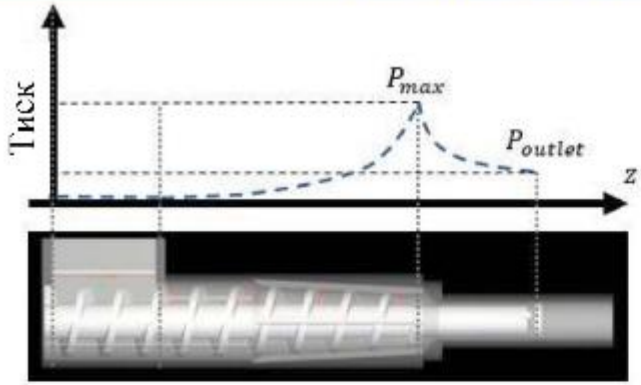


Поршневий прес

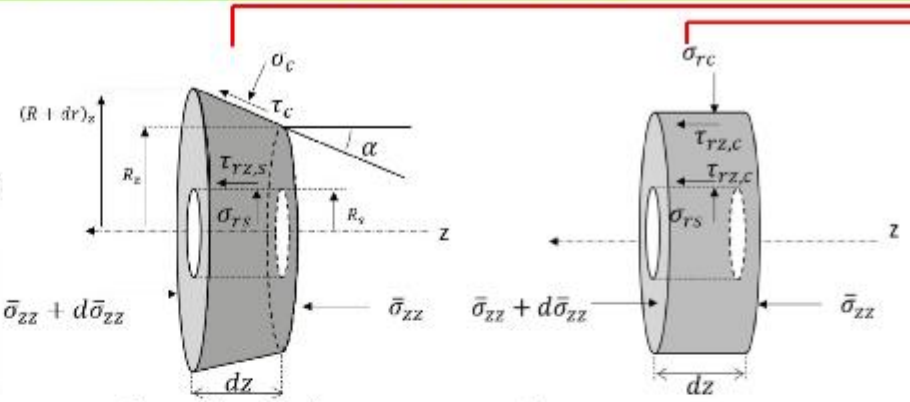


Роликовий прес





Фактичний профіль тиску

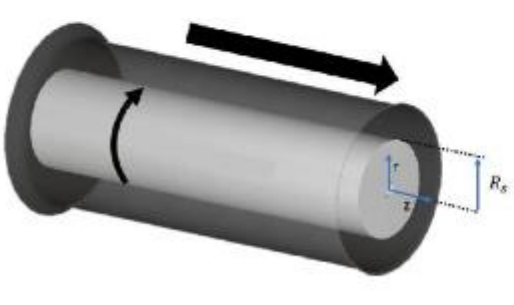


Диференціальний елемент секції гвинтового живильника

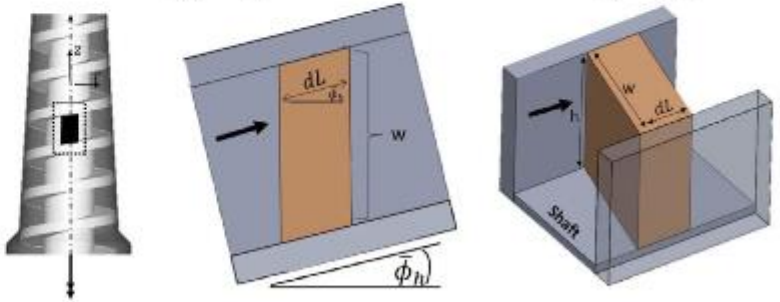
де σ_{zz} – це середня осьова нормальна напруга на перерізі. Далі використовується теорія Мора-Кулона для встановлення зв'язку між $\tau_{rz,b}$, $\tau_{rz,s}$ і σ_{zz}

Баланс осьової сили на елементі $\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{dz} - \frac{2(\tau_{rz,c}R_c + \tau_{rz,s}R_s)}{R_c^2 - R_s^2} = 0$

$$\frac{d\bar{\sigma}_{zz}}{dz} = \frac{2(\sigma_c R_z tan\,(0) + \tau_c R_z + \tau_s R_s - \bar{\sigma}_{zz} R_z \tan(0))}{R_z^2 - R_s^2} = \frac{2(\tau_b R_z + \tau_s R_s)}{R_z^2 - R_s^2}$$



