

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ
ІНСТИТУТ

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ О.В Левченко

“ ____ ” _____ 2026 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою «Автоматизовані та роботизовані
механічні системи»
спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему: Розробка гідравлічного амортизатора для машин високої
прохідності малої вантажопідйомності

Виконав: студент 4 курсу, групи МА-22

Ярмош Микита Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові) _____ (підпис)

Керівник доцент, к.т.н.доц. Коваль Олексій Дмитрович
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) _____ (підпис)

Консультант з охорони праці , к.т.н.доц. Коваль Олексій Дмитрович
(назва розділу) (вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали) _____ (підпис)

Консультант з технології машинобудування к.т.н.,доц. Кореньков В.М.
(назва розділу) (вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали) _____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) _____ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2026 рік

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря
Сікорського» Навчально-науковий механіко-
машинобудівний інститут**

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
_____ О.В. Левченко

(підпис)

“___” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Ярмош Микита Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту: Розробка гідравлічного амортизатора для машин високої прохідності малої вантажопідйомності.
2. керівник проєкту: к.т.н., доцент Коваль Олексій Дмитрович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом по університету від “20 ” травня 2026 року № 2026

Термін подання студентом проєкту “02 ” червня 2026 року _____

Вихідні дані до проєкту: Розробити двотрубний (або однотрубний) гідравлічний амортизатор з виносним компенсаційним бачком для підвіски машини високої прохідності малої вантажопідйомності (маса машини до 600 кг). Передбачити можливість роздільного механічного регулювання гідравлічного опору на тактах стиску та відбою для адаптації до різних дорожніх умов.

Хід штока (поршня): 160 мм. Діаметр поршня: 46 мм. Діаметр штока: 16 мм.

3. Зміст пояснювальної записки: Розділ 1. Принцип роботи та аналіз існуючих систем демпфування. Розділ 2. Розрахунок основних характеристик .
Розділ 3. Тривимірне моделювання та гідродинамічний аналіз амортизатора.
Розділ 4. Технологія машинобудування. Розділ 5. Охорона праці. Висновки.
4. Перелік графічного матеріалу: Пояснювальна записка, Гідравлічна схема амортизатора, Складальне креслення амортизатора, Габаритне креслення амортизатора. Складальне креслення «Вузол демпферування машини», Плакат «Обробка деталі », Креслення направляючої втулки амортизатор, Специфікація.

1. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1. Охорона праці	доц. Коваль О.Д.		
2. Технологія машинобудування	доц. Кореньков В.М.		

2. Дата видачі завдання 17.04.2026

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Огляд існуючих систем демпфування	15.04.2026	
2	Розрахунок основних розмірів амортизатора	22.04.2026	
3	Технічний розрахунок конструкції виробу	03.05.2026	
4	Розробка основних гідравлічних схем	18.05.2026	
5	Розробка складального креслення амортизатора	01.06.2026	
6	Технологія машинобудування	01.06.2026	
7	Охорона праці	02.06.2026	

Студент

(підпис)

Ярмош М.О

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проєкту

(підпис)

Коваль О.Д

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Пояснювальна записка до дипломного проєкту

на тему: Розробка гідравлічного амортизатора для машин високої прохідності малої
вантажопідйомності

АНОТАЦІЯ

У дипломному проєкті розроблено конструкцію адаптивного гідропневматичного амортизатора для транспортних засобів малої вантажопідйомності.

Удосконалення характеристик демпфування досягнуто шляхом інтеграції регульованого дросельного вузла та використання гідроаккумулятора для компенсації термічних розширень робочої рідини.

В ході роботи проведено реінжиніринг стандартних вузлів підвіски, виконано математичне моделювання процесів стиснення газу та гідродинамічне моделювання потоків масла.

Обґрунтовано вибір конструкційних матеріалів поршня та штока, розроблено технологічний процес виготовлення поршня. Розрахунки підтверджено методами комп'ютерного моделювання у середовищі Festo FluidSIM та SolidWorks.

Ключові слова: гідравлічний амортизатор, підвіска, демпфування, плавність ходу

ANNOTATION

This diploma project presents the design of an adaptive hydro-pneumatic shock absorber for light-duty vehicles.

Improved damping characteristics were achieved by integrating an adjustable throttle assembly and using a hydraulic accumulator to compensate for thermal expansion of the working fluid.

During the work, standard suspension components were reengineered, and mathematical modeling of gas compression processes and hydrodynamic modeling of oil flows were performed.

The selection of structural materials for the piston and piston rod was justified, and a manufacturing process for the piston was developed. The calculations were verified using computer simulation methods in the Festo FluidSIM and SolidWorks environments.

Keywords: hydraulic shock absorber, suspension, damping, ride comfort

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ДЕМПФУВАННЯ	9
1.1. Принцип роботи демпферів	9
1.2. Огляд будови телескопічного амортизатору	13
1.3. Типи робочої характеристики амортизатора	15
1.4. Огляд принципів використання ущільнень поршнів і штоків	17
1.5. Аналіз сучасних досліджень гідропневматичних підвісок для безпілотних наземних комплексів	18
1.6. Аналіз сучасних досліджень гідропневматичних підвісок для безпілотних наземних комплексів (НРК)	22
1.7. Практичне застосування гідропневматичних амортизаторів у сучасній військовій техніці (на прикладі безпілотних платформ UGV)	24
1.6. Реалізація демферної системи MacPherson	27
Висновки до розділу 1	29
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРА	30
2.1 Попереднє проектування та віртуальне тестування принципової гідропневматичної схеми амортизатора	30
2.2. Вибір основних геометричних та об'ємних розмірів гідроциліндра	32
2.3. Технічний розрахунок конструкції виробу	34
2.3.1. Розрахунки мінімальної товщини стінки циліндра амортизатора	34
2.3.2. Розрахунок штока амортизатора на стійкість	35
2.3.3. Розрахунок різьбового з'єднання кріплення поршня на міцність	37
2.4. Вибір та обґрунтування робочої гідравлічної рідини	40
2.4.1. Дослідження залежності кінематичної в'язкості від температури робочої рідини	41
2.4.2. Розрахунок залежності коефіцієнта витрати і числа Рейнольдса від температури	43
2.5. Розрахунок трубопроводу та визначення прохідних перерізів дроселів	46
2.6 Гідравлічний розрахунок трубопроводу	49
2.7. Побудова робочих характеристик амортизатора	53
2.8. Розрахунок процесу політропної зміни стану газу	55
Висновок до 2 розділу	57
РОЗДІЛ 3. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ГІДРОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ АМОРТИЗАТОРА	58
3.1. Конструктивні особливості та геометрія розробленого амортизатора	58
3.2. Гідродинамічний аналіз робочого процесу на такті стиснення	59
3.3. Гідродинамічний аналіз робочого процесу на такті розтиснення	62
Висновок до розділу 3	64
Проведено моделювання протікання рідини в дросельних щілинах з визначеними в	

розділі 2 розмірами. Це дозволило скорегувати розрахункові розміри параметрів дроселювання.....	64
РОЗДІЛ 4. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ.....	65
4.1. Технологічний контроль креслення	65
4.2. Розробка маршрутного технологічного процесу	67
4.3. Підбір різального інструмента.....	68
4.4. Оснащення операцій.....	72
Висновок до розділу 4	73
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	74
5.1. Загальні вимоги до охорони праці.....	74
5.2. Безпека при роботі з посудинами та системами під високим тиском (азотом)	74
5.3. Розрахунок освітлення, вентиляції та вологості	75
5.4. Особливості умов праці та розрахунок вентиляції ділянки верстатів з ЧПУ	77
5.4.1. Розрахунок місцевого відсмоктувача (аспірації) від закритого кабінету ЧПУ-станку.....	78
5.4.2. Розрахунок загальнообмінної вентиляції ділянки за критерієм надлишкового тепловиділення	79
5.5. Технічні заходи з електробезпеки систем автоматизації ЧПУ	80
Висновки до розділу 5.....	80
ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				7
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасні мобільні машини високої прохідності малої вантажопідйомності, такі як утилітарні та спортивні квадроцикли (ATV), а також автономні наземні роботизовані комплекси (НРК), виконують широкий спектр завдань в екстремальних умовах бездоріжжя. Основою їх ефективного та безпечного функціонування є система підвіски, яка забезпечує не лише прохідність і керованість, а й збереження вантажу (або чутливої електронної апаратури) від руйнівних динамічних навантажень.

Доволі частою проблемою при жорсткій експлуатації гідравлічних амортизаторів на пересіченій місцевості є зниження їх ефективності (явище «fading») внаслідок нагріву робочої рідини. Підвищення температури призводить до падіння кінематичної в'язкості масла, зміни числа Рейнольдса і, як наслідок, критичного зниження гідродинамічного опору дроселів. Зусилля опору демпфера має бути стабільним для забезпечення ефективності гасіння коливань. Тому виникає потреба у розробці оптимізованої механічної конструкції амортизатора з виносним компенсаційним бачком та спеціальною системою клапанів, яка б мінімізувала вплив температурних коливань на робочі характеристики.

Мета проекту полягає у розробці високонавантаженого гідравлічного амортизатора з виносним бачком, здатного забезпечувати стабільні характеристики демпфування в умовах інтенсивного тепловиділення при русі машини по бездоріжжю.

Завдання проекту- провести комплекс необхідних технічних розрахунків для проектування амортизатора (геометричні, міцності, теплові), дослідити вплив температури на гідродинамічні характеристики робочої рідини та пропускну здатність дроселів поршня, спроектувати амортизатор, та дослідити його в спеціалізованих програмах.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				8
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ДЕМПФУВАННЯ

1.1. Принцип роботи демпферів

Демпфери грають важливу роль у забезпеченні стабільної та надійної безпечної роботи машини. Вони є важливою складовою частиною підвіски апарату і відповідають за поглинання ударів та коливань, що виникають під час руху по нерівностях на непересіченій місцевості. У цьому розділі ми розглянемо принцип роботи амортизаторів.

Амортизатор - вузол підвіски автомобіля, що зменшує коливання кузова та коліс. Він перетворює кінетичну енергію їх вертикальних переміщень на теплову і розсіює її в довкілля.

У підвісках сучасних автомобілів застосовують телескопічні амортизатори, в основному - гідравлічні двотрубні та гідропневматичні однотрубні.

І ті, й інші гасять розгойдування за рахунок гідравлічного опору. Воно виникає при перетіканні амортизаторної рідини через спеціально підібрані отвори постійного (дроселі) і змінного (відкриваються клапани) перерізу.

Телескопічна стійка (МакФерсон) – агрегат підвіски, з'єднаний верхньою частиною шарнірно з кузовом, а нижньою – жорстко з нерухомими деталями ступичного вузла (поворотним кулаком або цапфою). Як правило, складається з амортизаторної стійки, пружини та верхньої опори з підшипником. Сприймає поздовжні, поперечні та вертикальні навантаження, що діють між колесом та кузовом.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				9
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

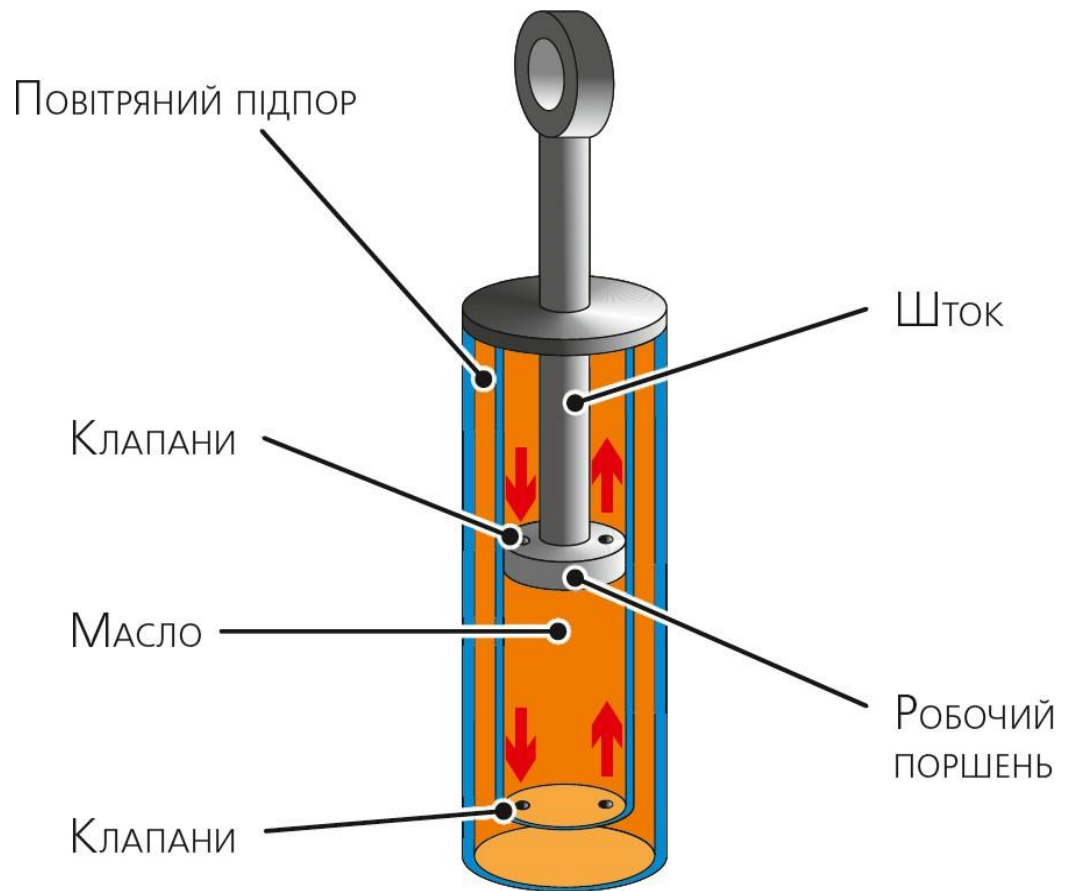


Рис. 1.1. Схема двохтрубного гідравлічного амортизатора [1]

Крім гідравлічних амортизаторів, у машинобудуванні також можуть використовуватися пневматичні амортизатори. Вони працюють використовуючи стиснене повітря і також забезпечують плавне поглинання ударів та коливань. У пневматичних амортизаторах є спеціальний резервуар, де знаходиться стиснене повітря. Під час руху машини, коли потрібно поглинути удар або коливання, повітря з резервуара поступово випускається, що створює необхідну демпфуючу силу.

Ці типи амортизаторів використовуються в поєднанні з іншими компонентами підвіски, такими як пружини і стійки. Вони спільно працюють для забезпечення максимальної ефективності підвіски та зниження впливу поштовхів на пасажирів та вантаж.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				10
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

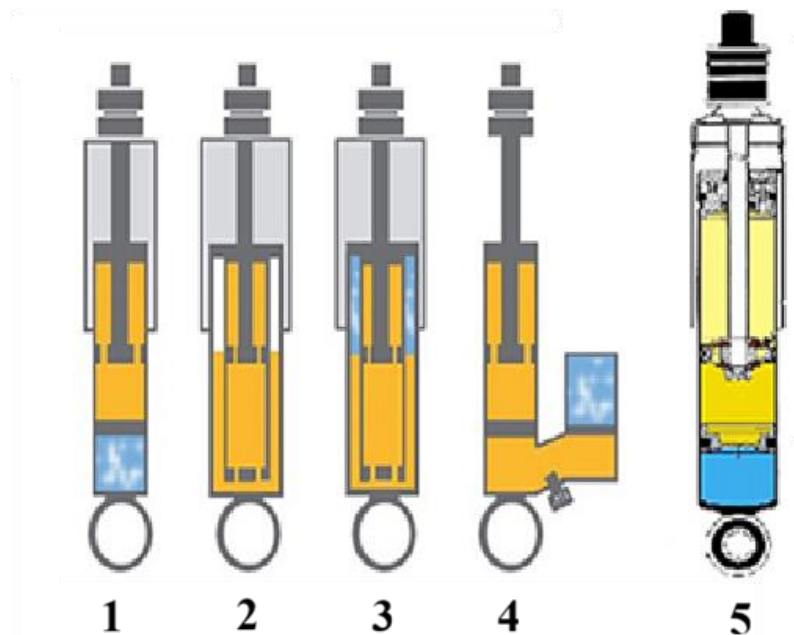


Рис 1.2. Види амортизаторів [2]: 1-однотрубний газовий; 2 -двухтрубний масляний; 3-двухтрубний газовий; 4-газовий з виносною камерою; 5- газомасляний

Амортизатори поділяються на 5 видів, в залежності від своєї конструкції (див рис 1.2):

1. Однотрубні амортизатори мають циліндр та поршень. Відрізняються конструкцією внутрішнього простору циліндра. В однотрубних амортизаторах циліндр поділений на дві камери: верхню та нижню. У такій конструкції робота відбувається за рахунок переміщення рідини через поршень з однієї камери в іншу. Вони простіші за конструкцією та встановлюються зазвичай на менш вимогливих транспортних засобах.
2. Двотрубні амортизатори мають додатковий простір усередині циліндра, який називається резервуаром. В цьому типі амортизаторів рідина переміщається через поршень з однієї камери циліндра в іншу, а також взаємодіє з газом, який знаходиться у резервуарі. Це дозволяє покращити ефективність амортизації та керованість транспортного засобу. Двотрубні амортизатори частіше використовуються на системах з високою продуктивністю та вимогливішою динамікою.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				11
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Існують ще деякі види амортизаторів:



Рис. 1.3. Важільний амортизатор [3]

3. Важільні амортизатори використовуються в задній підвісці деяких автомобілів. Вони складаються з двох важелів, які з'єднані з поперечним стержнем або пружиною. Під час руху автомобіля, колесо перетворює вертикальні коливання на горизонтальні рухи важелів, що сприяє поглинанню ударів та коливань.



Рис. 1.4 Пружинний амортизатор. [4]

4. Пружинні амортизатори це найпоширеніший тип амортизаторів, які використовуються у багатьох транспортних засобах. Вони складаються з металевої пружини, яка поглинає удари та коливання, а також з демпфера, який контролює рух пружини.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				12
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Кожен з цих типів амортизаторів має свої переваги і застосування в залежності від конкретних вимог і характеристик транспортного засобу. Вибір підходящого типу амортизаторів залежить від факторів, таких як вид транспортного засобу, дорожні умови та вимоги до комфорту та стійкості.

1.2. Огляд будови телескопічного амортизатору

Коли транспортний засіб пересувається по дорозі з нерівностями, відбуваються коливання корпусу, які тривають деякий час після того, як колесо наїжджає на перешкоду. Для згасання цих коливань у конструкцію підвіски інтегровані телескопічні амортизатори.

Його функціонування базується на опорі, який створюється під час переміщення спеціальної рідини, знаходящоїся у його порожнинах, яка переходить з однієї порожнини в іншу при зміні їхніх об'ємів. Телескопічні амортизатори виконують двосторонню дію, згасаючи коливання підвіски як під час стиснення, так і під час розширення.

Телескопічний амортизатор (див. рис. 1.5) містить три основні компоненти: циліндр 2 із дном 1, поршень 3 з штоком 5, та напрямну втулку 4 з ущільнювачами. Циліндр амортизатора приєднаний до важеля підвіски або до 12 кожуху моста, тоді як шток з'єднується з кузовом автомобіля, що дозволяє поршню переміщатися усередині циліндра під час коливань підвіски відносно кузова. У поршні 3 вмонтовані два ряди отворів, які зверху закриті клапаном перепуску 6, а знизу – клапаном відбою 7 з потужною пружиною 8. На дні циліндра 1 розташовані клапан стиснення 10 та випускний клапан 9. Всередині циліндра знаходиться амортизаційна рідина.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		13

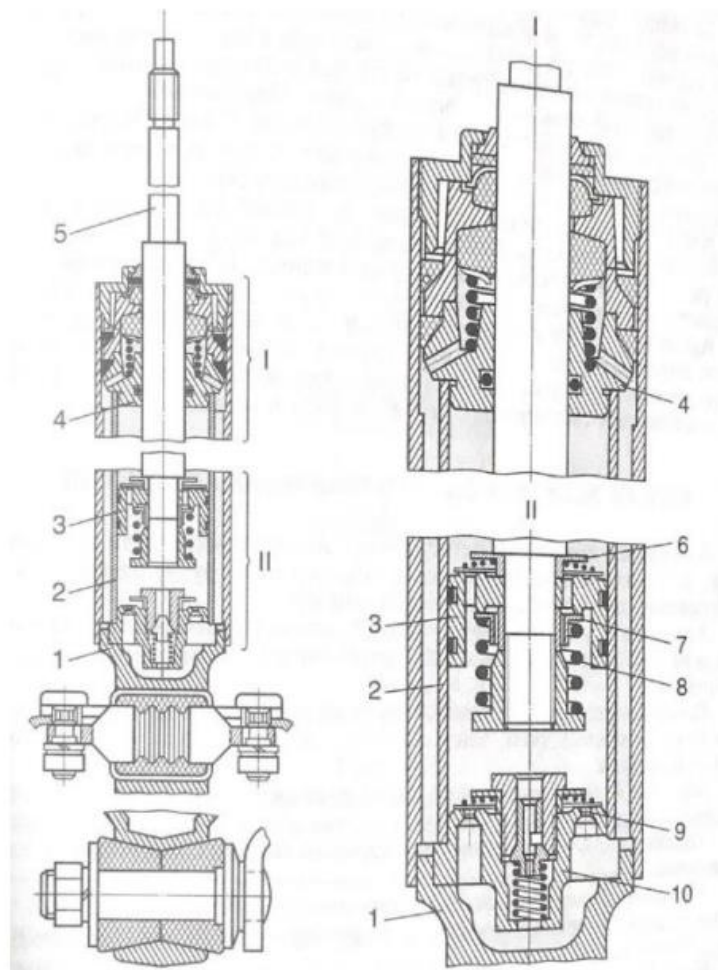


Рис. 1.5. Амортизатор телескопічний: 1 – днище циліндра; 2-циліндр; 3 – поршень; 4 – пряма втулка; 5 – шток; 6 – перепускний клапан; 7 – клапан віддачі; 8 – пружина; 9 – впускний клапан; 10 – клапан стиснення [5]

Одна з особливостей телескопічного амортизатора полягає в наявності компенсаційної камери, створеної з допомогою другого циліндра, що обгортає основний робочий циліндр. Додатковий об'єм цієї камери використовується для вирівнювання змін об'єму рідини в основному циліндрі з обох сторін поршня, які виникають внаслідок руху підвіски.