Модель моменту в секції затвору

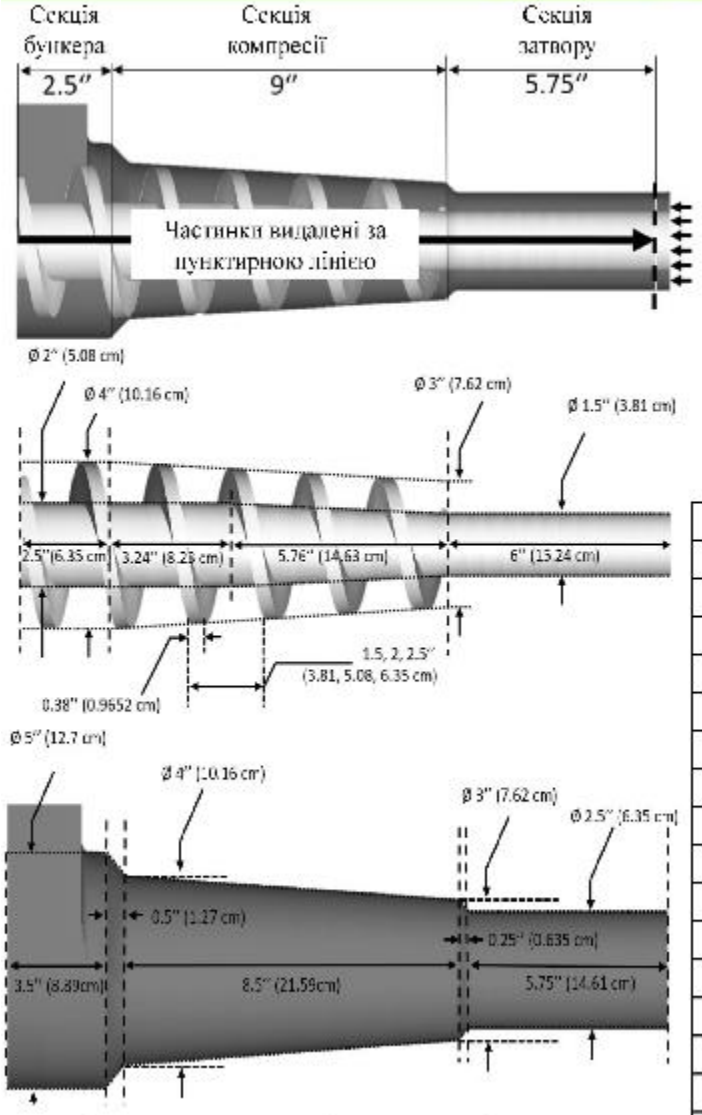


Елемент матеріалу, що взасмодіє з поверхнею

Момент на одному елементі гвинта $dT_z(z) = \boldsymbol{R}_{shaft} \times \boldsymbol{F}_{screw,shaft} + \bar{\boldsymbol{R}}_{screw} \times \boldsymbol{F}_{screw,face}$

Обчислення повного моменту гвинта $\Sigma_1^n \frac{\bar{P}_z \mu_w}{\sin(\bar{\phi}_h)} \left(2\overline{h_z} cos(\bar{\phi}_h) * \overline{R_{screw,z}} + \overline{w_z} cos(\bar{\phi}_h)^2 * \overline{R_{shaft,z}}\right) * \Delta z \; ; n = \frac{L_{screw}}{\Delta z}$

Методика чисельного моделювання



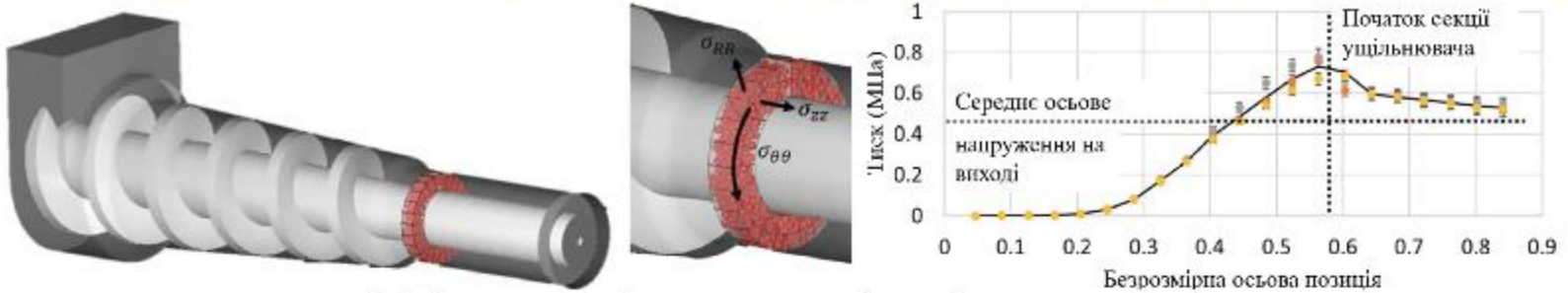
Загальна геометрія симуляції гвинта

Симуляція гвинтого живильника для стиснення, яка показує заповнення частинками на початковому часовому кроці

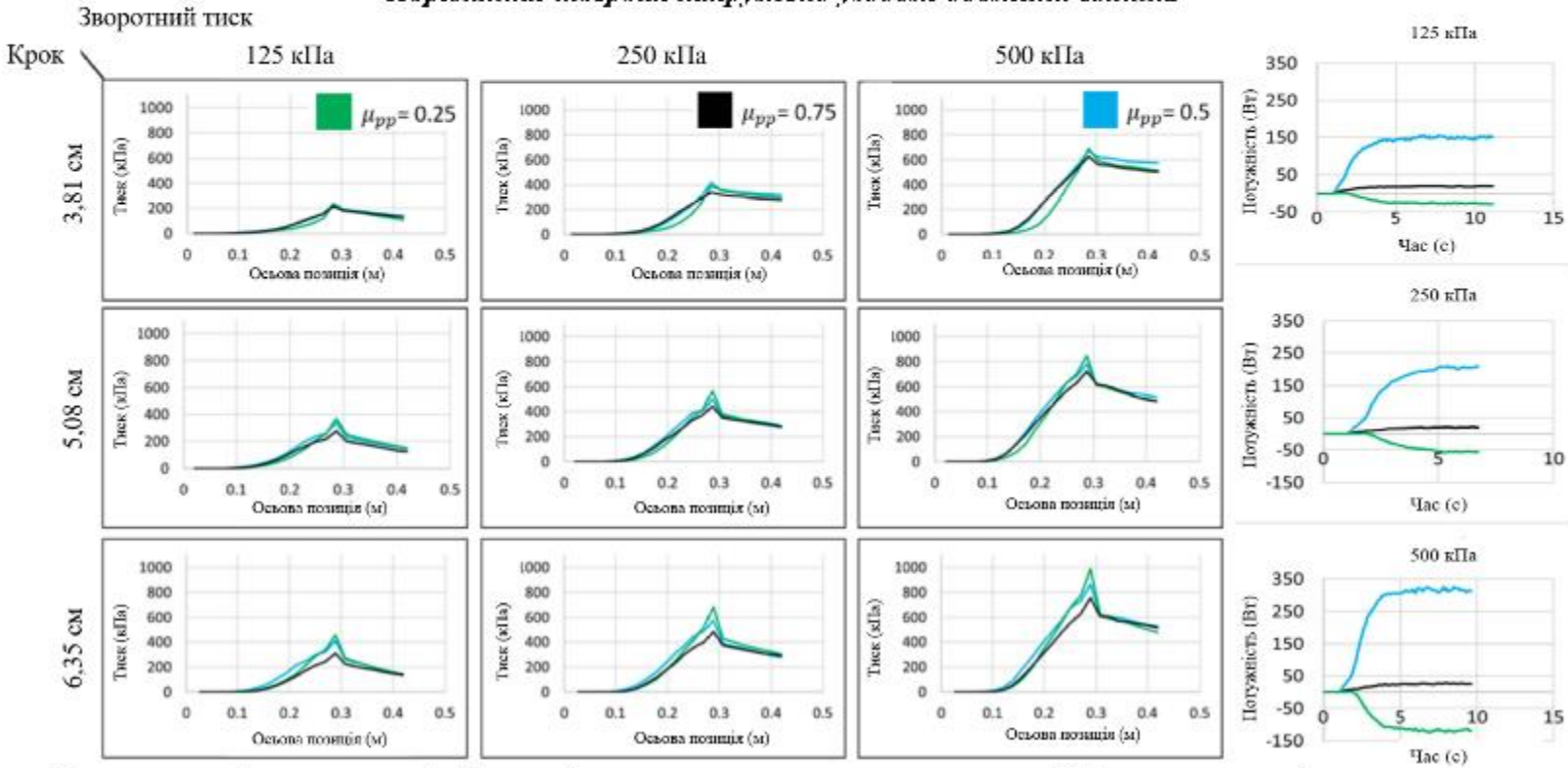
Вхідні властивості для симуляції гвинтого живильника