Під час плавного стиснення підвіски поршень 3 амортизатора зміщується вниз, змушуючи рідину з нижньої порожнини перетікати через перепускний клапан і область над поршнем.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				14
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. Типи робочої характеристики амортизатора

Характеристики телескопічного амортизатора повинні забезпечувати, що зусилля переміщення підвіски під час ходу відбою було в 2...3 рази вище, ніж під час ходу стискання. Це досягається шляхом налаштування перерізу отворів клапанів та сили стиснення їх пружин. Амортизатори для передньої та задньої підвісок одного автомобіля зазвичай мають схожі характеристики, проте вони можуть відрізнятися за довжиною і ходом штоку, а також типом монтажу амортизатора до компонентів підвіски та кузова.

Розглянемо типи робочої характеристики амортизаторів машини, щоб визначити їх вплив на ефективність транспортного засобу.

Перший тип характеристики – регресивна, тобто наскільки амортизатор є «жорстким». Жорсткість амортизатора визначає його здатність до поглинання енергії від ударів і вібрацій. Чим вище жорсткість, тим більше енергії відбивається від амортизатора, що може призвести до збільшення вібрацій та погіршення стабільності руху. На відміну від цього, занадто м'який амортизатор може призвести до зниження ефективності гальмування та збільшення часу реакції водія.

Другий тип характеристики - прогресивна, тобто наскільки амортизатор є «м'яким» та здатний до поглинання вібрацій різного діапазону частот. Гідравлічні амортизатори машини мають здатність до поглинання вібрацій в широкому діапазоні частот, тоді як пневматичні амортизатори зазвичай поглинають вібрації вищих частот.

Третій тип характеристики - це здатність амортизатора до поглинання енергії. Цей тип характеристики відображає здатність амортизатора до поглинання енергії, що виникає під час руху машини. Ця енергія може бути збережена або відбита від амортизатора, що може вплинути на ефективність транспортного засобу.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				15
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Здатність амортизатора до поглинання енергії залежить від конструкції та матеріалів, що використовуються при виробництві амортизатора.

П'ятий тип характеристики - це робоча температура. Робоча температура може впливати на ефективність амортизатора. Відомо, що пневматичні амортизатори машини можуть мати знижену ефективність при низьких температурах, тоді як гідравлічні амортизатори зазвичай зберігають свою ефективність в широкому діапазоні температур.

Отже, розглядаючи різні типи робочої характеристики амортизатора машини можуть вплинути на його ефективність та продуктивність. Наприклад, якщо амортизатор не здатний поглинати енергію, то це може призвести до вібрацій та нестабільного руху маловантажної машини. Крім того, якщо амортизатор не здатний працювати на високих температурах, то це може призвести до зменшення його ефективності та швидшого зношення.

У підсумку, типи робочої характеристики амортизатора можуть впливати на його ефективність та продуктивність. Дослідження робочих характеристик амортизатора може допомогти в розробці більш ефективних та надійних амортизаторів для використання транспорту.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				16
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4. Огляд принципів використання ущільнень поршнів і штоків

Важливою складовою для роботи демпфера є правильне розміщення ущільнень поршня та штока, оскільки проблема витоків амортизатора може бути через, наприклад, помилки при проектуванні ущільнень.

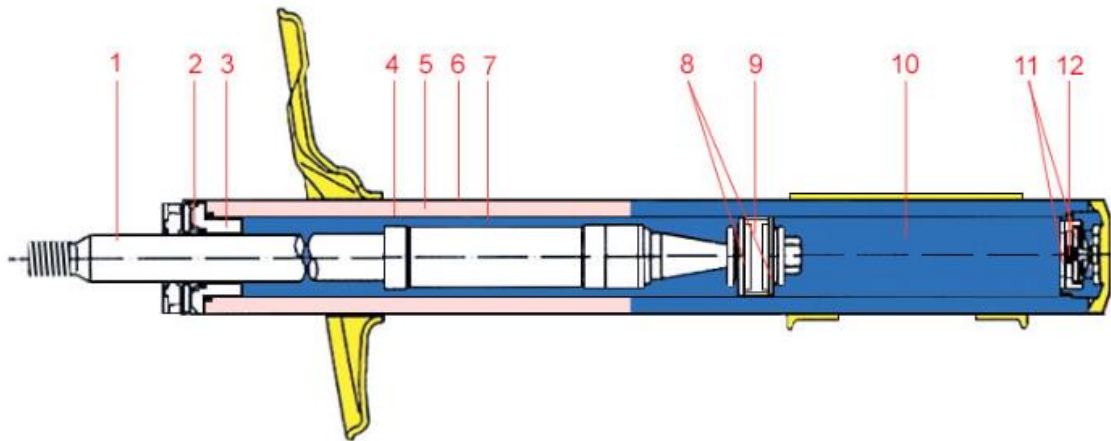


Рис 1.6. Схематичне зображення амортизатора: 1-шток поршня; 2-сальник штока; 3-направляюча поршневого штока; 4-робочий циліндр; 5-газова компенсаційна камера; 6-корпус амортизатора; 7-верхня робоча камера; 8-дросельні шайби перепускного і клапана віддачі; 9-поршень; 10-нижня робоча камера; 11-дросельні шайби донного клапана; 12-донний клапан [6]

Для створення високого тиску у порожнині гідравлічного циліндра необхідно забезпечити його герметичність шляхом надійного ущільнення поршня та штока. Ущільнення між гільзою та поршнем циліндра відоме як поршневе ущільнення. Ущільнення між штоком та передньою кришкою гідравлічного циліндра відоме як штокове ущільнення. Брудознімач запобігає потраплянню забруднюючих частинок у порожнину гідравлічного циліндра.

Поршневі кільця є металевими пружними елементами, які монтуються у канавках на зовнішній боковій поверхні поршня. Вони виконують декілька функцій, зокрема, забезпечують герметичність і компресію під час руху поршня, а також розподіляють оливу в циліндрі.

Типова конструкція включає два компресійних кільця і одне брудознімне кільце. Кількість і розташування кілець можуть варіюватися залежно від типу та призначення двигуна.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				17
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5. Аналіз сучасних досліджень гідропневматичних підвісок для безпілотних наземних комплексів

Безпілотні наземні платформи являють собою спеціалізовану категорію мобільних робототехнічних систем. У порівнянні з керованими людиною наземними платформами, безпілотні системи здатні виконувати завдання в жорстких, небезпечних, шкідливих та складних умовах експлуатації, які часто є недоступними або небезпечними для оператора.

Однак під час роботи таких платформ безпосереднє ручне втручання є неможливим, унаслідок чого оцінювання та прогнозування прохідності перешкод значно ускладнюється, що може негативно впливати на виконання поставлених завдань. Тому дослідження автономної здатності безпілотних наземних платформ до подолання перешкод у складних умовах місцевості, зокрема в гірських районах, кар'єрах та на пересіченій місцевості, є актуальним і важливим завданням як для військової сфери, так і для цивільних аварійно-рятувальних робіт.

Активне дослідження гідравлічних та гідропневматичних систем підресорювання для безпілотних наземних платформ (UGV) ведеться в сучасній науковій літературі. Основною метою таких досліджень є підвищення здатності платформ до автономного подолання перешкод у складних неструктурованих середовищах (гори, пагорби, райони видобутку корисних копалин).

Згідно з дослідженням «An Independent Suspension and Trafficability Analysis for an Unmanned Ground Platform», використання гідравлічних та масляно-газових елементів є ключовим для реалізації активної та пасивної адаптації шасі.

Здатність безпіотної наземної платформи долати перешкоди безпосередньо залежить від її механічної конструкції.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				18
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

У магістерській роботі E.Skullteti [7] детально досліджено методи аналізу неструктурованої місцевості, що забезпечило теоретичну основу для проектування автономних мобільних роботів. Результати його дослідження показали, що поряд із сучасними сенсорними системами необхідним є застосування адаптивних та міцних механічних конструкцій, здатних працювати в складних умовах експлуатації.

М. Nowakowski [8] та співавтори досліджували системи розмінування безпілотних наземних машин із використанням модульних роботизованих маніпуляторів, демонструючи ефективність модульної механічної конструкції при виконанні спеціалізованих завдань. Результати дослідження показали, що універсальна модульна конструкція значно підвищує ефективність виконання місій безпілотними платформами.

На відміну від активних адаптивних підвісок, пасивні адаптивні підвіски не потребують попереднього керування положенням корпусу, а адаптація до нерівностей відбувається за рахунок механічної взаємодії елементів конструкції. Такий підхід спрощує систему керування та знижує складність приводних механізмів, однак обмежує можливість подолання складних перешкод, зокрема вертикальних бар'єрів та траншей.

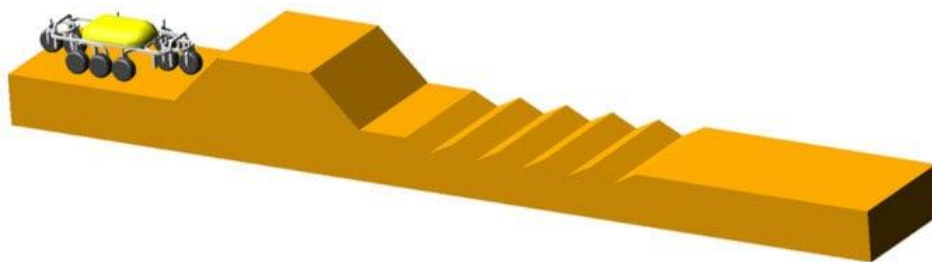


Рис.1.7. Віртуальна модель середовища [9]

Віртуальна модель середовища руху багатоколісного послідовно-паралельного робота (див. рис.1.7) з поперечно-поздовжньою маятниковою підвіскою при подоланні схилів та западин.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				19
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

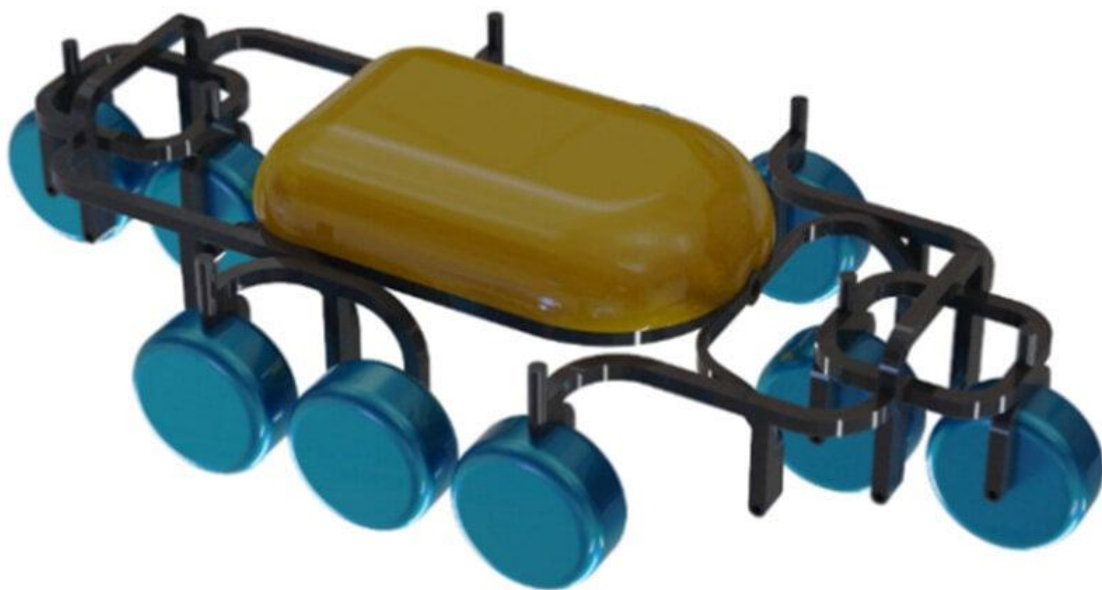


Рис.1.8. Концептуальна 3D-модель 8-колісної рятувальної платформи із незалежною багатоважільною підвіскою [9]

Wang [9] та Zhang [10] розробили всюдихідні мобільні роботи (див рис.1.8) та рятувальні платформи з однаважільною незалежною підвіскою.

У таких конструкціях колеса об'єднані через активні шарніри, що дозволяє кожному вузлу працювати незалежно та забезпечує постійний контакт коліс із поверхнею та перешкодами.

В роботі Цзяньїн Лі та Інхун Се [11] досліджували автономної здатності безпілотних наземних платформ до подолання перешкод у складних неструктурованих умовах місцевості та запропоновано нову конструкцію незалежної поперечно-поздовжньої маятникової підвіски (див рис.1.9).

Запропонована конструкція незалежної поперечно-поздовжньої гідравлічної підвіски включає поздовжні маятникові важелі та поперечний механізм адаптації. Така схема забезпечує можливість збереження положення коліс, наближеного до вертикального відносно поверхні під час подолання перешкод, що дозволяє підтримувати достатнє зчеплення коліс із поверхнею. Одночасно конструкція гідравлічної підвіски сприяла збереженню відносно горизонтального положення корпусу платформи, що позитивно впливає на її стійкість та плавність руху.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				20

Гідравлічний демпфер

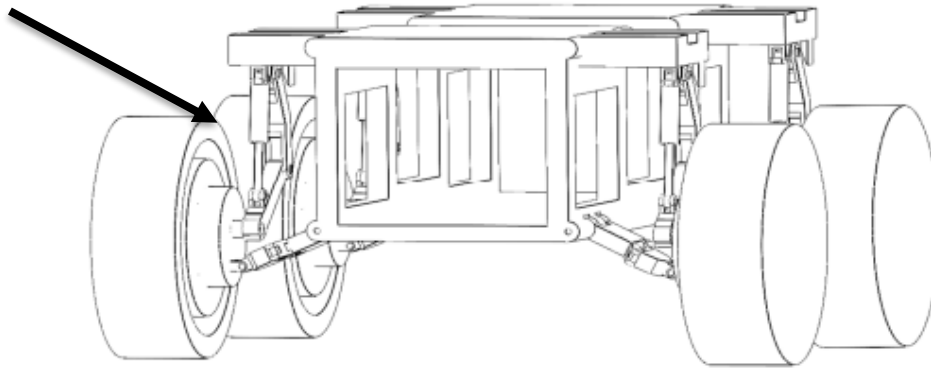


Рис.1.9. Ескіз корпусу безпілотної наземної платформи [11]

Конструкція дозволяла формувати зміщене положення передніх і задніх коліс, що підвищувало прохідність при русі через вузькі траншеї. Вони визначили, що платформа здатна успішно долати перешкоди шириною до 600 мм. При збільшенні ширини траншеї до 800 мм. задні колеса втрачали контакт із опорною поверхнею, що призводило до неможливості завершення подолання перешкоди.

Lindemann та співавтори [12] досліджували конструктивні особливості марсоходів, підкреслюючи, що застосування диференціальних механізмів забезпечує безперервний контакт коліс із поверхнею та рівномірний розподіл навантаження між колесами і ґрунтом, що підвищує динамічні характеристики платформи.

Wettersgreen та співавтори [13] досліджували конструкцію дослідницької платформи Scarab, у якій використовується система важелів, що дозволяє колесам зберігати ефективний контакт із поверхнею навіть на складному рельєфі.

Таким чином, в умовах неструктурованого середовища основною функцією системи підвіски безпілотної наземної платформи є забезпечення адаптації до типових та комбінованих перешкод різного типу. Аналіз існуючих досліджень показав, що сучасні системи підвіски безпілотних платформ мають наступний недолік:

1. Обмежена сфера практичного застосування. Частина сучасних конструкцій орієнтована переважно на малогабаритні роботизовані платформи або базується на спрощених моделях, що не враховують реальні умови експлуатації безпілотних платформ із великим навантаженням.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				21
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6. Аналіз сучасних досліджень гідропневматичних підвісок для безпілотних наземних комплексів (НРК)

Безпілотні наземні платформи являють собою спеціалізовану категорію мобільних робототехнічних систем. У порівнянні з керованими людиною наземними платформами, безпілотні системи здатні виконувати завдання в жорстких, небезпечних, шкідливих та складних умовах експлуатації, які часто є недоступними або небезпечними для оператора.

Однак під час роботи таких платформ безпосереднє ручне втручання є неможливим, унаслідок чого оцінювання та прогнозування прохідності перешкод значно ускладнюється, що може негативно впливати на виконання поставлених завдань. Тому дослідження автономної здатності безпілотних наземних платформ до подолання перешкод у складних умовах місцевості, зокрема в гірських районах, кар'єрах та на пересіченій місцевості, є актуальним і важливим завданням як для військової сфери, так і для цивільних аварійно-рятувальних робіт.

Активне дослідження гідравлічних та гідропневматичних систем підресорювання для безпілотних наземних платформ (UGV) ведеться в сучасній науковій літературі. Основною метою таких досліджень є підвищення здатності платформ до автономного подолання перешкод у складних неструктурованих середовищах (гори, пагорби, райони видобутку корисних копалин).

Згідно з дослідженням «An Independent Suspension and Trafficability Analysis for an Unmanned Ground Platform», використання гідравлічних та масляно-газових елементів є ключовим для реалізації активної та пасивної адаптації шасі.

Здатність безпіотної наземної платформи долати перешкоди безпосередньо залежить від її механічної конструкції.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				22
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Безпілотні наземні платформи являють собою спеціалізовану категорію мобільних робототехнічних систем. У порівнянні з керованими людиною наземними платформами, безпілотні системи здатні виконувати завдання в жорстких, небезпечних, шкідливих та складних умовах експлуатації, які часто є недоступними або небезпечними для оператора.

Однак під час роботи таких платформ безпосереднє ручне втручання є неможливим, унаслідок чого оцінювання та прогнозування прохідності перешкод значно ускладнюється, що може негативно впливати на виконання поставлених завдань. Тому дослідження автономної здатності безпілотних наземних платформ до подолання перешкод у складних умовах місцевості, зокрема в гірських районах, кар'єрах та на пересіченій місцевості, є актуальним і важливим завданням як для військової сфери, так і для цивільних аварійно-рятувальних робіт.

Активне дослідження гідравлічних та гідропневматичних систем підресорювання для безпілотних наземних платформ (UGV) ведеться в сучасній науковій літературі. Основною метою таких досліджень є підвищення здатності платформ до автономного подолання перешкод у складних неструктурованих середовищах (гори, пагорби, райони видобутку корисних копалин).

Згідно з дослідженням «An Independent Suspension and Trafficability Analysis for an Unmanned Ground Platform», використання гідравлічних та масляно-газових елементів є ключовим для реалізації активної та пасивної адаптації шасі.

Здатність безпілотної наземної платформи долати перешкоди безпосередньо залежить від її механічної конструкції.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				23
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.7. Практичне застосування гідропневматичних амортизаторів у сучасній військовій техніці (на прикладі безпілотних платформ UGV)

Світова тенденція розвитку високомобільних транспортних засобів зокрема роботизованих безпілотних наземних комплексів (UGV — Unmanned Ground Vehicle), демонструє зростаючу потребу в інноваційних системах підресорювання. Для таких платформ критично важливо забезпечити високу швидкість на пересіченій місцевості, стабільність кузова для ефективної роботи оптичних сенсорів (наприклад, систем FLIR) і ведення вогню, а також надійний захист чутливої апаратури від ударних навантажень.

Яскравим сучасним прикладом реалізації цих жорстких вимог є розробка середнього роботизованого комплексу **RIPSAW M5 RV-M** (див рис. 1.10) від компанії Textron Systems, оснащеного передовою гідропневматичною підвіскою **HydroCore®** від компанії Horstman Group.

Комплекс RIPSAW M5 є безпіотною гусеничною машиною 5-го покоління масою понад 10 тон. Платформа має гібридно-електричну силову установку, що дозволяє виконувати маневри майже безшумно. Однак головною інновацією її ходової частини є використання інтегрованих гідропневматичних стійок, які за своєю фізичною суттю та принципом дії є промисловим аналогом розроблюваної у даному дипломному проєкті системи з розділенням середовищ.



Рис.1.10. 1 RIPSAW M5 RV-M [14]*

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				24
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливості технології HydroCore та її інженерні переваги:

Технологія HydroCore — це перша повністю інтегрована система гідропневматичної пружини та гідравлічного демпфера (амортизатора), створена на базі архітектури масштабованої мобільності (див рис.1.11). Вона поєднує в одному компактному вузлі функції пружного елемента (за рахунок політропного стиснення азоту) та гасителя коливань (за рахунок перетікання масла через дросельну систему).

Використання таких амортизаторів у військовій техніці забезпечує наступні експлуатаційні переваги:

1. Масштабованість характеристик демпфування: Конструкція стійки дозволяє використовувати єдину базову архітектуру, яку можна легко модернізувати від пасивного демпфування (з розрахованими фіксованими отворами) до напівактивного або повністю керованого шляхом заміни електронних модулів управління клапанами.

2. Прогресивна жорсткість. Газова пружина всередині стійки забезпечує нелінійну характеристику пружності. На дрібних нерівностях підвіска залишається надзвичайно м'якою, а при стрибках чи швидкісних наїздах на перешкоди тиск газу різко зростає, запобігаючи жорстким пробоям на кузов.



Стійка має моноблочну конструкцію з інтегрованими сферичними підшипниками (вушками) для кріплення до шасі та важелів підвіски. Відсутність зовнішніх трубопроводів високого тиску суттєво підвищує живучість вузла в бойових умовах, оскільки мінімізує ризик витоку робочих середовищ при потраплянні уламків.

Рис.1.11. Зовнішній вигляд інтегрованої

гідропневматичної стійки системи HydroCore [15]

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				25
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

На основі дослідження передових світових рішень, таких як технологія інтегрованих стійок HydroCore для комплексу RIPS AW M5, доведено, що використання гідропневматичних амортизаторів із розділенням робочих середовищ є найбільш ефективним конструктивним підходом.

Актуальність та ефективність застосування таких конструкторських рішень обґрунтована кількома факторами:

- **Стабільність характеристик:** Повне фізичне розділення оливи та газу за допомогою рухомого поршня повністю усуває ризик емульсації (спінювання) робочої рідини при високочастотних знакозмінних навантаженнях. Це забезпечує постійне значення гідродинамічного опору дроселів та виключає падіння ефективності демпфування.
- **Висока живучість конструкції:** Моноблочна архітектура без зовнішніх магістралей високого тиску суттєво підвищує надійність вузла в жорстких умовах експлуатації. Відсутність виносних шлангових з'єднань мінімізує ризик розгерметизації системи через механічні пошкодження, удари об каміння чи вплив абразивної середовища.
- **Енергоємність та компактність:** Поєднання функцій прогресивного пружного елемента та гідравлічного гасника коливань в одному корпусі дозволяє досягти високої енергоємності підвіски при мінімальних габаритах та масі. Це є критично важливим для малогабаритних та високонавантажених мобільних платформ, де простір для розміщення ходової частини є обмеженим..

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				26
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6. Реалізація демферної системи MacPherson

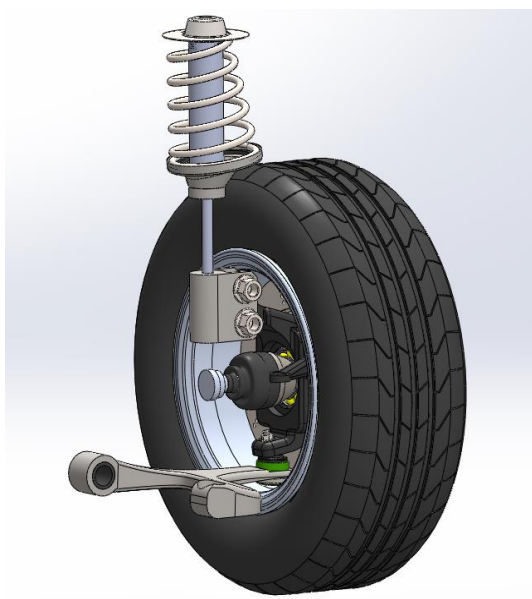


Рис.1.12. Вузол амортизації транспортного засобу.

Запропоноване компонування являє собою незалежну підвіску на напрямній стійці (типу MacPherson), де розроблений амортизатор виконує не лише функцію гасіння коливань, але й виступає основним силовим та напрямним елементом, що сприймає згинальні моменти від колісних реакцій (див рис. 1.12)

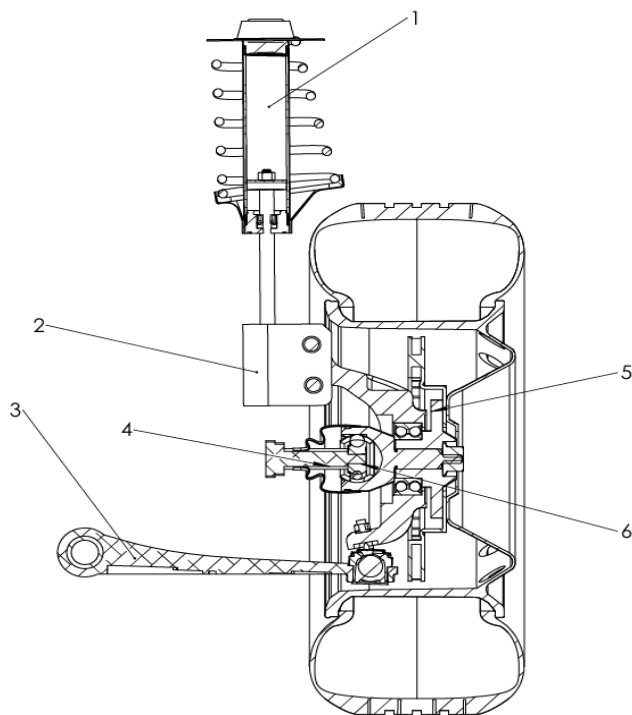
Підвіска з коливальним амортизатором має кований важіль, до якого стабілізатор приєднаний за допомогою гумових прокладок.

Поперечна частина стабілізатора кріпиться до поперечини кузова за допомогою гумових прокладок і сталевих скоб. Шток телескопічної рейки закріплений на нижній основі гумового блока верхнього п'яткового елемента і не обертається разом з рейкою та встановленою на ній пружиною. У цьому випадку при будь-яких поворотах керованих коліс рейка також обертається відносно штока, усуваючи тертя спокою між штоком амортизатора та його направляючою, поршнем амортизатора та циліндром, що покращує реакцію підвіски на дрібні нерівності дороги.

Пружина встановлена на рейці не коаксіально, а нахилена у бік колеса, щоб зменшити поперечні навантаження на шток, його направляючу та поршень, що виникають під дією вертикальної сили на колесо.

Такий вибір кінематичної схеми є оптимальним для мобільних роботизованих платформ, оскільки забезпечує високий кліренс, значний хід колеса та максимальну компактність вузла

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				27
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		



На рис.1.13 подано деталізований розріз спроектованого кутового вузла незалежної підвіски (типу MacPherson) наземного робототехнічного комплексу. Даний переріз дозволяє проаналізувати внутрішню компоновку елементів, їх просторову взаємодію та способи кінематичного зв'язку. Нижче наведено характеристики основних складових вузлів відповідно до позначень на схемі.

Рис.1.13. Вузол амортизації транспортного засобу в розрізі.

Амортизаційна стійка (1) основою якої є розроблений однотрубний гідропневматичний амортизатор. На перерізі чітко візуалізовано внутрішню робочу порожнину (циліндр), в якій переміщується поршень зі зміщеними каналами, а також зовнішню виту пружину, що спирається на фіксовану чашку.

Поворотний кулак (2) - центральний масивний кронштейн підвіски, до верхньої частини якого жорстко кріпиться амортизаційна стійка. Кулак об'єднує всі елементи кутового вузла в єдину жорстку систему та передає згинальні моменти й поздовжні реакції від колеса на стійку та нижній важіль.

Нижній поперечний важіль підвіски (3) та Зовнішній шарнір (4) рівних кутових швидкостей у складі приводного вала. На розрізі видно кулькову групу шарніра та шліцьове з'єднання, за допомогою якого крутний момент від трансмісії передається безпосередньо на маточину колеса.

Гальмівний (5) вентильованого типу. Він жорстко зафіксований на маточині колеса і обертається разом із нею. Диск є основним робочим елементом гальмівної системи, що забезпечує розсіювання теплової енергії під час уповільнення та зупинки НРК.

Маточина (6).

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				28
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки до розділу 1

1. Розглянуто конструкції демпферів та підвіски наземних роботизованих комплексів та визначено для чого в цих конструкціях використовуються гідравлічні амортизатори.
2. Розглянуто принципи застосування ущільнень поршня та штока і проаналізовано типи робочої характеристики амортизаторів.
3. Принято рішення провести проектування та розрахунок основних характеристик амортизатору з гідравлічною пружиною .

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				29
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРА

2.1 Попереднє проєктування та віртуальне тестування принципової гідропневматичної схеми амортизатора

Для перевірки працездатності обраної концепції амортизатора типу з виносним бачком та візуалізації внутрішніх гідродинамічних процесів, було виконано попереднє проєктування принципової гідравлічної схеми у програмному середовищі Festo FluidSIM. Створена віртуальна модель (рис.2.1) дозволяє провести імітаційне тестування системи та оцінити взаємодію її компонентів ще до етапу детальних математичних розрахунків.

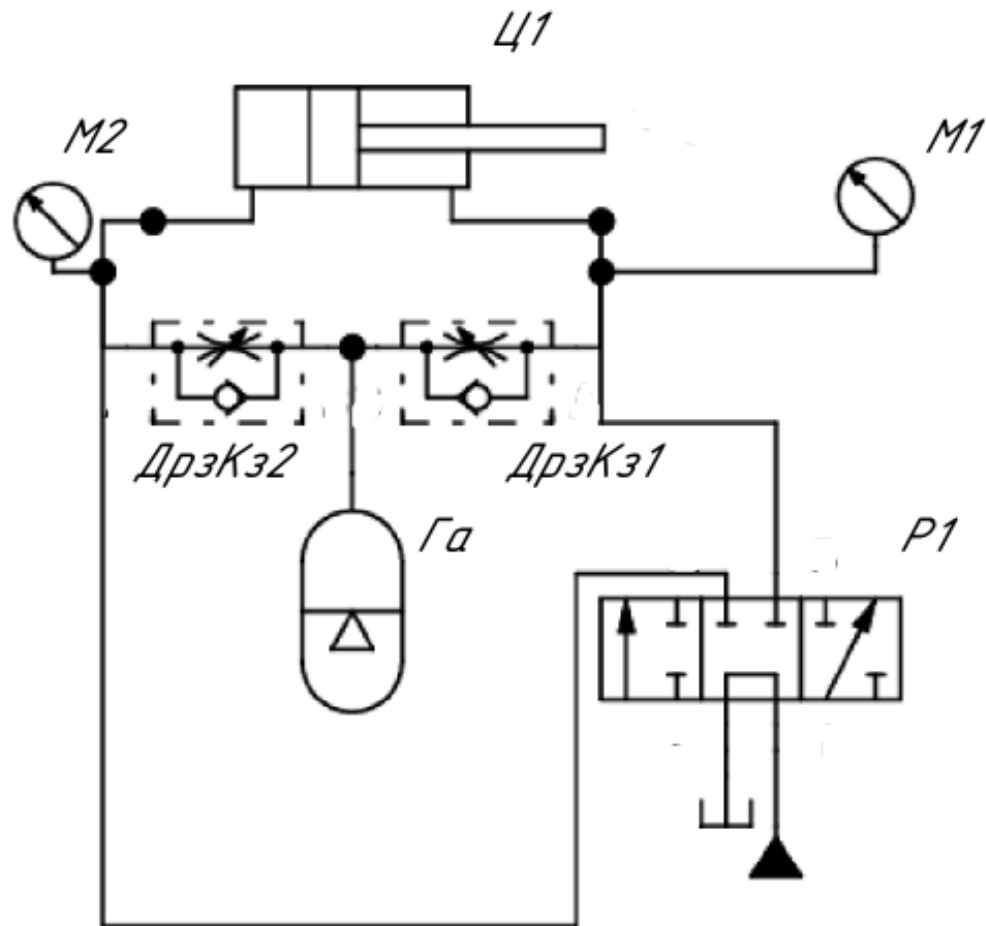


Рис. 2.1. Гідропневматична схема розроблюваного амортизатора зі стендом тестування у середовищі Festo FluidSIM

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				30
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Опис базових елементів розробленої принципової схеми:

1. Робочий циліндр амортизатора: Представлений гідроциліндром двосторонньої дії (у центрі схеми). Він імітує основний корпус амортизатора, що розділений поршнем на поршневу та штокову порожнини.

2. Блок опору (система дроселювання): Реалізований у вигляді двох зустрічно-паралельно встановлених дроселів із зворотними клапанами. Така конфігурація дозволяє незалежно налаштовувати гідравлічний опір (силу демпфування) для такту стиснення та такту відбою, імітуючи роботу реальних каліброваних отворів у поршні.

3. Гідроаккумулятор: Змодельований як пневмогідравлічний акумулятор (у нижній частині схеми). Його завдання — приймати надлишок робочої рідини, що витісняється об'ємом штока при його зануренні, та створювати ефект газової пружини завдяки стисненню робочого газу (азоту).

4. Контрольно-вимірювальна апаратура: У контрольні точки схеми (до і після блоку клапанів) встановлено віртуальні манометри, які дозволяють фіксувати перепади тисків під час робочих тактів.

Модуль віртуального тестування (імітаційний стенд)

Особливістю даної схеми є підключений модуль зовнішнього тестування, розташований у нижній частині. Для імітації зовнішнього навантаження (ударів від нерівностей дороги) до схеми підключено джерело гідравлічної енергії (лінія нагнітання Р та лінія зливу Т) і трипозиційний гідророзподільник.

Висновок попереднього моделювання

В ході моделювання в системі FluidSim, симуюючі навантаження 5кН, методом підбору тиску, визначили необхідний тиск для системи демпфування, та швидкого повернення амортизатора в базове положення.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		31

2.2. Вибір основних геометричних та об'ємних розмірів гідроциліндра

Оскільки проект передбачає розробку системи для рухливої техніки, для забезпечення робочих характеристик гідравлічного амортизатора необхідно розрахувати геометричні параметри циліндра, що визначають витіснення робочої рідини. Перед проектування амортизатора необхідно провести розрахунки, щоб перевірити чи підходить дана модель.

Тиск у штоковій порожнині амортизатора також буде максимальним. Зазвичай воно обмежене можливостями ущільнювальних пристроїв і для сучасних конструкцій зазвичай не перевищує 15...45 МПа. Виходячи із значення допустимого тиску в штоковій порожнині амортизатора $[p]$ обчислюють мінімальний діаметр поршня

Як демпфуючий елемент підвіски розробляється гідропневматичний телескопічний амортизатор двосторонньої дії. Повна монтажна довжина амортизатора між осями вушок L_m визначається з конструктивних міркувань (компонування підвіски машин високої прохідності) становить 0,420 м.

Початкові дані для розрахунку та вибору матеріалу робочого циліндра:

– максимальний робочий тиск у порожнині циліндра амортизатора

$$p_{\max} = 3,42 \text{ МПа};$$

– коефіцієнт запасу міцності $k = 1,3$;

– матеріал робочого циліндра: конструкційна легована Сталь 30ХГСА (за ДСТУ 7809:2015);

– додаткова термообробка циліндра: відсутня, оскільки робочі еквівалентні напруження (31,46 МПа) значно нижчі за межу пластичності обраних матеріалів $[p] = 3,5 \text{ МПа}$.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		32

Виходячи із значення допустимого тиску, обчислюють мінімальний розрахунковий діаметр поршня за формулою:

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot R_{\text{шт.мах}}}{\pi \cdot [p] \cdot (1 - i_{\text{шт.}\Pi}^2)'}}$$

де $i_{\text{шт.}\Pi}$ — відношення діаметра штока $d_{\text{шт}}$ до діаметра поршня D_{Π} .

Згідно з рекомендаціями для проектування амортизаторів транспортних засобів, це відношення зазвичай знаходиться в діапазоні від 0,3 до 0,4.

Приймаємо відношення $i_{\text{шт.}\Pi} = 0,35$. Тоді розрахунковий діаметр поршня становить:

$$\begin{aligned} D_{\Pi} &= \sqrt{\frac{4 \cdot 5000}{3,14159 \cdot 3,5 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,35^2)}} = \sqrt{\frac{20000}{10995565 \cdot 0,8775}} = \sqrt{\frac{20000}{9648608}} \\ &= \sqrt{0,002073} \approx 0,0455 \text{ м.} \end{aligned}$$

З конструктивних та технологічних міркувань (наявність стандартних манжет та ущільнень), остаточно приймають діаметр поршня

$$D_{\Pi} = 0,046 \text{ м (46 мм)}$$

Діаметр штока визначається через прийняте відношення:

$$d_{\text{шт}} = D_{\Pi} \cdot i_{\text{шт.}\Pi} = 46 \cdot 0,35 = 16,1 \text{ мм.}$$

Остаточно приймають стандартний діаметр штока $d_{\text{шт}} = 16 \text{ мм}$.

Фактичне значення максимального тиску рідини $p_{\text{мах}}$ в гідроциліндрі при динамічному ударі розраховують, підставляючи у формулу відомі (прийняті) діаметри поршня D_{Π} і штока $d_{\text{шт}}$:

$$\begin{aligned} p_{\text{мах}} &= \frac{4 \cdot R_{\text{шт.мах}}}{\pi \cdot D_{\Pi}^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{\text{шт}}}{D_{\Pi}}\right)^2\right)} \\ p_{\text{мах}} &= \frac{4 \cdot 5000}{3,14159 \cdot 0,046^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{16}{46}\right)^2\right)} = \frac{20000}{0,006647 \cdot (1 - 0,121)} = \frac{20000}{0,006647 \cdot 0,879} \\ &= \frac{20000}{0,00584} \approx 3,42 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Отримане фактичне значення максимального тиску (3,42 МПа) є меншим за допустиме (3,5 МПа).

Площі поперечних перерізів, необхідні для подальших гідродинамічних розрахунків, становлять:

- Площа поршневої порожнини: $A_1 = 1661,9 \text{ мм}^2$.
- Площа штокової порожнини: $A_2 = 1460,8 \text{ мм}^2$.

2.3. Технічний розрахунок конструкції виробу

2.3.1. Розрахунки мінімальної товщини стінки циліндра амортизатора

Для забезпечення достатньої жорсткості та міцності гідроциліндра амортизатора слід розрахувати та вибрати товщину його стінки.

Таким чином, гідроциліндр амортизатора навантажений внутрішнім тиском, який створює меридіональну та окружну напругу в його стінках. Відповідно до теорії Мора, вважаючи мінімальну головну напругу рівним нулю, еквівалентну напругу $\sigma_{\text{екв}}$ обчислюють за формулою:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{p_{\text{max}} \cdot D_{\text{п}}}{2 \cdot \delta},$$

де δ — товщина стінок гідроциліндра, м.

Гідроциліндри амортизаторів виготовляють, як правило, з конструкційних та легованих сталей з гарною зварюваністю. У цій конструкції приймають Сталь 30ХГСА за ДСТУ 7806:2015. Для неї межа плинності становить $490 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Товщина стінок гідроциліндра приймається рівною 0,0025 м (2,5 мм). Тоді еквівалентна напруга $\sigma_{\text{екв}}$, обчислена за формулою:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{3,42 \cdot 10^6 \cdot 0,046}{2 \cdot 0,0025} = 31,46 \text{ МПа}.$$

Отримане значення є допустиме.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				34
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.2. Розрахунок штока амортизатора на стійкість

Крім міцності та жорсткості гідроциліндра, досить жорстким на вигин має бути і шток амортизатора. З цією метою проводять розрахунок штока на стійкість амортизатора з повністю висунутим штоком.

Критична сила, що викликає втрату стійкості, повинна значно перевищувати зусилля, що виникають при роботі амортизатора при прямому ході підвіски.

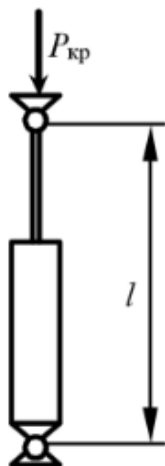


Рис. 2.1. Амортизатор телескопічний [16]

Довжина амортизатора між осями вушок при повністю висунутому штоку; $P_{кр}$ - критична сила

Критичну силу $P_{кр}$ визначають за формулою:

$$P_{кр} = \frac{14,6 \cdot \pi \cdot d_{шт}^4 \cdot E}{64 \cdot l_a^2},$$

де E — модуль Юнга, Па; l_a — повна довжина амортизатора між осями вушок, м.

Тоді, за формулою:

$$P_{кр} = \frac{14,6 \cdot 3,14159 \cdot 0,016^4 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{64 \cdot 0,420^2} = \frac{631269}{11,2896} = 55916 \text{ Н.}$$

Максимальна сила, що діє на шток амортизатора на прямому ході підвіски, з урахуванням силового передавального відношення становить 5000 Н. Це значення в 11,2 рази менше критичної сили втрати стійкості.

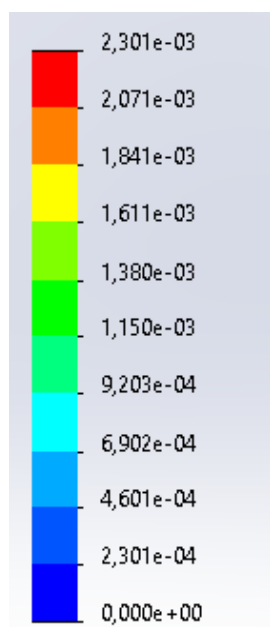
		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				35
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Для верифікації аналітичних розрахунків штока на стійкість у програмному комплексі SOLIDWORKS Simulation було проведено скінченно-елементний аналіз поздовжнього вигину (Buckling). Навантаження силою 5000 Н прикладалося до робочого торця штока, а умови закріплення імітували його максимальний виліт із напрямної втулки.

За результатами комп'ютерного моделювання (рис. 2.2) було отримано коефіцієнт критичного навантаження (Load Factor), який становить 11,2. Це свідчить про те, що реальний запас стійкості конструкції у 11,2 разів перевищує номінальні експлуатаційні вимоги.