Параметр	Позн.	Значення
Сила на виході (зворотний тиск)	F_{outlet}	250, 500, 1000 [Н]
Швидкість обертання гвинта	ω	5 [рад/сек]
Модуль Юнга граничної поверхні	$E_{boundary}$	10 [ГПа]
Коефіцієнт Пуассона граничної поверхні	$\nu_{boundary}$	-
Об'ємний модуль Юнга частинок	$E_{particle}$	100 [МПа]
Коефіцієнт Пуассона частинок	$\nu_{particle}$	-
Густина частинок	$\rho_{particle}$	500 [кг/м^3]
Статичне тертя між частинками	$\mu_{pp\,static}$	0,25, 0,5, 0,75
Динамічне тертя між частинками	$\mu_{pp\,dynamic}$	0,25, 0,5, 0,75
Коефіцієнт відновлення між частинками	e_{pp}	0,3
Статичне тертя частинка-поверхня	$\mu_{pb\,static}$	0,4
Динамічне тертя частинка-поверхня	$\mu_{pb\,dynamic}$	0,4
Коефіцієнт відновлення частинка-поверхня	e_{pb}	0,3
Діапазон розмірів частинок	d	2,5-3,0 [мм]
Тип розподілу частинок	-	Рівномірний
Часовий крок	Δt	10^{-6} [с]

Результат чисельного моделювання (симуляція секції компресії)



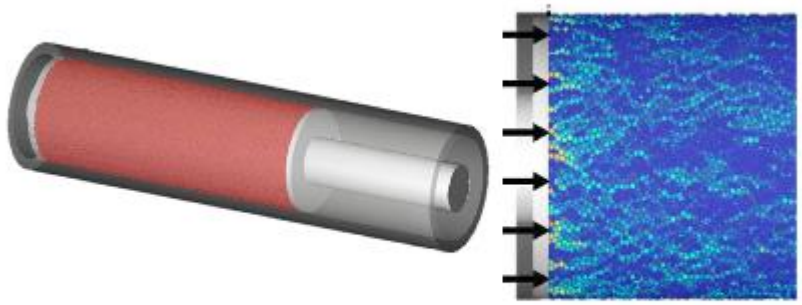
Порівняння твердих напружень уздовж довжини гвинта

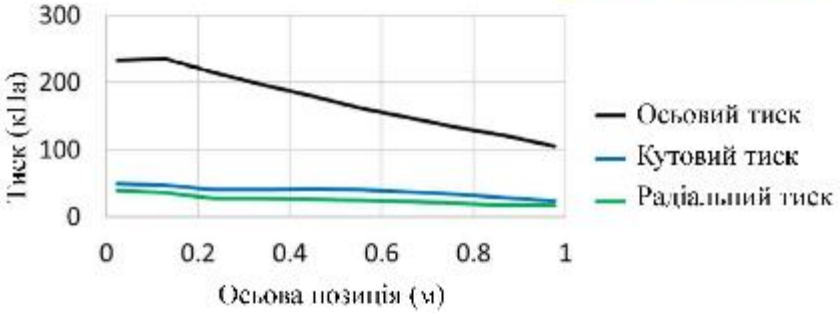


Тиск у гвинті в залежності від позиції, зворотного тиску, кроку та коефіцієнта тертя між частинками