Рис 2.2. Результати симуляції на стійкість



Графічна епюра першої форми деформації показує, що максимальна амплітуда зміщення (див рис.2.2 та рис.2.3) виникає на вільному висунутому кінці штока, тоді як внутрішня частина циліндра залишається стабільною. Отримані дані симуляції повністю підтверджують результати теоретичних розрахунків і доводять високу надійність розробленого демпфуючого вузла ходової частини

Рис 2.3. Шкала зусилля яке діє на шток

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				36
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3. Розрахунок різьбового з'єднання кріплення поршня на міцність

Фіксація головного робочого поршня на штоку здійснюється за допомогою різьбового з'єднання (метрична різьба з дрібним кроком М10х1,25) та самоконтрувальної гайки заввишки 9,5 мм.

Для розрахунку приймаємо номінальний робочий тиск у штоковій порожнині $p = 3.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$ (3,5 МПа).

Визначення максимального осьового зусилля

Максимальна осьова сила F , що намагається зірвати гайку зі штока, дорівнює добутку тиску на ефективну (кільцеву) площу поршня:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4},$$

де $D = 0.048 \text{ м}$ - внутрішній діаметр робочого циліндра;

$d_{\text{шт}} = 0.016 \text{ м}$ - зовнішній діаметр штока.

$$F = 3.5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3.1415 \cdot (0.048^2 - 0.016^2)}{4} = 3.5 \cdot 10^6 \cdot 0.001608 = 5628 \text{ Н}.$$

Перевірка різьбового хвостовика штока на розтяг

Небезпечним перерізом штока є переріз за внутрішнім діаметром різьблення приймаємо $[\sigma]_p = 330 \cdot 10^6 \text{ Па}$

Умова міцності на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

де $d_1 = 0.008647 \text{ м}$ - внутрішній діаметр різьблення М10х1,25;

$[\sigma]_p$ - допустиме напруження на розтяг для сталі 30ХГСА

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 5628}{3.1415 \cdot 0.008647^2} = \frac{22512}{0.0002348} = 95.8 \cdot 10^6 \text{ Па (95,8 МПа)}.$$

Оскільки $95.8 \text{ МПа} < 330 \text{ МПа}$, міцність хвостовика штока на розрив гарантовано забезпечена із запасом.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		37

Верифікація міцності різьбового хвостовика штока на розтяг за допомогою методу кінцевих елементів

Для підтвердження достовірності аналітичних розрахунків різьбової частини штока та визначення характеру розподілу еквівалентних напружень у зоні концентрації було виконано чисельне моделювання методом кінцевих елементів (МКЕ) у модулі статичного аналізу програми SOLIDWORKS Simulation.

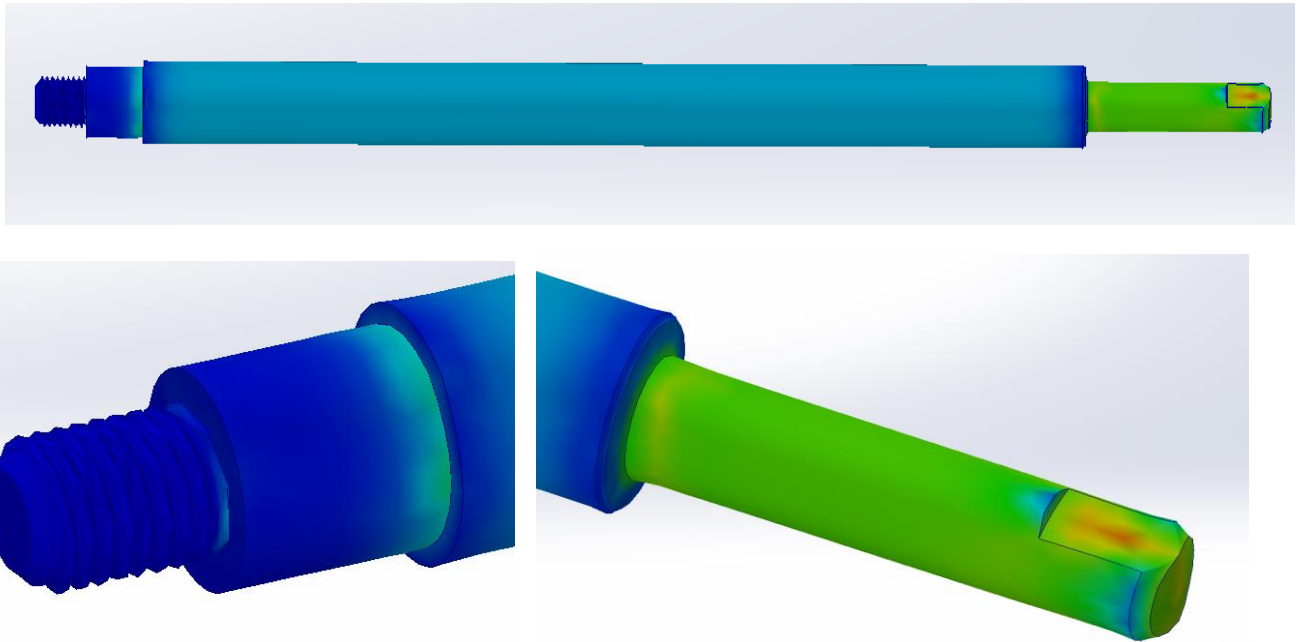


Рис 2.4. Зображення розподілу напружень при випробування на розтяг

На рис.2.4 наведено епюру розподілу еквівалентних напружень за Мізесом у тілі штока при розтягуванні різьбового хвостовика осьовим зусиллям 5628 Н

Аналіз результатів скінченно-елементного моделювання показує, що в зоні зменшеного діаметра під різьбу M10x1,25 напруження стабілізуються в межах 94,2–95,8 МПа, що повністю корелює з результатами аналітичного розрахунку на міцність. Локальний сплеск напружень до 117,8 МПа зафіксовано в точці конструкційного переходу діаметрів, що є наслідком концентрації напружень.

Максимальні виниклі напруження (117,8 МПа) не перевищують межу плинності матеріалу (530 МПа). Отриманий коефіцієнт запасу міцності $K=4,5$ підтверджує надійність та безпеку розробленого різьбового вузла кріплення поршня при номінальних динамічних навантаженнях

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				38
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірка витків різьби на зім'яття

Силі, що передаються від поршня на гайку, викликають контактні напруження на робочих поверхнях витків. Умова міцності:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot K_{зм}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де: $d_2 = 0.009188\text{м}$ - середній діаметр різьблення; $H = 0.0095\text{м}$ - висота гайки; $K_{зм} = 0.6$ - Коефіцієнт повноти різьблення; $[\sigma]_{зм}$ — допустиме напруження на зім'яття (для гайки класу 10.0 складає близько $720 \cdot 10^6\text{Па}$).

$$\sigma_{зм} = \frac{5628}{3.1415 \cdot 0.009188 \cdot 0.0095 \cdot 0.6} = \frac{5628}{0.000164} = 34.3 \cdot 10^6 \text{ Па (34,3 МПа)}.$$

Оскільки $34.3 \text{ МПа} < 720 \text{ МПа}$, міцність на зім'яття забезпечена.

Перевірка витків різьби на зріз

Для витків штока (зрізаються за внутрішнім діаметром гайки):

$$\tau_{з.ш} = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K_{з.ш}} \leq [\tau]_з,$$

де $K_{з.ш} = 0.58$ - Коефіцієнт ширини основи витка штока; $[\tau]_з = 250 \cdot 10^6\text{Па}$ - допустиме напруження зрізу для сталі 30ХГСА.

$$\tau_{з.ш} = \frac{5628}{3.1415 \cdot 0.008647 \cdot 0.0095 \cdot 0.58} = 37.7 \cdot 10^6 \text{ Па (37,7 МПа)}.$$

Для витків гайки (зрізаються по зовнішньому діаметру штока)

$$\tau_{з.г} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot K_{з.г}} \leq [\tau]_з,$$

де: $d = 0.010\text{м}$ - номінальний діаметр різьблення; $K_{з.г} = 0.65$ - Коефіцієнт ширини основи витка гайки; $[\tau]_з = 270 \cdot 10^6\text{Па}$ – допустиме напруження зрізу для матеріалу гайки класу 10.0.

$$\tau_{з.г} = \frac{5628}{3.1415 \cdot 0.010 \cdot 0.0095 \cdot 0.65} = 28.9 \cdot 10^6 \text{ Па (28,9 МПа)}.$$

Таким чином, застосування різьбового з'єднання М10х1,25 та стандартної самоконтрувальної гайки заввишки 9,5 мм класу міцності 10.0 повністю задовольняє умови міцності та гарантує надійну фіксацію поршня при номінальному робочому тиску 3,5 МПа.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				39
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4. Вибір та обґрунтування робочої гідравлічної рідини

Робоча рідина в амортизаторі потрібна для створення опору при русі по нерівностях та передачі тиску між порожнинами циліндра . Під час проходження рідини через дросельні отвори частина механічної енергії переходить у теплову.

До робочої рідини амортизаторів є такі вимоги:

- Високий індекс в'язкості (мінімальна зміна в'язкості при значних перепадах температур).
- Низька температура застигання (не вище -40°C) для забезпечення працездатності підвіски в зимовий період.
- Висока температура спалаху та стійкість до термічної деструкції.
- Мінімальна схильність до піноутворення та кавітації при високих швидкостях перетікання.
- Сумісність з матеріалами ущільнень (фторопласт PTFE, гума NBR).

В якості робочої рідини для розроблюваного амортизатора обрано спеціалізовану синтетичну амортизаторну рідину класу в'язкості **SAE 5W**.

Основні фізико-хімічні властивості обраної рідини:

- кінематична в'язкість при 40°C : $\nu_{40} = 18,0 \text{ мм}^2/\text{с}$ (сСт);
- кінематична в'язкість при 100°C : $\nu_{100} = 4,0 \text{ мм}^2/\text{с}$ (сСт);
- індекс в'язкості (VI): не менше 130;
- густина при 20°C : $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$;
- температура застигання: -42°C .

PP підібрана за Міжнародним стандартом ISO-22.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				41
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.1. Дослідження залежності кінематичної в'язкості від температури робочої рідини

Під час роботи амортизатора для машин високої прохідності на нерівній поверхні рідина постійно проходить через дросельні отвори, через що температура масла поступово підвищується. При нагріванні в'язкість рідини зменшується, а це призводить до зниження гідравлічного опору та зміни демпфувальних характеристик амортизатора.

Провівши пошук у відкритих джерелах (в мережі інтернет), та використовуючи довідкову літературу підбираємо робочу гідравлічну рідину за класом **SAE-5**. Згідно характеристик гідравлічної рідини які наводить виробник маємо залежність яка показана на рис.2.5.

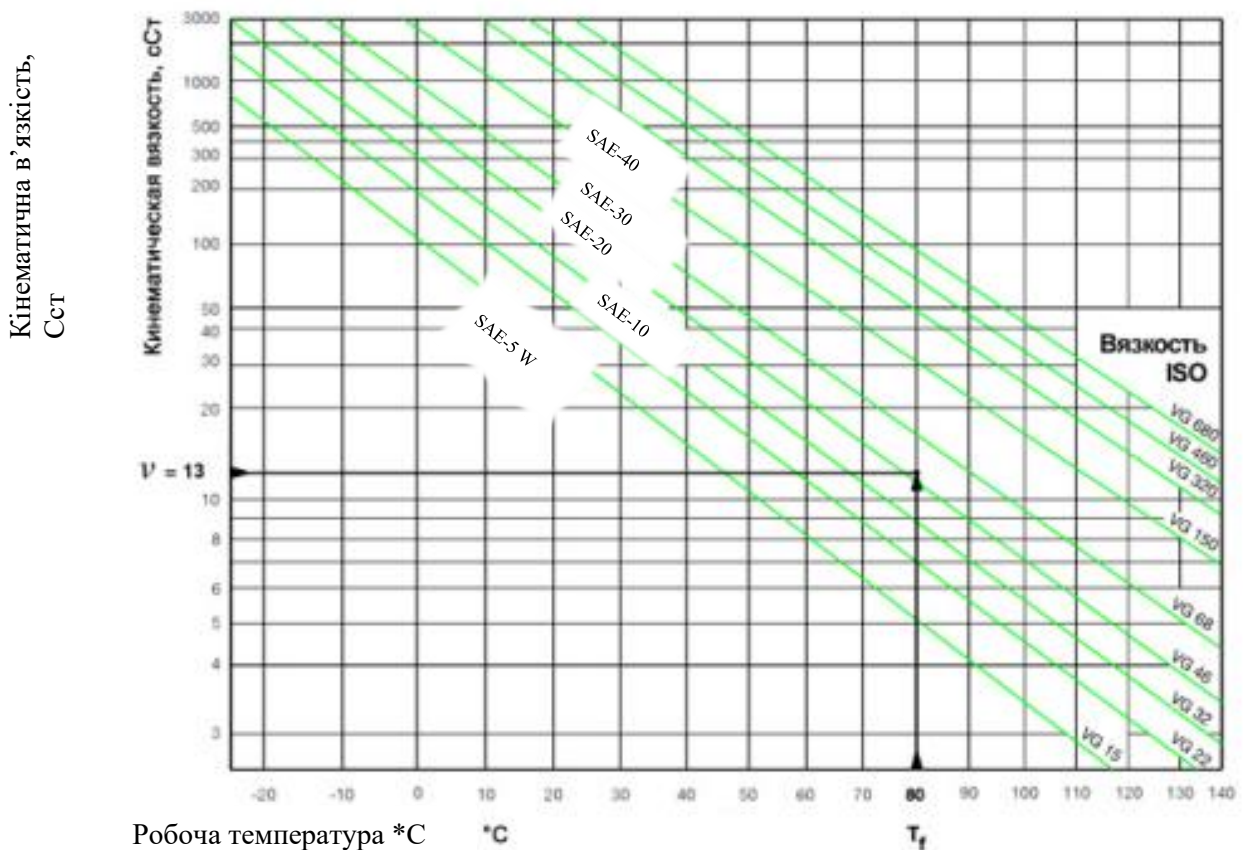


Рис.2.5 Графік залежності кінематичної в'язкості від робочої температури мастила [17]

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				42
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

З даної залежності можемо визначити тільки наступні значення, які показані в табл.2.1.

Таблиця 2.1. Таблиця залежності вязкості від температури РР

Температура Т, °С	В'язкість ν , мм ² /с (сСт)
-20	520
-10	220
0	115
10	70
20	35
30	25
40	15
50	11
60	8
70	6,3
80	5
90	4,2
100	3,5
110	3

За цими значеннями будемо графік, який має наступний вигляд

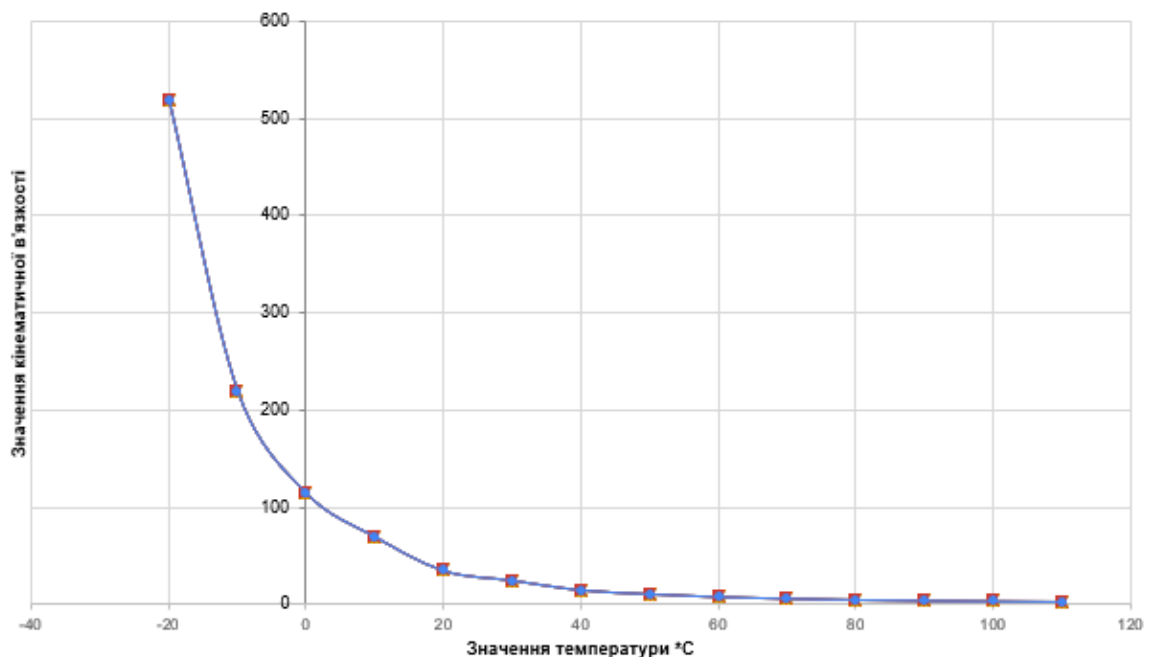


Рис. 2.6. Графік залежності кінематичної в'язкості від температури робочої рідини

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				43
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.2. Розрахунок залежності коефіцієнта витрати і числа Рейнольдса від температури

Вплив температури робочої рідини на її кінематичну в'язкість описується числом Рейнольдса – безрозмірною величиною, яка описує співвідношення інерційних сил до сил в'язкісного тертя в рідинах та газах.

Як указано в роботі [12]: «Імітатор було виконано в гільзі амортизатора в якій встановлено клапанно-дросельну групу. Розміри поршня дорівнювали розмірам типової клапанно-дросельної групи стандартного автомобільного амортизатора»

$$Re = \frac{v_{др} d_{др}}{\nu_t},$$

де $v_{др}$ -швидкість потоку рідини в дроселі, м/с; ν_t -кінематична в'язкість рідини, м²/с.

В ході експериментів на дроселях створювались перепади тиску, які забезпечували витрату робочої рідини через дроселі відповідно до діапазону частот роботи амортизатора. Дослідження було виконано для двох типів клапанно-дросельних груп – з дроселями типової групи та дроселями з автоматичним регулюванням площ. Витратні характеристики дроселів визначались для діапазону температур від 9 до 55 °С та перепадів тиску 0.5...5 МПа що цілком підходить під поставлену задачу.

Суттєвий вплив температури на коефіцієнт витрати у дроселях клапанно-дросельних груп показав, що для підвищення точності розрахунку характеристик амортизатора врахування змін кінематичної в'язкості є необхідним.

Коефіцієнт витрати μ для тонких круглих дросельних отворів розраховується за емпіричною залежністю, що враховує гідравлічні втрати:

$$\mu = \frac{0,65}{\sqrt{1 + 400/Re}}.$$

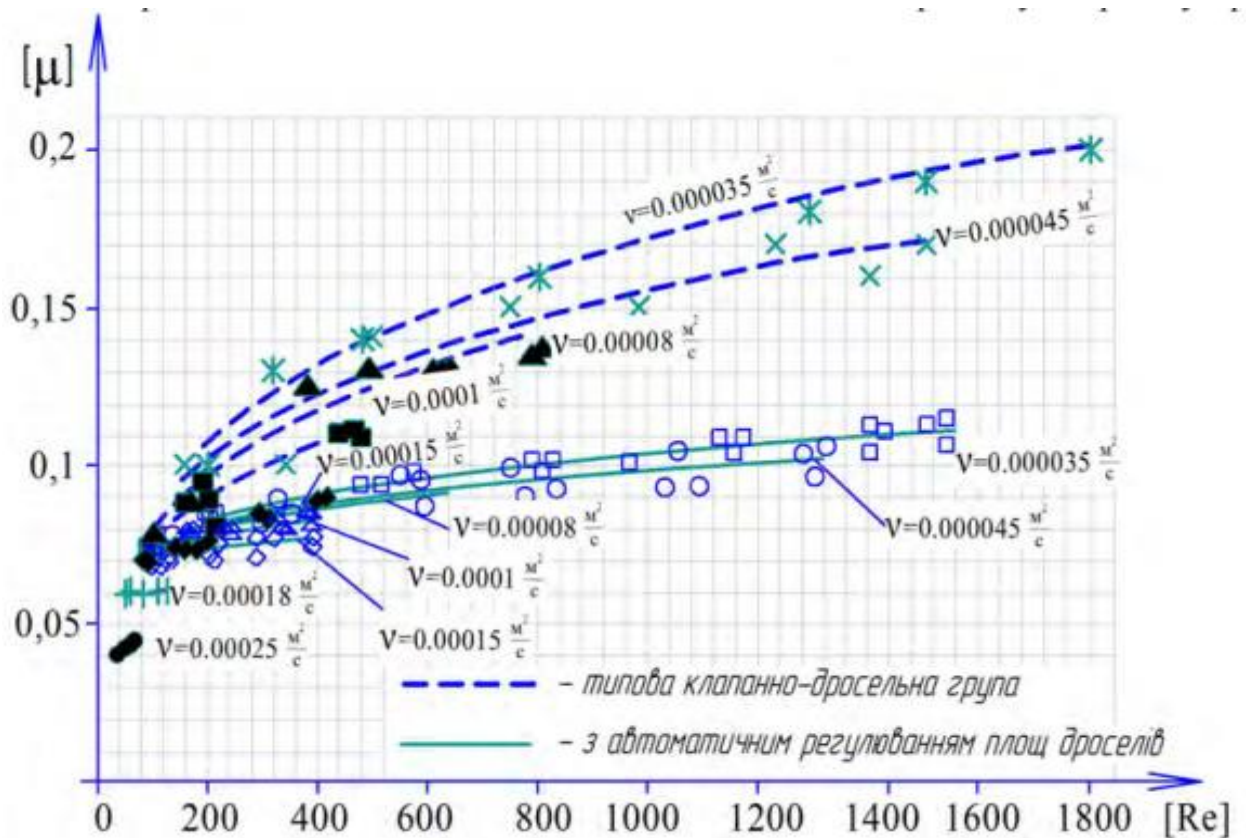


Рис.2.7. Залежність коефіцієнта витрати від числа Рейнольдса [18]

Обраховуються значення витрати за відповідною температурою, та заносяться в табл.2.2.

Таблиця 2.2 Залежність коефіцієнта витрати від числа Рейнольдса

Температура Т, °С	В'язкість ν, сСт	Число Рейнольдса Re	Коефіцієнт витрати μ
-20	520	38	0,19
-10	220	91	0,28
0	115	174	0,36
10	70	286	0,42
20	35	571	0,5
30	25	800	0,53
40	15	1333	0,57
50	11	1818	0,59
60	8	2500	0,6
70	6,3	3175	0,61
80	5	4000	0,62
90	4,2	4762	0,62
100	3,5	5714	0,63
110	3	6667	0,63

Ярмош М.О.

Коваль О.Д.

ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ

Арк.

44

Зм.

Арк

№ докум.

Підпис

Дата

За результатами будується графік залежності числа Рейнольдса від кінематичної в'язкості (температури) рідини в залежності від швидкості руху рідини

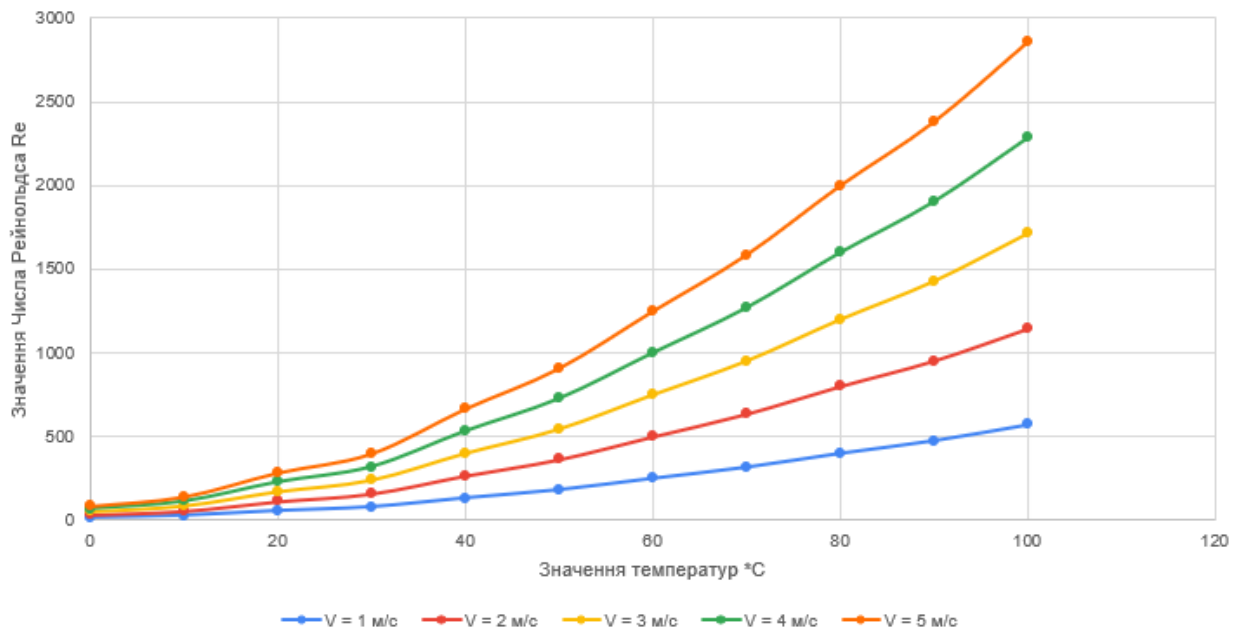


Рис.2.8. Залежність числа Рейнольдса до кінематичної в'язкості рідини в залежності від швидкості руху рідини

Режими течії. При низьких температурах (від $0^{\circ}C$ до $20^{\circ}C$) спостерігається низьке значення числа Рейнольдса ($Re < 2320$), що відповідає ламінарному або перехідному режиму течії. В цей період гідравлічні втрати в дроселях максимальні, що зумовлює підвищену жорсткість амортизатора на «холодній» оливі.

Зі зростанням температури (вище $60^{\circ}C$) стрімке зниження кінематичної в'язкості рідини призводить до експоненціального зростання числа Рейнольдса. Найбільш інтенсивний приріст Re спостерігається при високих швидкостях потоку ($V > 3$ м/с), де значення Re наближаються до 3000, що свідчить про перехід до розвиненої турбулентної течії.

2.5. Розрахунок трубопровода та визначення прохідних перерізів дроселів

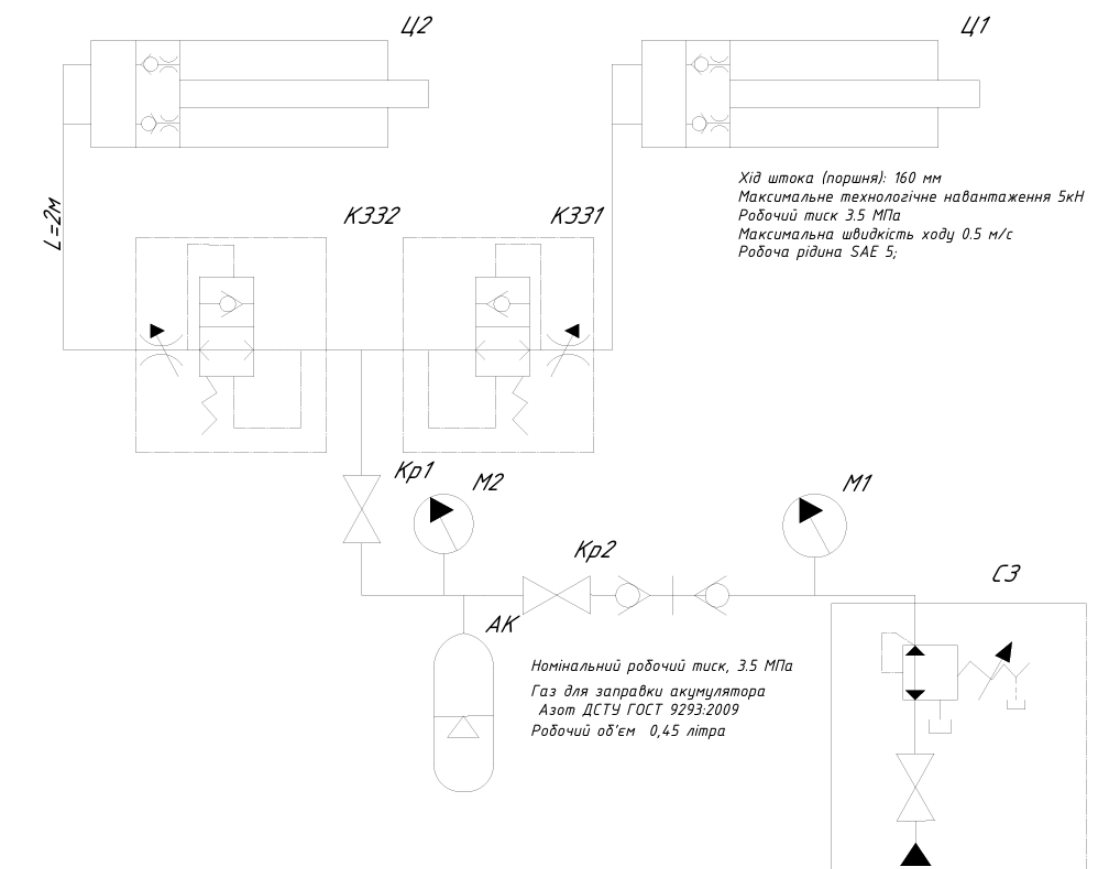


Рис.2.9. Схема розрахункова гідравлічна

Основним завданням гідравлічного розрахунку є визначення сумарної площі прохідних перерізів дросельної системи поршня, та розрахунок втрат трубопровода.

Розрахунок дроселюючої системи проводимо за спрощеним алгоритмом, тобто приймаємо, що в даних розрахунках повний перепад тиску реалізується при перетіканні в'язкої рідини через отвір, що дроселює, як на прямому, так і на зворотному ході підвіски.

Максимальну швидкість руху штока при експлуатаційних навантаженнях приймаємо $V_{шт} = 0,5$ м/с. Визначимо об'ємну витрату робочої рідини $Q_{відб}$, що витісняється зі штокової порожнини через дросельні отвори поршня при його ефективній площі $A_2 = 1460,8 \text{ мм}^2 = 1460,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$:

$$Q_{відб} = A_2 \cdot V_{шт}.$$

$$Q_{відб} = 1460,8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 = 730,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				46
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна площа прохідного перерізу дросельної системи $f_{др}$, необхідна для створення заданого перепаду тиску, визначається з рівняння Бернуллі для витікання рідини через циліндричний отвір:

$$f_{др} = \frac{Q_{відб}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}},$$

де μ — середній коефіцієнт витрати для турбулентного режиму (згідно з попередніми розрахунками приймаємо $\mu = 0,6$); ρ — густина амортизаторної рідини SAE 5W при робочій температурі (приймаємо $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$).

Теоретичну швидкість витікання рідини через дросельні канали:

$$v_{вит} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,42 \cdot 10^6}{850}} = \sqrt{\frac{6840000}{850}} \approx 89,7 \text{ м/с}.$$

Визначимо необхідну сумарну площу прохідного перерізу всіх отворів поршня:

$$f_{др} = \frac{730,4 \cdot 10^{-6}}{0,6 \cdot 89,7} = \frac{730,4 \cdot 10^{-6}}{53,82} \approx 13,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 13,57 \text{ мм}^2.$$

Конструктивна реалізація та перерахунок геометричних розмірів отворів

Для забезпечення рівномірного розподілу потоків рідини та унеможливлення перекосу поршня в робочому циліндрі, сумарну площу перерізу $f_{др}$ доцільно розділити на $n = 4$ симетрично розташованих циліндричних отвори.

Площа одного каліброваного отвору повинна становити:

$$f_{отв} = \frac{f_{др}}{n} = \frac{13,57}{4} = 3,39 \text{ мм}^2.$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				47
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо розрахунковий діаметр одного дросельного отвору:

$$d_{\text{др}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{отв}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,39}{3,14159}} = \sqrt{4,316} \approx 2,08 \text{ мм.}$$

З урахуванням стандартного ряду розмірів різального інструменту (свердел), приймаємо остаточний діаметр дросельних отворів $d_{\text{др}} = 2,1 \text{ мм.}$

Зробимо перевірочний розрахунок фактичної площі перерізу при стандартизованому діаметрі:

$$f_{\text{факт}} = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{др}}^2}{4} = 4 \cdot \frac{3,14159 \cdot 2,1^2}{4} = 13,85 \text{ мм}^2 = 13,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Розрахунок фактичних втрат тиску та сил опору

Враховуючи прийняте округлення діаметра отворів до стандартного значення 2,1 мм. визначимо фактичні втрати тиску (перепад тиску) на поршні за формулою:

$$\Delta p_{\text{факт}} = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q_{\text{відб}}}{\mu \cdot f_{\text{факт}}} \right)^2 = \frac{850}{2} \cdot \left(\frac{730,4 \cdot 10^{-6}}{0,6 \cdot 13,85 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 425 \cdot \left(\frac{730,4}{8,31} \right)^2 = 425 \cdot 7724,3 \approx 3,28 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 3,28 \text{ МПа.}$$

Визначимо фактичну силу опору амортизатора на штоку при максимальній швидкості:

$$R_{\text{факт}} = \Delta p_{\text{факт}} \cdot A_2 = 3,28 \cdot 10^6 \cdot 1460,8 \cdot 10^{-6} \approx 4791 \text{ Н.}$$

Відхилення отриманого значення сили опору від заданого теоретичного (5000 Н) становить:

$$\delta = \frac{5000 - 4791}{5000} \cdot 100\% = 4,18\%.$$

Отримане відхилення лежить у межах допустимого.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				48
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Гідравлічний розрахунок трубопроводу

Вибір розмірів трубопроводу

Задача розрахунку - визначення діаметрів трубопроводів і втрат тиску, що виникають у них при переміщенні робочої рідини.

Розрахунок варто робити по ділянках, що мають однакову витрату. Ділянка являє собою трубопровід з установленими на ньому місцевими опорами (трійники, ніпелі, повороти і т.і.) і гідроапаратами.

Формула розрахунку діаметру трубопровода

$$d_m = \sqrt{\frac{4Q_T}{\pi \cdot V_{cp}}}, \quad d = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

де Q - витрата рідини на ділянці що розраховується, V_{cp} - середня швидкість рідини.

Середню швидкість рідини обирають залежно від призначення трубопроводу і тиску в діапазоні від 3 до 10 м/с. Приймаємо $V = 4$ м/с.

Визначаємо внутрішній діаметр ділянки для заданої витрати

$Q = 730,4 \cdot 10^{-6}$ м³/с та середньої швидкості рідини $V_{cp} = 0,5$ м/с:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot 730,4 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 4}} = 0,0152 \text{ м} = 15,2 \text{ мм.}$$

Згідно **EN 857** приймаємо: $d = 16$ мм.

Дійсна швидкість у цьому трубопроводі буде:

$$V_{\text{дійсн}} = \frac{4 \cdot 730,4 \cdot 10^{-6}}{3,1416 \cdot 0,016^2} \approx 3,63 \text{ м/с}$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				49
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення втрат тиску на гідравлічне тертя

- Довжина ділянки $l = 2\text{ м}$.
- Внутрішній діаметр трубопроводу: $d = 16\text{ мм} = 0,016\text{ м}$.
- Дійсна швидкість руху рідини: $V = 3,63\text{ м/с}$.
- Робоча рідина: гідравлічна олива SAE5W з густиною 877 кг/м^3 та кінематичною в'язкістю $30 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$.

Розрахунок числа Рейнольдса Re

Коефіцієнт тертя залежить від режиму швидкості рідини й визначається по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d_T}{\nu}$$

Підставляємо значення:

$$Re = \frac{3,63 \cdot 0,016}{30 \cdot 10^{-6}} = 1936$$

Оскільки отримане значення $Re = 1936 < 2320$, режим руху робочої рідини на даній ділянці є ламінарним.

Розрахунок коефіцієнта тертя

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

Підставляємо значення:

$$\lambda = \frac{75}{1936} = 0,039.$$

Розрахунок втрат тиску на гідравлічне тертя Δp_l

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу визначаються за формулою:

$$\Delta p_l = \frac{0,5 \cdot \lambda \cdot l \cdot \rho \cdot V^2}{d_T}$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				50
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Підставляємо розрахункові дані:

$$\Delta p_l = \frac{0,5 \cdot 0,039 \cdot 2 \cdot 877 \cdot 3,63^2}{0,016} = \frac{34,203 \cdot 13,177}{0,016} = \frac{450,717}{0,016} = 28170 \text{ Па}$$

$$\Delta p_l = 28170 \text{ Па} = 0,028 \text{ МПа}$$

Визначення втрат у місцевих опорах

Втрати на місцевих опорах визначаємо по формулі:

$$\Delta p_M = \xi k,$$

де ξ — коефіцієнт місцевого опору елемента.

$$k = 0,5 \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 877 \cdot 3,63^2 = 5778,07 \text{ Па}$$

Відповідно до послідовності, визначаємо втрати тиску на кожному місцевому опорі:

Повороти лінії 2 шт.: Приймаємо коефіцієнт опору для плавного повороту під кутом 90°: $\xi = 0,13$.

$$\Delta p_{M(\text{кол})} = 2 \cdot (5778,07 \cdot 0,13) = 1502,30 \text{ Па}$$

Клапан обриву магістралі: приймаємо витрату гідравлічного апарату, відповідно до графіку залежності втрат від тиску (див рис.) [21]

При витраті $Q = 730,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 43,824 \text{ л/хв}$

$$\Delta p_{M(\text{кл.обр})} = 11 \text{ бар} = 1,1 \text{ МПа}$$

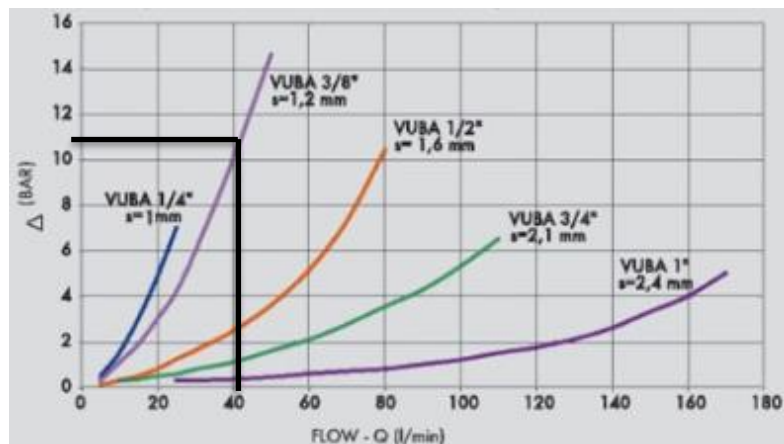


Рис 2.8 Залежність втрат від витрати [21]

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				51
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Магістральні трійники (3 шт.):

Перший трійник об'єднує потоки від лівого та правого амортизаторів осі, другий трійник забезпечує підключення контрольного манометра, третій безпосередньо здійснює вхід у порт гідроаккумулятора. Приймаємо коефіцієнт опору для трійника: $\xi = 2,3$.

$$\Delta p_{M(\text{тр})} = 3 \cdot (5778,07 \cdot 2,3) = 39868,68 \text{ Па}$$

Запірний кран (кульовий): Встановлюється на спільній лінії після трійника об'єднання потоків коліс. Для повністю відкритого магістрального кульового крана коефіцієнт місцевого опору становить: $\xi = 0,15$.

$$\Delta p_{M(\text{кран})} = 5778,07 \cdot 0,15 = 866,71 \text{ Па}$$

Сумарний розрахунок місцевих втрат

Загальні втрати тиску в місцевих опорах на розраховуваній ділянці підвіски складають:

$$\Sigma \Delta p_M = \Delta p_{M(\text{кол})} + \Delta p_{M(\text{кл.обр})} + \Delta p_{M(\text{тр})} + \Delta p_{M(\text{кран})}$$

$$\Sigma \Delta p_M = 1502,30 + 1100000 + 39868,68 + 866,71 = 55527,25 \text{ Па}$$

$$\Sigma \Delta p_M \approx 1,1555 \text{ МПа}$$

Табл 2.3. Таблица загального опору

Вид опору	Кількість, шт.	Коефіцієнт ξ	Швидкість V, м/с	Втрати Δp_M , Па
Коліно (поворот 90°)	2	0,13	3,63	1502,30
Клапан обриву лінії	1	2,30	3,63	1100000
Трійники)	3	2,30	3,63	39868,68
Кран запірний магістральний	1	0,15	3,63	866,71
УСЬОГО:				1,1555 МПа

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				52
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальні втрати тиску в загальному трубопроводі складають:

- Втрати місцеві та по довжині = 1,1555 МПа
- Втрати на дроселі 0,22 МПа

Загальне число втрат гідропроводу становить 1,37 МПа.

2.7. Побудова робочих характеристик амортизатора

Робочою характеристикою гідравлічного амортизатора називають залежність сили опору від швидкості переміщення штока відносно циліндра, тобто функцію

$$R = f(V_{\text{шт}}).$$

У проектованому амортизаторі застосовано дросельну систему без додаткових підпружинених перепускних клапанів, тому режим течії рідини через калібровані отвори при робочих швидкостях є турбулентним. Для такого режиму сила гідравлічного опору пропорційна квадрату швидкості витікання рідини, що зумовлює параболічний характер робочої характеристики.

Аналітичний вираз для побудови робочої характеристики на такті відбою можна вивести шляхом об'єднання рівнянь гідравлічних втрат та витрати рідини:

$$R_{\text{факт}} = \Delta p \cdot A_2 = \frac{\rho \cdot A_2^3}{2 \cdot (\mu \cdot f_{\text{факт}})^2} \cdot V_{\text{шт}}^2 = k \cdot V_{\text{шт}}^2.$$

де k — наведений коефіцієнт гідравлічного опору амортизатора, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$.

Розрахуємо значення цього коефіцієнта для нашої системи ($f_{\text{факт}} = 13,85 \text{ мм}^2 = 13,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $\mu = 0,6$):

$$k = \frac{850 \cdot (1460,8 \cdot 10^{-6})^3}{2 \cdot (0,6 \cdot 13,85 \cdot 10^{-6})^2} \approx 19165 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2.$$

Тоді рівняння робочої характеристики набуває вигляду:

$$R_{\text{факт}} = 19165 \cdot V_{\text{шт}}^2.$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				53
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Графік був побудований в діапазоні робочих швидкостей штока від 0 до 0,5 м/с.