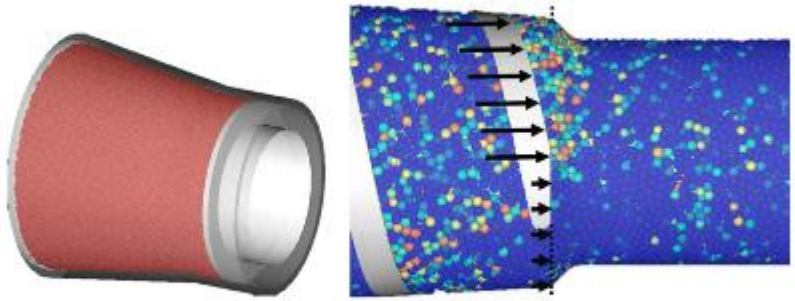
Результат чисельного моделювання (симуляція секції затвору) 7

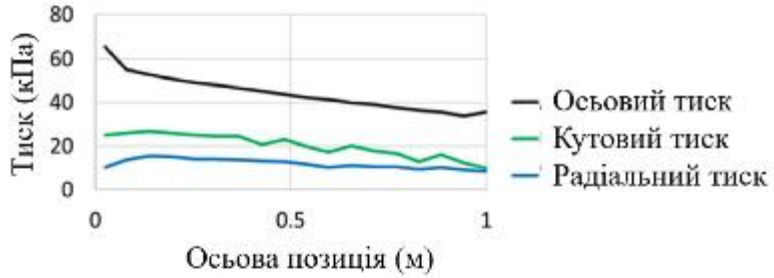
Симуляція прямої зони заглушки



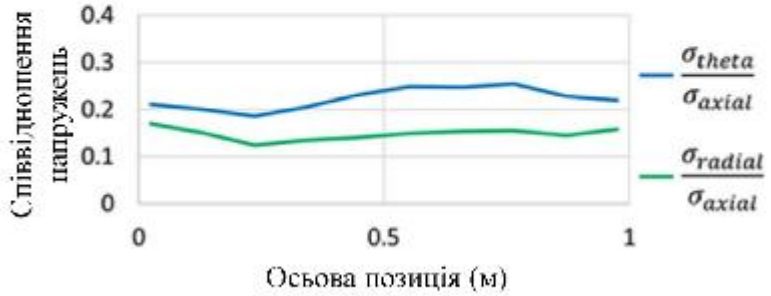


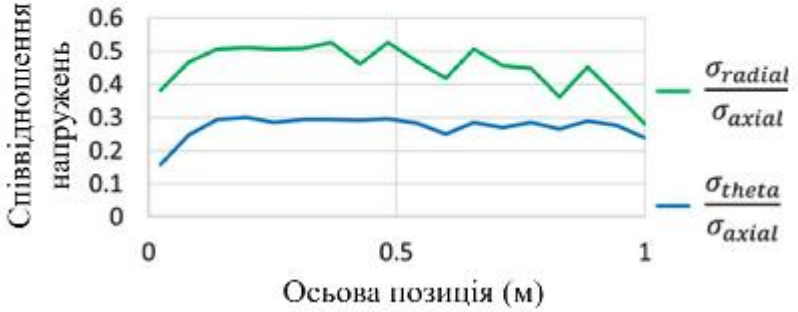
Симуляція звуженої зони заглушки





Середні напруження вздовж довжини заглушки





Співвідношення середніх основних напружень вздовж довжини заглушки

Економічна ефективність гвинтового живильника для брикетування біомаси 8

Економічної ефективності гвинтового живильника $k = (mK_{ту} + nJ_{про} + pK_е)/(m + n + p)$,

де m, n, p — вагомі коефіцієнти для показників; $K_{ту}$ — технічний рівень обладнання; $J_{про}$ — інтегральна оцінка; $K_е$ — коефіцієнт енергетичної ефективності

Інтегральний показник якості $J_{про} = J_{Н(Б)} / J_{Б(Н)}$

де $J_Н$ і $J_Ь$ — інтегральні показники оцінюваного та базового обладнання

Загальні витрати $Q_{Б(Н)} = Q_м + Q_т + Q^{п}_{м} + Q^{ем} + Q^{ор}_{м} + Q_т$,

де Qм, Qт, Qпм — енерговитрати на різні процеси виробництва й експлуатації, а також витрати на технічне обслуговування

Річна економічна ефективність гвинтового живильника для брикетування біомаси $E_г = (U_б + ЕК_б) - (U_н + ЕК_н)$,

де $U_б$ і $U_ц$ — прямі виробничі витрати для базового та пропонованого обладнання, а $K_б$ і $K_ц$ — капіталовкладення для базового й оцінюваного варіантів

Показники	Гвинтовий живильник	ОПК 3.0-2	«Biotruck»
Продуктивність, т/год	1,8	1,2	1,5
Річне напрацювання, год	2500	2200	2300
Коефіцієнт технічного використання	0,95	0,88	0,9
Енерговитрати, кВт·год/т	45	60	55
Річні експлуатаційні витрати, грн	1622500	1900000	1800000
Амортизаційні витрати, грн/рік	250000	280000	270000
Річна економічна ефективність, грн/т	647	520	580
Інтегральний показник якості	1,618	1,456	1,456

Висновки 9

1. Сьогодні у світі спостерігається зростання населення, і це також пов'язано зі збільшенням попиту на енергію. Записи показали, що існує великий тиск на викопне паливо, яке зменшується швидкими темпами і зростаюче використання якого має наслідки, що призводять до зміни клімату. Щоб запобігти майбутній енергетичній кризі та пом'якшити зміну клімату, стало вкрай необхідним джерело для альтернативного енергопостачання. Біомаса дає можливість зменшити нашу залежність від викопного палива. Проблема з біомасою полягає в тому, що вона зазвичай має низьку масу та щільність енергії, що створює проблему обробки, транспортування та зберігання.
2. В даний час машини для брикетування включають шнековий прес-екструдер, роликовий прес і поршневий прес (механічний або гідравлічний). Крім того, успішне брикетування вимагає фінансування та оцінки його економічної доцільності, оскільки продукція призначена для того, щоб служити альтернативою існуючим видам палива. Розроблено математичну модель секції затвору, що дозволяє описати еволюцію напруги у твердій фазі, враховуючи різні геометричні конфігурації, такі як постійний радіус та звужений корпус. Застосовуючи баланс осьової сили, побудовано диференціальне рівняння, яке описує зміну осьової напруги з радіусом. Використано теорію Мора-Кулона для встановлення зв'язку між зсувними та нормальними напругами, а також проаналізовано різні стани матеріалу в умовах механічного навантаження. Модель передбачає, що в секції затвору матеріал перебуває в переважно ізотропному стані напруження, що дозволяє спростити розрахунки, використовуючи середнє осьове напруження як наближення до тиску в твердому тілі.
3. Симуляція компресійної секції показала, що тиск у гвинті не демонструє експоненціального зростання в зоні стиснення, суперечачи класичним моделям. Натомість він досягає піку на початку секції затвора, після чого поступово знижується через тертя з корпусом і валом гвинта. Параметри, такі як зворотний тиск, крок гвинта і коефіцієнт тертя між частинками, впливають на еволюцію тиску. Ці результати показують сильну кореляцію між тиском і моментом на гвинті, але не пояснюють повністю розподіл навантаження уздовж гвинта.
4. Симуляції секції затвору живильного гвинта показали, що зона заглушки має суттєвий вплив на крутний момент гвинта та максимальні напруження в вузлі. Результати аналізу демонструють анізотропні напруження, які залежать від геометрії зони та граничних умов. Пряма зона заглушки виявила монотонне зростання осьових напружень, тоді як звужена зона додала радіальне стиснення, що змінило співвідношення між компонентами напружень. В обох випадках матеріал не знаходився в гідростатичному стані, що підтверджує важливість правильного моделювання напруженого стану в даних системах.
5. Комплексна оцінка гвинтового живильника для брикетування біомаси показала, що його технічний рівень є вищим порівняно з аналогами — ОПК 3.0-2 та «Biotruck». Його коефіцієнти технічного рівня становлять К=1.456. Річна економічна ефективність цього обладнання для середнього господарства складає 647 грн на тонну брикетів.