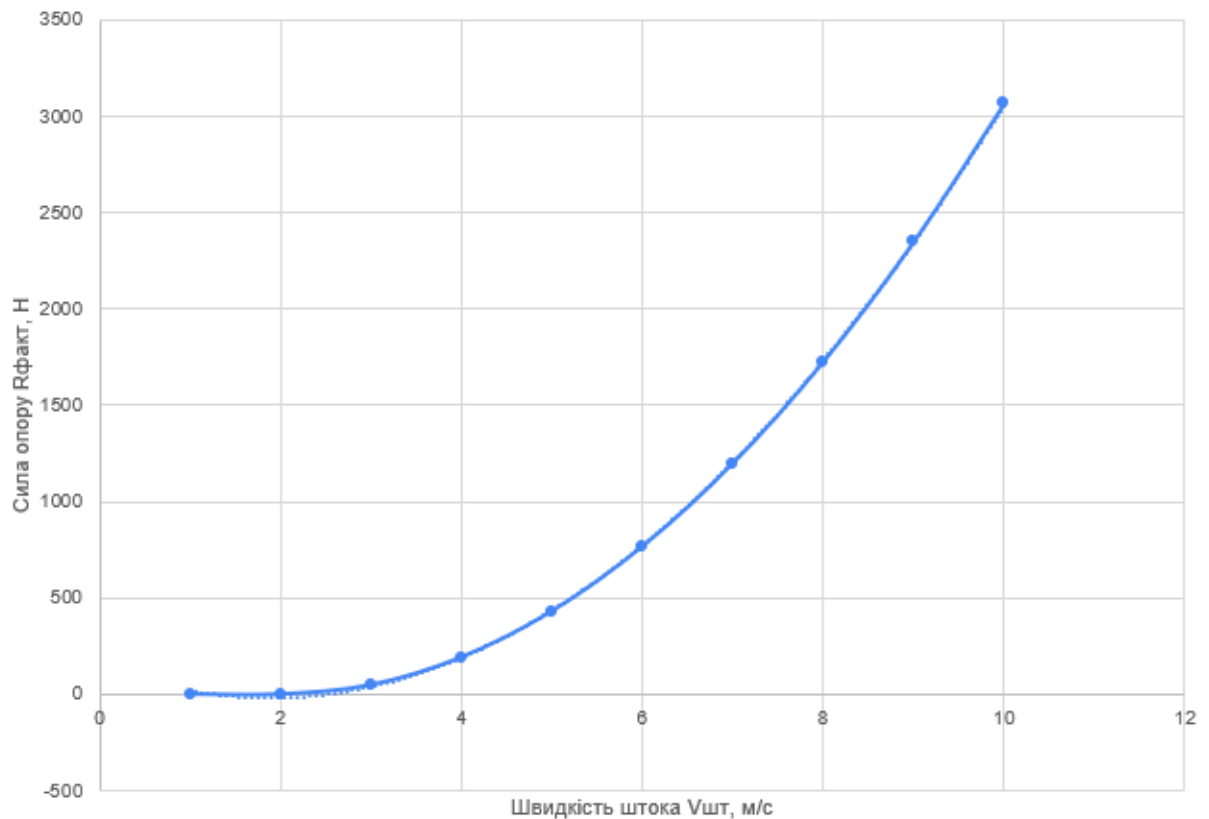


Рис.2.9. Графік залежності фактичної сили опору від швидкості штока

На основі отриманих даних побудовано теоретичну робочу характеристику амортизатора.

Зона активного демпфування. Зі зростанням швидкості руху штока сила опору зростає прогресивно. У робочому діапазоні (0,3–0,5 м/с) спостерігається інтенсивне зростання демпфуючої сили до 4791 Н. Така характеристика дозволяє ефективно гасити кінетичну енергію при наїздах на значні нерівності, запобігаючи небезпечним амплітудам коливань та пробоям підвіски.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				54
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

2.8. Розрахунок процесу політропної зміни стану газу

Як відомо, робота амортизатора на реальному транспортному засобі супроводжується високою частотою та швидкістю ходів підвіски. За таких умов теплообмін між стиснутим азотом та навколишнім середовищем не встигає повністю виконатись, тому процес зміни стану газу можна прийняти як політропний (близький до адіабатного) з показником політропи $n = 1,4$.

Вихідні дані для розрахунку параметрів газу:

Об'єм РР, що витісняється штоком при повному ході ($S = 160$ мм):

$$V_{out} = 233,7 \text{ см}^3 = 0,234 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Початковий (зарядний) об'єм газу у повністю розтиснутому стані амортизатора конструктивно приймаємо: $V_0 = 450 \text{ см}^3 = 0,450 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Рівняння політропного процесу для початкового (розтиснутого) та поточного стану газу має вигляд:

$$p_0 \cdot V_0^n = p_x \cdot V_x^n.$$

Звідси поточний тиск газу p_x у будь-якій точці ходу штока визначається як:

$$p_x = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_x} \right)^{1,4}$$

де V_x — поточний об'єм газу, який зменшується в міру занурення штока на величину x :

$$V_x = V_0 - A_2 \cdot x.$$

Розрахуємо кінцевий об'єм газу V_2 та максимальний тиск p_2 при повному стисненні амортизатора ($x = S = 160$ мм):

$$V_2 = V_0 - V_{out} = 450 - 233,7 = 216,3 \text{ см}^3 = 0,216 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

$$p_2 = 1,0 \cdot \left(\frac{450}{216,3} \right)^{1,4} = 1,0 \cdot (2,083)^{1,4} \approx 2,80 \text{ МПа} = 28,0 \text{ бар}.$$

З врахуванням втрат трубопровода загальний тиск гідроакумулятора

$$P_{розр} + P_{вт} = 3.5 \text{ МПа} + 1.37 \text{ МПа} = 4.87 \text{ МПа} \approx 5 \text{ МПа}$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				55
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунків наведені в табл.2.3, з подальшим графічним зображенням кривої (див рис.2.10) стиснення газу, яка наочно ілюструє зростання тиску в компенсаційній порожнині у графічній частині проєкту.

Таблиця 2.3 Результати розрахунків

Хід штока x , мм	Поточний об'єм газу V_x , см ³	Відношення стиснення V_0/V_x	Поточний тиск газу p_x , МПа
0 (вихідне)	450,0	1,000	1,00
20	420,8	1,069	1,10
40	391,6	1,149	1,21
60	362,4	1,242	1,35
80	333,1	1,351	1,52
100	303,9	1,501	1,76
120	274,7	1,638	2,00
140	245,5	1,833	2,34
160 (повне)	216,3	2,083	2,80

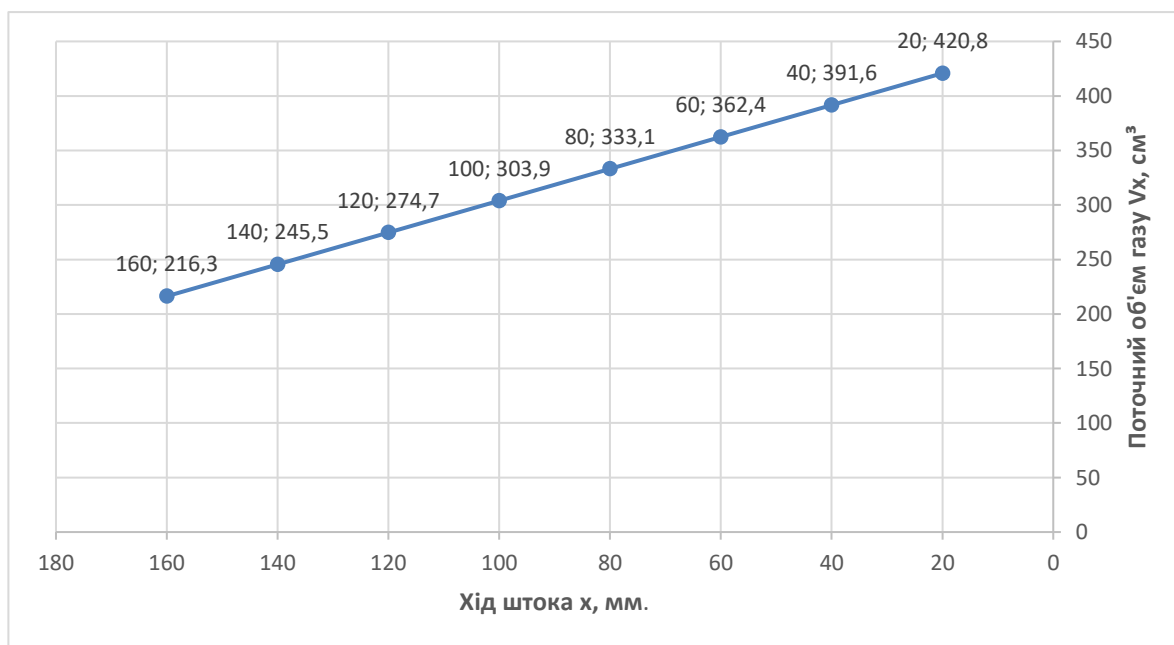


Рис.2.10 Залежність кількості газу від позиції штока

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				56
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до 2 розділу

1. Розроблено гідравлічну схему для демферу з гідравлічною прогресивною пружиною яка дозволяє при необхідності змінювати жорсткість амортизатора.
2. Виконано комплексний розрахунок амортизатора двосторонньої дії. В ході обчислень були отримані оптимальні розміри робочої камери, еквівалентні напруження на стінці циліндра становлять 31,46 МПа.
3. Розраховано дросельну систему поршня, яка має забезпечити необхідну силу демпфування (4791 Н при швидкості штока 0,5 м/с) та формує оптимальну параболічну швидкісну характеристику.
4. Розраховано втрати в трубопроводі, що дозволяє підібрати потрібний робочий тиск гідроакумулятора.
5. Компенсаційна камера (азот, початковий тиск 1,0 МПа) виконує функцію додаткової прогресивної пружини. При повному ході штока тиск газу зростає до 2,8 МПа.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				57
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ГІДРОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ АМОРТИЗАТОРА

Для верифікації розрахованих геометричних параметрів перепускних каналів, аналізу напружено-деформованого стану робочої середовища та оцінки ефективності дроселювання було виконано тривимірне моделювання вузлів амортизатора у САПР SOLIDWORKS з подальшим дослідженням у модулі гідродинамічного аналізу Flow Simulation.

3.1. Конструктивні особливості та геометрія розробленого амортизатора

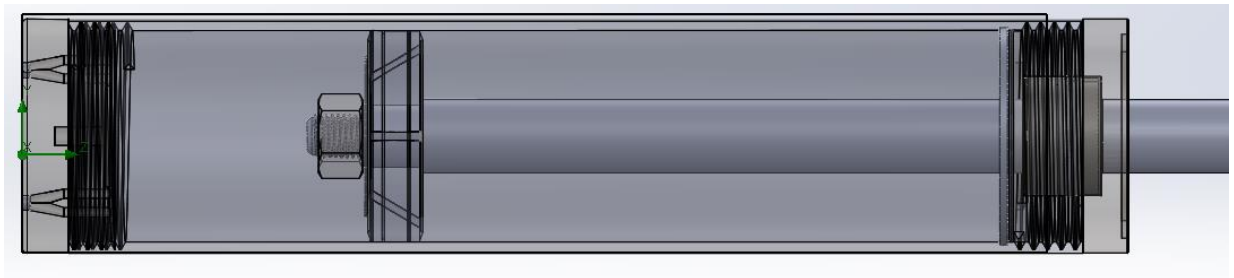


Рис. 3.1. Розроблений амортизатор

На (рис 3.1) представлено конструктивне виконання основних робочих вузлів гідропневматичного амортизатора у поздовжньому розрізі.

Канали мають ступінчасту структуру (перехід від більшого вхідного діаметра до меншого робочого), що виконує функцію некерованого двостороннього дроселя для стабільного перетікання робочої рідини до зовнішнього мембранного гідроаккумулятора. Робочий поршень, закріплений на штоку за допомогою самоконтрувальної гайки, реалізує концепцію зміщених каналів перемінного перерізу. Вхідні отвори на такті стиснення та відбою розташовані на різних радіусах колу поршня. Вхідний відвір з одного боку виконано на більшому діаметрі, що залишає його повністю відкритим для доступу оливи, оскільки притиснута пружна шайба не перекриває його зовнішню кромку.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				58
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Гідродинамічний аналіз робочого процесу на такті стиснення

Такт стиснення імітує наїзд транспортного засобу на перешкоду . При цьому шток із закріпленим на ньому поршнем здійснює рух усередину циліндра (у напрямку до задньої кришки). У процесі моделювання задано лінійну швидкість руху поршня $v = 0,5\text{ м/с}$. Об'єм поршневої порожнини (глухої частини циліндра) швидко зменшується, що призводить до стиснення робочої рідини та зростання тиску в цій зоні.

Поведінка клапанної системи Гідродинамічний опір на такті стиснення формується двома паралельними процесами:

Робота робочого поршня: Робоча рідина під тиском надходить у вхідні отвори перепускних каналів стиснення.

Завдяки концепції зміщених каналів вхідні відверстия розташовані на великому радіусі і не перекриваються пружною шайбою. Рідина безперешкодно проходить крізь тіло поршня, звужується і на виході створює гідродинамічний тиск на пакет дискових шайб з боку штока.

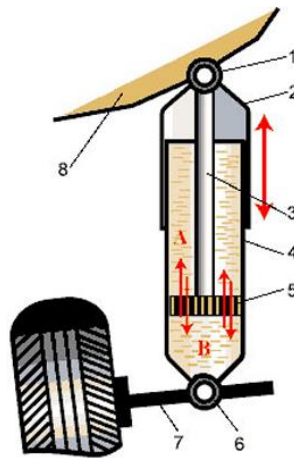


Рис.3.2. Амортизатор при стисненні [19]

Шайби деформуються (відгинаються на закладений робочий зазор 0,2 мм), дозволяючи оливі перетікати у штокову порожнину. Протилежні канали (відбою) при цьому наглухо заблоковані верхньою шайбою під дією тиску середовища.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				59
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

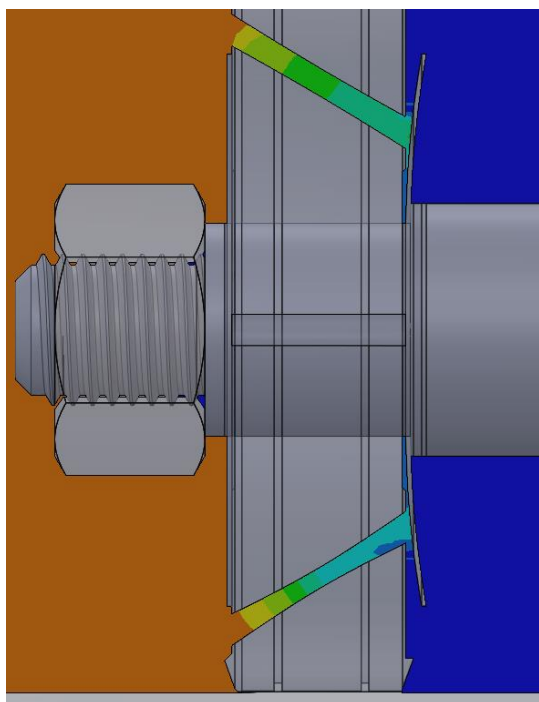
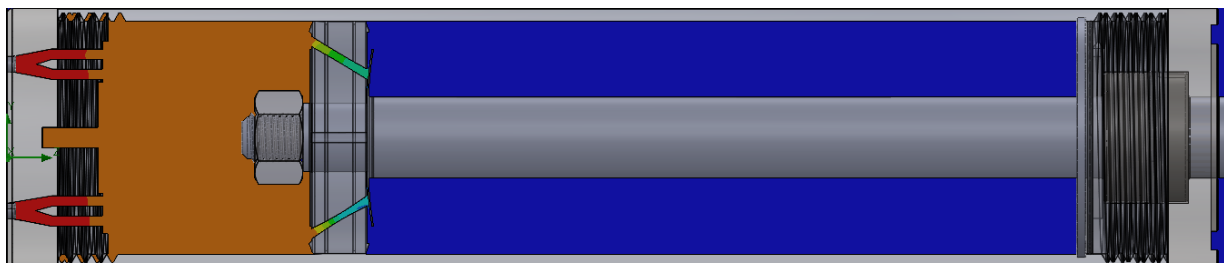


Рис . 3.3. Представлено загальну епюру розподілу статичного тиску (Cut Plot) у поздовжньому перерізі амортизатора під час такту стиснення підвіски.

Безперешкодний вхід рідини: З лівого боку поршня з зони більшого тиску з вхідний відвір каналу стиснення виконано на більшому радіусі. Завдяки цьому ліва пружна шайба, яка щільно притиснута тиском до площині поршня, не перекриває вхідний переріз.

Градiєнт падіння тиску: Усередині похилого звуженого каналу чітко простежується градієнт тиску (плавний перехід від помаранчевого до жовтого та зеленого кольорів). Відповідно до закону Бернуллі, це свідчить про поступове зростання швидкості потоку в міру наближення до вихідного мікротросту.

Деформація клапана та вихід потоку: З правого боку поршня зафіксовано розраховану деформацію пружної шайби. На виході з-під шайби тиск різко падає (перехід у блакитний та темно-синій спектр).

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				60
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

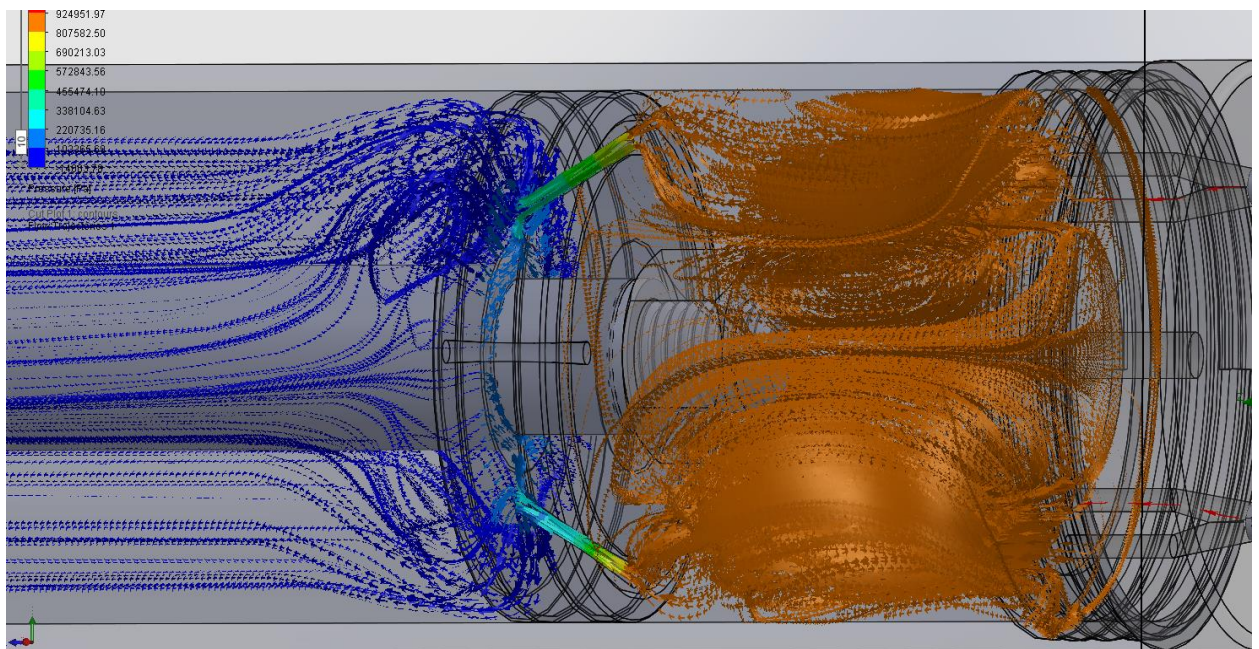


Рис.3.4 *Моделювання Flow Trajectories в Flow Simulation*

Вектори швидкості (Flow Trajectories) демонструють плавний, ламінарний вхід рідини у широкі канали поршня та різке локальне зростання швидкості (дроселювання) у мікрощілині під відігнутою шайбою.

Можемо відмитити на рисунках 3 зони:

Зона конвергенції (вхід потоку): У правій частині циліндра (забарвленій помаранчевим кольором, що відповідає високому тиску) спостерігається плавне, ламінарне стягування векторів потоку до вхідних отворів каналів відбою. Завдяки реалізації концепції зміщених каналів вхідні перерізи є повністю відкритими.

Зона проходження каналів: Усередині нахилих каналів тіла поршня лінії струму ущільнюються. Колірний градієнт змінюється з помаранчевого на зелений та блакитний, що візуалізує класичне рівняння Бернуллі: в міру звуження потоку та наближення до клапанної щілини швидкість рідини швидко зростає, а статичний тиск падає.

Зона турбулентної дисипації (вихід потоку): Ліва частина епюрі (окрашена темно-синім кольором) ілюструє поведінку рідини після проходження мікроазору дроселюючої шайби. На відміну від ламінарного входу, вихідний потік має яскраво виражений турбулентний характер. Лінії струму демонструють утворення інтенсивних вихорів (зон рециркуляції) навколо кріпильної гайки та за тілом поршня.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				61
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Гідродинамічний аналіз робочого процесу на такті розтиснення

Фізична модель процесу

Такт відбою відбувається після проходження перешкоди, коли пружина підвіски розтискається, витягуючи шток із циліндра. Напрямок руху поршня змінюється на протилежний (у бік направляючої втулки). Розрахункова швидкість руху зберігається на рівні $v = 0,5 \text{ м/с}$. На цьому етапі обсяг штокової порожнини різко зменшується, що ініціює створення зони екстремального тиску за поршнем.

Поведінка клапанної системи

Робота робочого поршня: Вектор потоку рідини змінюється на 180 градусів. Тепер олива заходить біля каналу відбою з боку штока (вхідні відверстину яких залишаються відкритими завдяки зміщеному радіусу). Пройшовши крізь поршень, рідина відгинає верхній пакет шайб і перетікає до поршневої порожнини. Нижні шайби стиснення при цьому наглухо притиснуті тиском до торця поршня.

Повернення рідини з гідроаккумулятора: Внаслідок висування штока з циліндра утворюється дефіцит об'єму. Стиснений азот у зовнішньому гідроаккумуляторі виштовхує резервну рідину по магістралі назад. Рідина проходить крізь калібровані відчинки задньої кришки, заповнюючи поршкову порожнину та запобігаючи виникненню розрідження (вакууму).

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				62
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

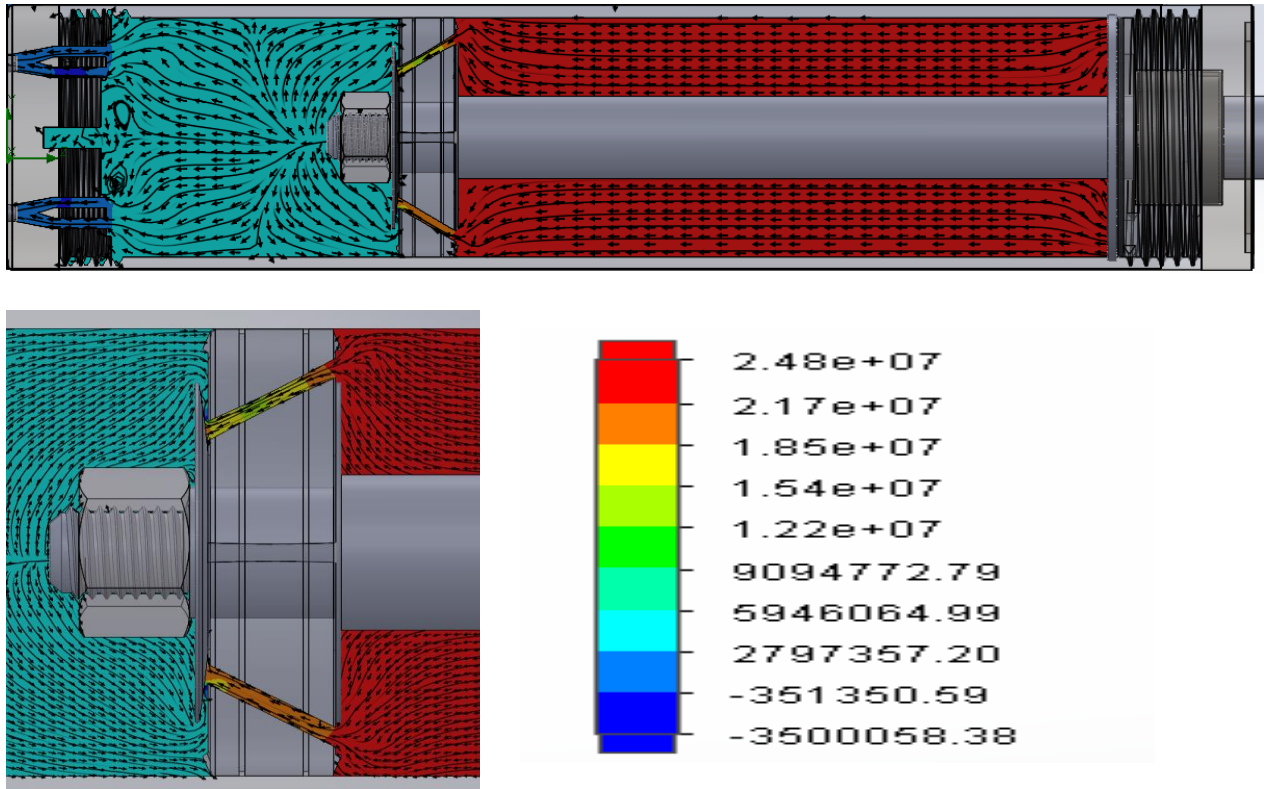


Рис.3.5. Моделювання Flow Trajectories в Flow Simulation

Зона високого тиску: У штоковій порожнині (між поршнем та направляючою втулкою) формується суцільна зона надлишкового тиску (виділена червоним спектром). Пікове значення опору сягає 3,5 МПа. Цей значний гідравлічний опір є конструктивною нормою: він забезпечує інтенсивне гальмування штока, запобігаючи різкому "вистрілюванню" підвіски та втраті зчеплення коліс з ґрунтом.

Зона розрідження: Відразу після проходження рідини крізь мікрозазор клапана спостерігається різке падіння тиску в поршневій порожнині (синя зона). Однак, завдяки правильному підбору перерізів отворів задньої кришки та своєчасному надходженню рідини з гідроаккумулятора, мінімальний тиск не опускається нижче порога пароутворення. Відсутність зон критичного вакууму підтверджує стійкість розробленої системи до гідродинамічної кавітації навіть за інтенсивних високочастотних колінь.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				63
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз кінематики потоку та розподілу швидкостей

Динаміка перетікання рідини на такті розтиснення була додатково досліджена за допомогою епюрі векторів швидкості (Flow Trajectories). Оскільки опір системи на відбої є значно вищим (що підтверджується піковим тиском 3,6 МПа), картина розподілу швидкостей має свої особливості:

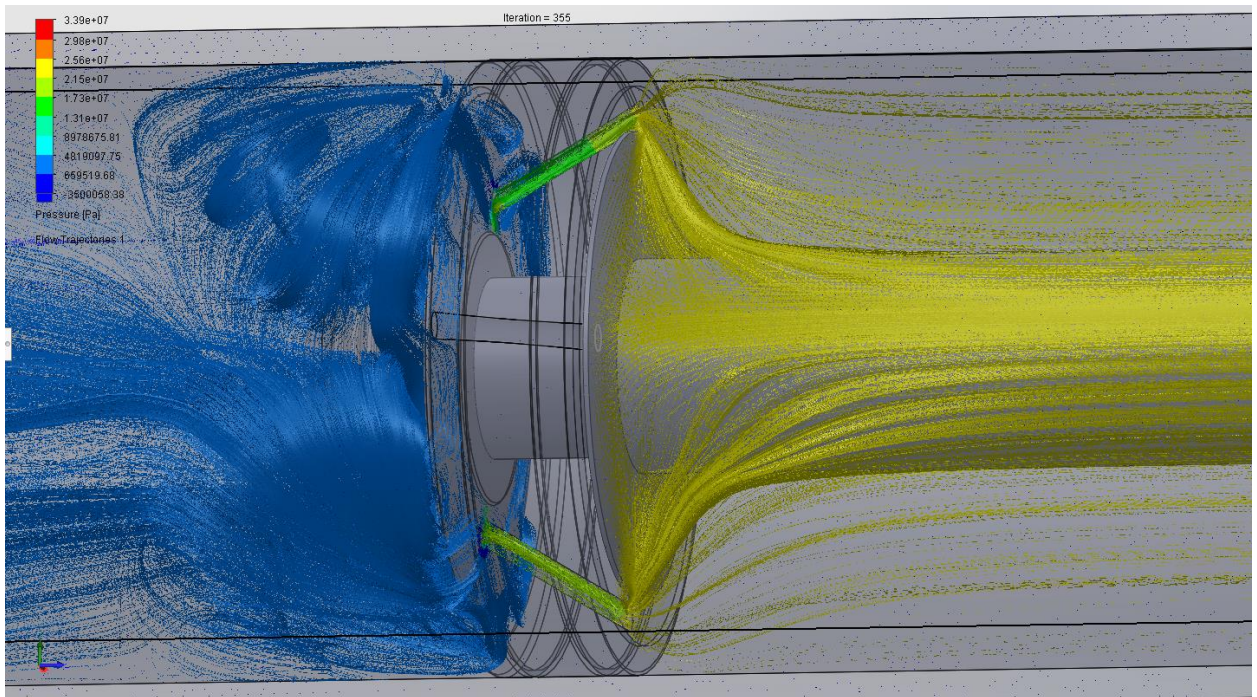


Рис.3.6. Моделювання Flow Trajectories в Flow Simulation

Концентрація потоку: Рідина, що витісняється поршнем, спрямовується у відкриті канали відбою. Звуження каналів у тілі поршня спричиняє поступове прискорення потоку ще до його виходу з-під клапана.

Гідродинамічний слід: Завдяки високій швидкості витoku, за кромкою поршня утворюються незначні локальні вихори (зони рециркуляції), які швидко згасають в загальному об'ємі поршневої порожнини. Такий характер течії підтверджує високу жорсткість демпфування на такті відбою, яка є необхідною для швидкого гальмування непідресорених мас НРК.

Висновок до розділу 3

Проведено моделювання протікання рідини в дросельних щілинах з визначеними в розділі 2 розмірами. Це дозволило скорегувати розрахункові розміри параметрів дроселювання

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				64
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

Розроблена технологія виготовлення деталі «Поршень», що переміщується в середині амортизатора і забезпечує перетік рідини між порожнинами.

4.1. Технологічний контроль креслення

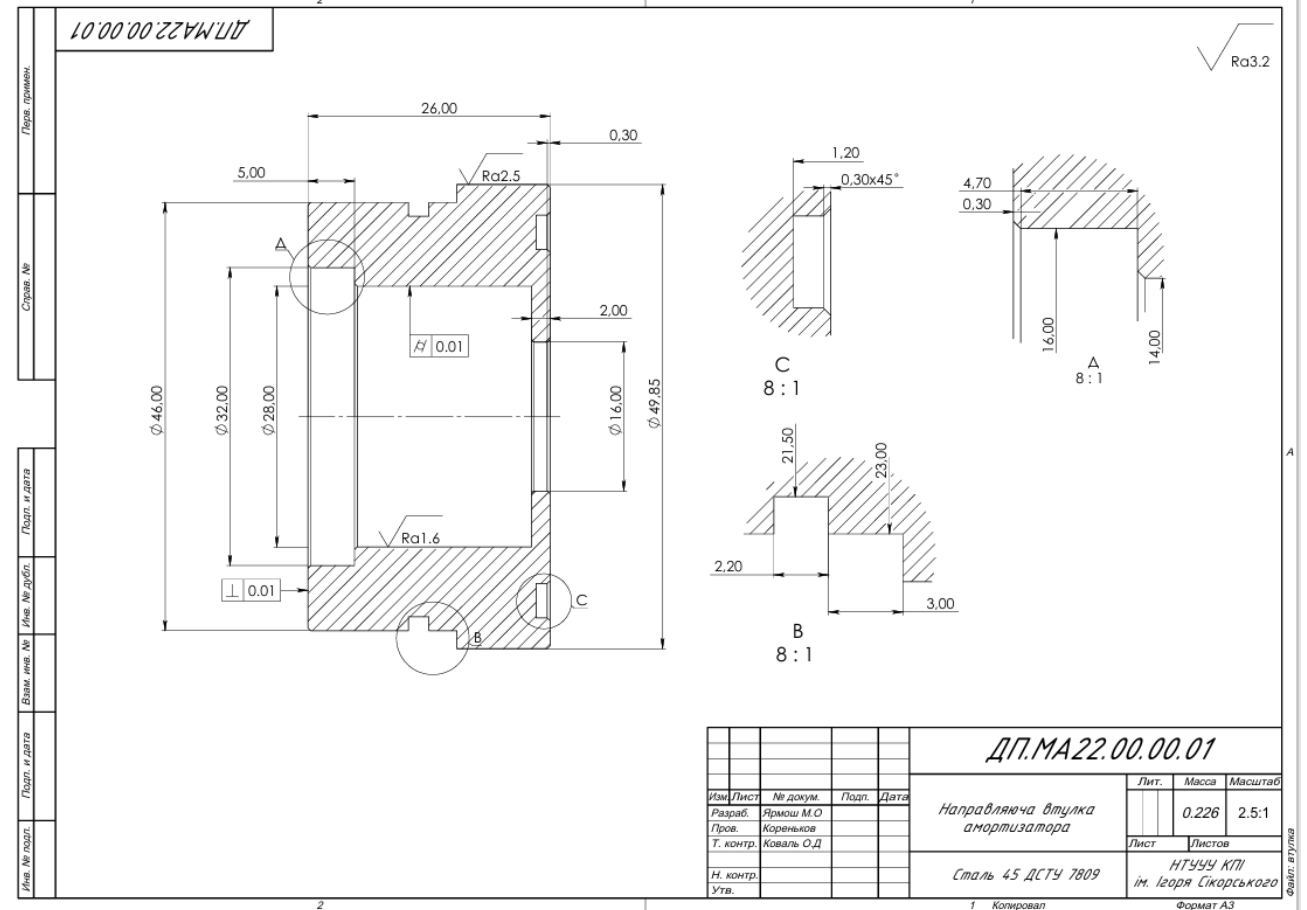


Рис. 4.1. Креслення деталі

Проведемо аналіз креслення втулки (див. рис. 4.1.) у відповідності до ДСТУ ГОСТ 14.206:2008. Можемо зробити наступні висновки:

- 1) Всі розміри які мають бути проставлені наявні, виготовлення деталі можливе.
- 2) Відповідно до ДСТУ 2413-94 проставлені шорсткості поверхонь.
- 3) Відповідно до ДСТУ ISO 286 проставлені допуски та граничні відхилення.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				65
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4) Згідно вимог ДСТУ ISO 1101:2001 позначені допуски форм і розташування поверхонь.

В якості матеріалу для виготовлення деталі обрана Сталь 45, яка застосовується при виготовленні гарячекатаного і холоднокатаного плоского і сортового прокату і кованок, які згодом використовуються при створенні металоконструкцій і виробів машинобудівного призначення різних форм і розмірів. Конструкційна Сталь 45 широко застосовується у виробництві шпинделів і кулачків, шестесрень, кріпильних виробів, і валів різного призначення. З такої сталі виготовляються відповідальні вироби (консолі, осі, штоки, балки, плунжери та ін.), від яких вимагається підвищена міцність після термічної обробки.

Таблиця 4.1. Хімічний склад сталі 45 (ДСТУ 7809)

C	Si	Mn	P	Ni	Cr	S	Cu	As	Fe
0.42-0.5	0.17-0.37	0.5-0.8	<0.035	<0.25	<0.25	<0.04	<0.25	<0.08	~97

В якості заготовки обираємо сталевий пруток з матеріалу Сталь 45 [13]

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				66
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2. Розробка маршрутного технологічного процесу

Перед початком розробки маршруту технологічного процесу потрібно визначити поверхні (рис 4.2.)

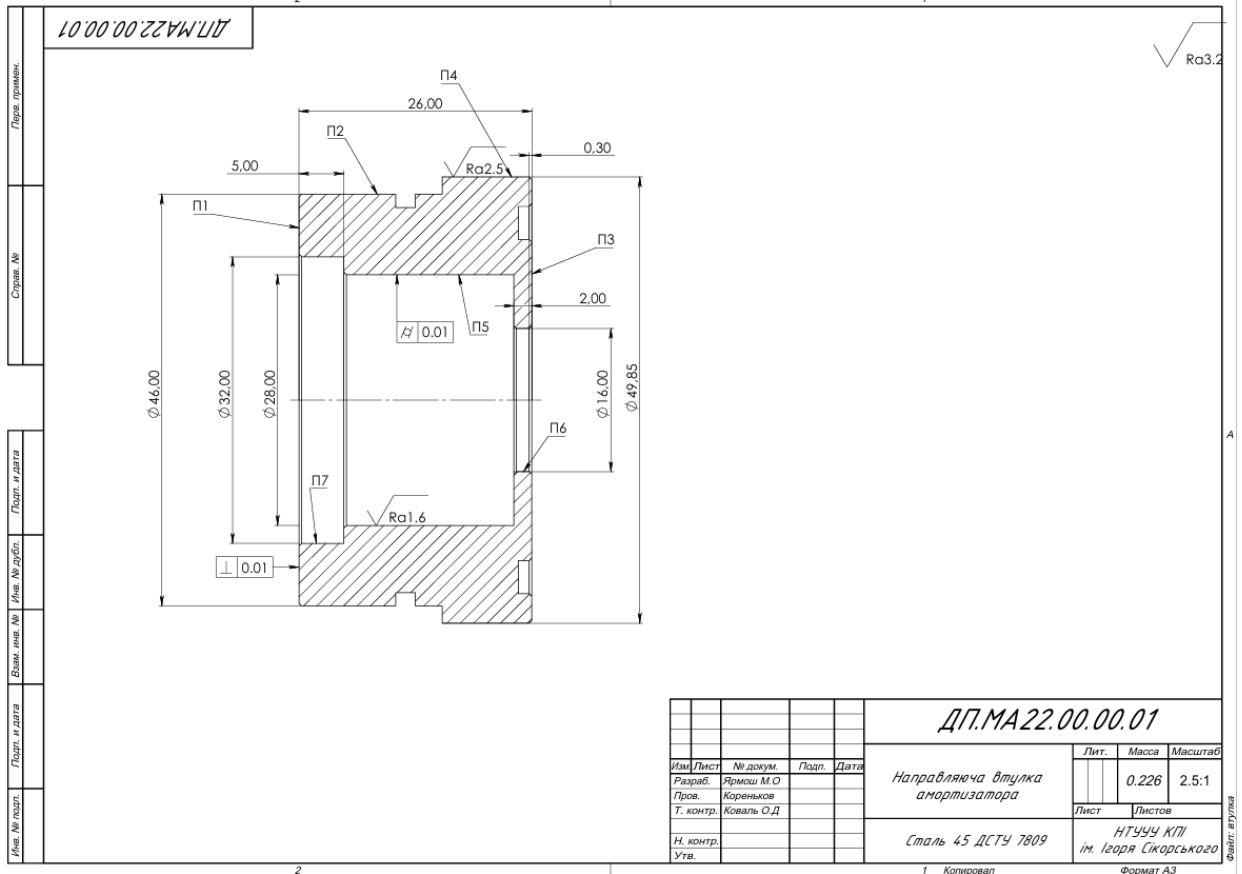


Рис 4.2. Перелік поверхонь для обробки

Таблиця 4.2 . Технологічні операції для поверхонь

Поверхня	Точність розмірів	Параметр шорсткості	Технологічна послідовність	Параметр шорсткості
П1	12	3.2	Точіння чорнове Точіння чистове Обробка фаски	3.2
П2	12	3.2	Точіння чорнове Точіння чистове	3.2
П3	12	3.2	Точіння чорнове Точіння чистове	3.2
П4	12	3.2	Точіння чорнове Точіння чистове	2,5
П5	12	3.2	Точіння чорнове Точіння чистове	1,6

Зм.	Арк	Ярмош М.О.	Коваль О.Д.	ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	67

6	H8	3.2	Точіння чистове та чорн.	3.2
7	12	3.2	Точіння чистове та чорн.	3.2
8	12	3.2	Точіння чорнове Точіння чорнове	3.2

1. Виконується нарізання заготовки діаметром ф51 та довжиною 28мм, після чого починається токарна обробка деталі.
2. Виконується вирівнювання поверхні 3, та проточки канавки
3. Виконується точіння поверхні 6, та обробка фасок
4. Виконується точіння чорнове та чистове П4
5. Виконується переустановка заготовки(перевертання на інший кінець)
6. Виконується свердління внутрішнього отвору і, виконується фрезерування фасок на поверхні 2.
7. Виконується точіння чорнове та чистове П1 та П2
8. Виконується точіння внутрянки основне та завершальне поверхні П7 та П5.
9. Невказані скруглення виконуються вручну слюсарем.

4.3. Підбір різального інструмента

Для виконання операцій описаних в пункті 3.2. потрібно підібрати різальний інструмент. Потрібні: набір різців, прохідних та відрізних[15]

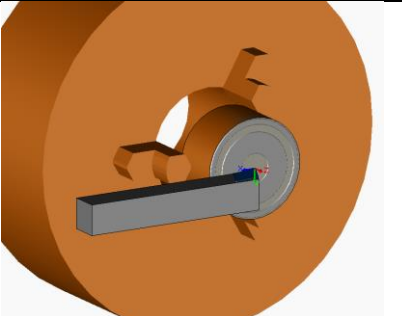
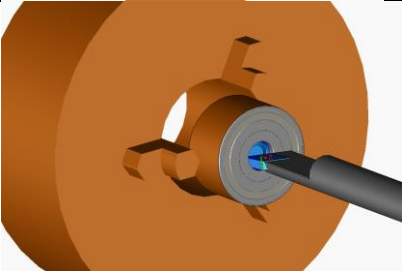
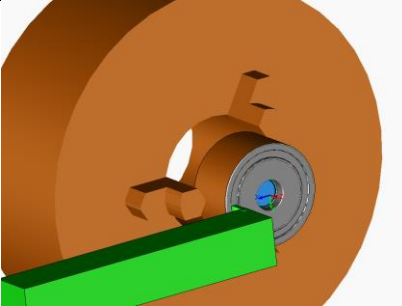
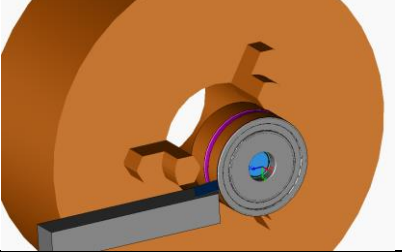
Артикул	Назва	Розміри
23528	Різець розточувальний	12x25
21718	Різець радіальний лівий	Кут 0.8 мм
21489	Різець радіальний правий	Кут 0.8 мм

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				68
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

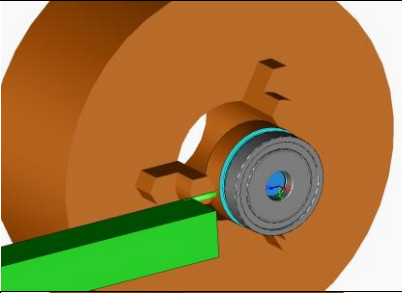
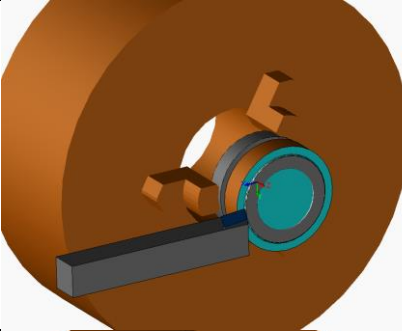
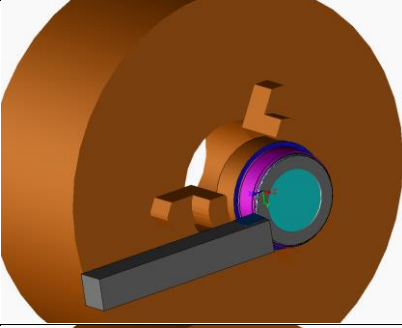
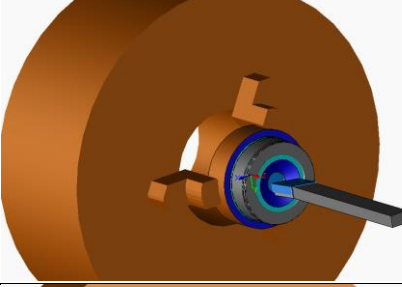
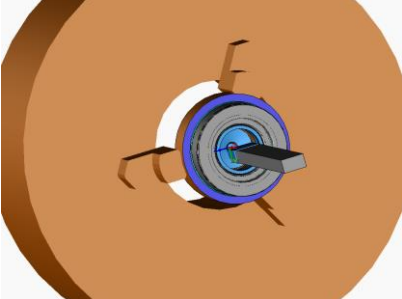
21235	Різець радіальний лівий	Кут 0.2 мм
13371	Відрізний круг	230x2x22.2
11537	Зенківка	8.3 x 90

Підбір різального інструмента та вказання режимів різання

Таблиця 4.4 Почерговість обробки

Номер переходу	Опис операції Та назва операції	Ілюстрація операції
1	Різець прохідний R0.4 Проточка торцьової частини	
2	Різець розточувальний R0.4 Розточка внутрішньої канавки	
3	Різець R0.2 Розточка отвору	
4	Різець прохідний R0.2 Проточка чорнова Проточка чистова	

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				69
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Номер переходу	Опис операції Та назва інструменту	Ілюстрація операції
5	Різець відрізний R0.02 Проточка	
6	Різець прохідний R0.4 Проточка чорнова Проточка чистова	
7	Різець прохідний R0.4 Проточка чорнова Проточка чистова	
8	Різець розточувальний R0.4 Розточка отвору	
9	Різець розточувальний R0.4 Розточка отвору	

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				69
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.4 Режими різання

Номер поверхні	Інструмент	Режим	Час
1,2	Різець радіальний	F=300 мм/хв, n=0.9 мм/об.	2 хв, 10 с
2,7	Зенківка	F=80 мм/хв, n=0.07 мм/об	43 с
3	Різець радіальний	F=300 мм/хв, n=0.9 мм/об.	1хв 7с
4	Різець радіальний	F=260 мм/хв, n=0.14 мм/об.	34 с
5	Різець радіальний	F=260 мм/хв, n=0.14 мм/об.	48 с
5	Різець радіальний	F=250 мм/хв, n=0.9 мм/об.	1 хв 38 с
6 7	Різець розточувальний	F=350 мм/хв, n=0.032 мм/об.	3
8	Зенківка	F=80 мм/хв, n=0.07 мм/об	55 с
9	Різець радіальний	F=250 мм/хв, n=0.9 мм/об.	1 хв 47 с

За допомогою постпроцесора Solidworks CAM, просимулювали за допомогою згенерованого проточку та визначили точний час обробки та довжину загального різку

Сумарний час виготовлення становить 16 хвилин 43 секунди.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				70
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4. Оснащення операцій

Для того щоб реалізувати технологічний процес описаний раніше потрібно обрати різці необхідних діаметрів, пластини, токарний патрон та обладнання для контролю



Рис 4.4. Пластина, ламаний трикутник R0.4, відрізна R0.02 [19]



Рис 4.5. Вид різця(Прохідні та відрізні) [20]

D mm	F mm	d mm	Ah7 mm	h mm	max. speed v/min	Weight kg	ort.no.	€
80	67	16	56	44	7.000	2	407002 0080	305,-
100	83	20	70	50	6.300	3	407002 0100	350,-
125	108	35.5	95	59.5	5.500	5	407002 0125	365,-
160	140	42	125	68	4.600	10	407002 0160	415,-
200	176	55	160	78	4.000	18	407002 0200	495,-
250	224	76	200	89	3.500	29	407002 0250	699,-
315	286	103	260	96.2	2.800	50	407002 0315	1.029,-
400	362	136	330	109	2.000	85	407002 0400	1.829,-
500	458	190	420	119	1.300	145	407002 0500	4.979,-
630	586	252	545	129	1.000	250	407002 0630	6.799,-



Рис 4.6. Токарний патрон [21]

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				71
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Контроль. Під час цієї операції проводиться контроль відповідності виготовленої деталі вимогам та розміра, що зазначені на кресленні.

Інструмент:

- штангенциркуль ШЦ-I-300 0,1;
- нутромір НИ-18-50/150-0,01;
- Кутомір УН-127;
- мікрометр УТ-72305;
- індикатор годинникового типу ИЧ-10

Висновок до розділу 4

1. Підібрано заготовку та обрано матеріал для виготовлення деталі.
2. Розроблено маршрут технологічного процесу.
3. Підібрано різальний інструмент та оснащення для виконання технологічних операцій.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				72
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Загальні вимоги до охорони праці

Виробництво гідропневматичних амортизаторів для машин високої прохідності включає процеси механічної обробки металів різанням на станках з ЧПУ, роботу з гідравлічними оліями та газами під високим тиском. Це створює ряд потенційних опасностей для працівників: можливість травмування стружкою або рухомими частинами обладнання, токсичне вплив парів мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) та гідравлічного масла SAE 5W, а також ризик розриву вузлів, що перебувають під тиском.

У приміщеннях механічного та складального цеху повинні суворо дотримуватися вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016. До роботи допускаються лише особи, які пройшли інструктаж з охорони праці та мають відповідні допуски. При обробці деталей (таких як направляюча втулка чи шток зі сталі 45 та 30ХГСА) на токарних станках обов'язковим є використання захисних екранів та окулярів для захисту очей від металевої стружки. Робочі місця повинні бути обладнані дерев'яними решітками для запобігання ковзанню в разі протоки СОЖ або гідравлічної рідини.

5.2. Безпека при роботі з посудинами та системами під високим тиском (азотом)

Особливістю розробленого амортизатора типу з виносним бачком є наявність газової компенсаційної камери, яка заправляється інертним газом N₂) під початковим тиском 1,0 МПа, при цьому максимальне робоче тиск у системі під час експлуатації сягає 3,42 МПа.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				73
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Процес закачування азоту в амортизатор є роботою підвищеної опасности. Відповідно до правил охорони праці при експлуатації обладнання, що працює під тиском:

1. Балони зі стисненим азотом (давлення 150 атм) повинні зберігатися вертикально, надійно закріпленими хомутами до стіни або стійки, подалі від джерел тепла.
2. Заправка амортизаторів повинна здійснюватися виключно через спеціальний редуктор високого тиску з двома повіреними манометрами (для контролю тиску в балоні та на виході).
3. Перед закачуванням азоту амортизатор повинен бути жорстко зафіксований у тисках або спеціальному стапелі.
4. Забороняється здійснювати підкачування або стравлювання газу, якщо корпус амортизатора має механічні пошкодження, глибокі царапини або якщо різьбові з'єднання не затягнуті розрахунковим моментом.

5.3. Розрахунок освітлення, вентиляції та вологості

Розрахунок вентиляції. Необхідно виконати розрахунок механічної вентиляції зони механічної обробки та складання, тривалість якої $a = 10$ м, ширина $b = 6$ м, висота $h = 3,5$ м. Кількість штатних працівників $n = 5$. Обсяг виробничого простору:

$$V_{\text{пр}} = a \cdot b \cdot h = 10 \cdot 6 \cdot 3,5 = 210 \text{ м}^3.$$

Обсяг на одного працівника: $210/5 = 42 \text{ м}^3/\text{люд}$ (відповідає нормам).

У зоні працюють станки, що виділяють аерозолі МОР та олій. Об'єм повітря за годину для розчинення шкідливих викидів до допустимих концентрацій:

$$V_{\text{вент}} = 1000 \cdot \frac{C_1}{d_1},$$

де $C_1 = 25 \text{ мг/рік}$ - інтенсивність виділення олійного аерозолі; $d_1 = 5 \text{ мг/м}^3$ — ГДК мінеральних олій у повітрі.

$$V_{\text{вент}} = 1000 \cdot \frac{25}{5} = 500 \text{ м}^3/\text{год}.$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				74
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо потужність двигуна витяжного вентилятора:

$$P = \frac{K_3 \cdot V_{\text{вент}} \cdot P_{\text{в}}}{3600 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}}} = \frac{1,25 \cdot 500 \cdot 1500}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = \frac{937500}{2394} = 391 \text{ Вт (0,39 кВт)}.$$

Розрахунок освітлення

Мінімальна освітленість для точних складальних робіт за нормами $E_{\text{н}} = 400 \text{ лк}$. Приймаємо відносини $L/h_p = 1,5$. Висота підвісу $h_p = 2,4 \text{ м}$. Відстань між світильниками:

$$L = 1,5 \cdot 2,4 = 3,6 \text{ м}.$$

Необхідна кількість світильників:

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{60}{3,6^2} = \frac{60}{12,96} = 4,6$$

≈ 6 світильників (LED – панелей високої потужності).

Розрахунок вологості. Розрахунок абсолютної вологості при визначенні її психрометром Ассмана проводять за формулою Шпрунга:

$$A = B_{\text{max}} - 0,5 \cdot (t_c - t_v) \cdot \frac{H}{755}$$

$t_c = 21^\circ\text{C}$ (сухий термометр); $t_v = 18^\circ\text{C}$ (вологий); $H = 758 \text{ мм рт. ст.}$

Максимальна напруга водяної пари при 18°C становить $B_{\text{max}} = 15,477 \text{ мм рт. ст.}$

$$A = 15,477 - 0,5 \cdot (21 - 18) \cdot \frac{758}{755} = 15,477 - 1,5 \cdot 1,004 = 13,97 \text{ мм рт. ст.}$$

Відносна вологість при цьому становить близько 60%, що відповідає санітарним нормам для цехів механічної обробки.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				75
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. Особливості умов праці та розрахунок вентиляції дільниці верстатів з ЧПУ

Впровадження у виробничий процес високоавтоматизованого обладнання — токарних ЧПУ-станків— суттєво змінює характер потенційних виробничих опасностей. Основними шкідливими факторами на такій дільниці є:

- **Дрібнодисперсні аерозолі мастильно-охолоджувальних рідин (МОР)**, що утворюються в зоні різання при високошвидкісному обертанні шпинделя (1400–3000 об/хв) та інтенсивному тепловиділенні. Рідина МОР мають високу токсичність і при інгаляційному впливі можуть викликати хронічні захворювання органів дихання.
- **Високі тепловиділення** від одночасної роботи потужних крокових двигунів, приводів головного руху станків та електронних стійок управління систем ЧПУ, що порушує нормативний мікроклімат цеху.
- **Токсичні гази та дрібнокристалічний пил** (оксиди заліза, марганцю, азоту), що масово виділяються при плазмовому різанні металу і вимагають негайного видалення безпосередньо зони генерації.

Для забезпечення гранично допустимих концентрацій (ГДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони (для аерозолів МОР ГДК = 5 мг/м³) на дільниці проектується комбінована система вентиляції: місцеві відсмоктувачі (аспіраційні установки)

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				76
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення гранично допустимих концентрацій (ГДК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони (для аерозолів МОР ГДК = 5 мг/м³) на ділянці проектується комбінована система вентиляції: місцеві відсмоктувачі (аспіраційні установки) від закритих кабінетів верстатів та загальнообмінна припливно-витяжна.

5.4.1. Розрахунок місцевого відсмоктувача (аспірації) від закритого кабінету ЧПУ-станку

Сучасні токарні та фрезерні станки з ЧПУ мають закриту кабінетну зону захисту. Під час обробки деталей усередині кабінету утворюється висока концентрація масляного туману. Щоб запобігти його прориву в приміщення цеху при відкритті захисних дверей (наприклад, для заміни інструменту, вимірювання деталей або коригування зміщення нуля в системах G54/G55), всередині кабінету необхідно підтримувати постійне розрідження повітря.

Необхідну продуктивність місцевого відсмоктувача (L_m , м³/год) для одного верстата розрахуємо виходячи з умов забезпечення мінімальної швидкості руху повітря через технологічні щілини та нещільності кабінету:

$$L_m = 3600 \cdot F_{щ} \cdot v_{щ}$$

де $F_{щ}$ — сумарна площа технологічних щілин, сервісних отворів та нещільностей захисного огородження кабінету станку, приймаємо конструктивно $F_{щ} = 0,12 \text{ м}^2$;

$v_{щ}$ — швидкість всмоктування повітря через щілини, що виключає вихід аерозолію назовні. Відповідно до санітарних норм для середньої інтенсивності виділення шкідливостей приймаємо $v_{щ} = 1,0 \text{ м/с}$.

Підставляємо значення:

$$L_m = 3600 \cdot 0,12 \cdot 1,0 = 432 \text{ м}^3/\text{год}.$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				77
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4.2. Розрахунок загальнообмінної вентиляції ділянки за критерієм надлишкового тепловиділення

Електродвигуни та силові блоки електроніки верстатів з ЧПУ перетворюють значну частину електричної енергії в теплову, яка розсіюється у просторі цеху. Розрахуємо сумарні надлишки явного тепла ($Q_{\text{над}}$, Вт) на ділянці, де встановлено $N = 3$ станки з ЧПУ:

$$Q_{\text{над}} = \sum P_i \cdot \eta_i \cdot K_{\text{од}} \cdot K_3$$

де P_i — номінальна потужність електродвигунів одного станка, приймаємо $P_i = 11\text{кВт}$ (11000Вт); η_i - Коефіцієнт переходу електроенергії в теплову форму (для токарних станків приймаємо $\eta_i = 0,25$); $K_{\text{од}}$ - Коефіцієнт одночасної роботи обладнання на ділянці ($K_{\text{од}} = 0,8$); K_3 - Коефіцієнт завантаження двигунів ($K_3 = 0,7$).

$$\sum P_i = N \cdot P_i = 3 \cdot 11000 = 33000 \text{ Вт.}$$

$$Q_{\text{над}} = 33000 \cdot 0,25 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 4620 \text{ Вт.}$$

Необхідний об'єм припливного повітря ($L_{\text{заг}}$, м³/год) для асиміляції цього тепла та підтримання температури в робочій зоні в межах допустимих 22 °С визначається за формулою:

$$L_{\text{заг}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{над}}}{c \cdot \rho \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{пр}})}$$

$t_{\text{в}}$ - температура повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення ($t_{\text{в}} = 26^\circ\text{C}$);

$t_{\text{пр}}$ - Температура припливного повітря в теплий період року ($t_{\text{пр}} = 20^\circ\text{C}$).

$$L_{\text{заг}} = \frac{3600 \cdot 4620}{1005 \cdot 1,2 \cdot (26 - 20)} = \frac{16632000}{1206 \cdot 6} = \frac{16632000}{7236} = 2298,5 \approx 2300 \text{ м}^3/\text{год.}$$

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				78
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, загальнообмінна припливна система повинна гарантувати подачу свіжого повітря в об'ємі 2300 м³/рік. Організація повітрообміну передбачає подачу припливного повітря безпосередньо до робочої зони (нижньої частини цеху) з низькою швидкістю, а видалення нагрітого та забрудненого повітря — з верхньої зони цеху витяжними вентиляторами. Загальна потужність освітлювальної установки у майстерні:

$$P_3 = P_1 N = 200 \cdot 84 = 16800 \text{ Вт} = 16,8 \text{ кВт.}$$

5.5. Технічні заходи з електробезпеки систем автоматизації ЧПУ

Оскільки станки з ЧПУ використовують трифазну мережу змінного струму напругою 380 В і містять велику кількість чутливих цифрових контролерів, питання захисту від ураження електричним струмом є критичним. Для забезпечення безпеки реалізовано такі кроки:

1. **Захисне заземлення:** Усі металеві неструмоведучі частини станків (станина, корпуси супортів, шафи ЧПУ, захисні кожухи кабінетів) з'єднуються з контуром заземлення за допомогою мідних шин. Опір заземлювального пристрою згідно з ПУЕ не повинен перевищувати $R_3 \leq 4 \text{ Ом}$.

2. **Занурення та захисне відключення:** Силовий шафа живлення оснащується автоматичними вимикачами диференційної захисту (ПЗВ), що реагують на витік струму понад 30 мА, блокуючи живлення за годину $\leq 0,1$ при випадковому дотику людини до елементів під напругою.

Висновки до розділу 5

- Змодельовано аварійну ситуацію з розливом розчинника. Доведено необхідність встановлення автоматичної системи пожежогасіння (витрата 4,8 л/с).
- Розраховано систему вентиляції потужністю 0,39 кВт, що забезпечує нормативний повітряобмін 500 м³/рік для видалення парів масел, а також підібрано конфігурацію штучного освітлення (6 потужних LED-панелей) для забезпечення точності складання амортизаторів.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				79
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Розглянуто конструкції демпферів та підвісок наземних роботизованих комплексів та визначено для чого в цих конструкціях використовуються гідравлічні амортизатори. Розглянуто принципи застосування ущільнень поршня та штока і проаналізовано типи робочої характеристики амортизаторів. Принято рішення провести проектування та розрахунок основних характеристик амортизатору з гідравлічною пружиною .

2. Розроблено гідравлічну схему для демферу з гідравлічною прогресивною пружиною. Виконано комплексний розрахунок амортизатора двосторонньої дії. В ході обчислень були отримані оптимальні розміри робочої камери, еквівалентні напруження на стінці циліндра становлять 31,46 МПа.

3. Розраховано дросельну систему поршня, яка має забезпечити необхідну силу демпфування (4791 Н при швидкості штока 0,5 м/с) та формує оптимальну параболічну швидкісну характеристику.

4. Проведено моделювання протікання рідини в дросельних щілинах з визначеними розмірами. Це дозволило скорегувати розрахункові розміри параметрів дроселювання. Перевірка розробленої конструкції методами комп'ютерного моделювання у середовищах Festo FluidSIM та SolidWorks Flow Simulation підтвердила коректність теоретичних розрахунків: відсутність зон кавітації при такті розтиснення, пікове значення тиску в штоковій порожнині 3,5 МПа та ефективне дроселювання через чотири калібровані отвори діаметром 2,1 мм.

5. Розроблено технологічний маршрут виготовлення поршня з конструкційної Сталь 45 із загальним часом механічної обробки 16 хв 43 с.

6. Доведено необхідність встановлення автоматичної системи пожежогасіння (витрата 4,8 л/с). Розраховано систему вентиляції потужністю 0,39 кВт, що забезпечує нормативний повітряобмін 500 м³/рік для видалення парів масел, а також підібрано конфігурацію штучного освітлення (6 потужних LED-панелей) для забезпечення точності складання амортизаторів.

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				80
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] <https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja-single/rozdil27-pryznachennja-budova-i-vydy-pidvisok-avtomobilja/punkt-dvotrubni-gidravlichni-amortyzatory>
- [2] Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку. Проектування підвіски автомобіля / [Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О.] – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 78 с.
- [3] Ричажні амортизатори
<https://avtoclassika.com/car/gaz12/214/47116/?srsId=AfmBOop3PaobZucYYnePKUqV7vca-1omXsCiCFA7HafAtXHdtjbPiiCq>
- [4] <https://prom.ua/ua/Pruzhinnye-amortizatory.html>
- [5] "Основи конструкції автомобілів. Ходова частина. Навчальний посібник.- Вінниця: ВНТУ, 2006 – 59 с.
- [6] Конструкція та принцип роботи двотрубного газомасляного амортизатора
<https://raiso.ua/uk/news/33/>
- [7] Skultety, E. Terrain Characterization Methods of Unstructured Terrain for an Autonomous Mobile Robot. Master's Thesis,
https://www.researchgate.net/publication/388129534_An_Independent_Suspension_and_Trafficability_Analysis_for_an_Unmanned_Ground_Platform
- [8] Nowakowski, M.; Janos, R.; Semjon, J.A.N.; Varga, J. Removal system for unmanned ground vehicles using a modular robotic arm
https://www.researchgate.net/publication/385777369_REMOVAL_SYSTEM_FOR_UNMANNED_GROUND_VEHICLES_USING_A_MODULAR_ROBOTIC_ARM
- [9] Zhang, T.; Wang, T.; Wu, Y.; Zhao, Q. Design and Implementation of All-Terrain Unmanned Vehicles. Robotics 2013, 35, 657–664
https://www.researchgate.net/publication/275239693_Design_and_Realization_of_an_All-terrain_Unmanned_Ground_Vehicle

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				81
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

[10] Design and performance analysis of multi-wheeled lateral and longitudinal rocker arm series-parallel robot. Fude Wang; Zhihui Kou; Teng Li.

https://www.researchgate.net/publication/365641445_Design_and_performance_analysis_of_multi-wheeled_lateral_and_longitudinal_rocker_arm_series-parallel_robot

[11] An Independent Suspension and Trafficability Analysis for an Unmanned Ground Platform Jianying Li; Yinghong Xie; <https://www.mdpi.com/2073-8994/17/1/128>

[12] Lindemann, R.; Voorhees, C. Mars Exploration Rover mobility assembly design, test and performance. In Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, https://www.researchgate.net/publication/4210296_Mars_Exploration_Rover_mobility_assembly_design_test_and_performance

[13] Wettergreen, D.; Moreland, S.; Skonieczny, K.; Jonak, D.; Kohanbash, D.; Teza, J. Design and field experimentation of a prototype lunar prospector. https://www.researchgate.net/publication/220122879_Design_and_field_experimentation_of_a_prototype_Lunar_prospector

[14] Textron Systems RIPSAN M5 UGV Enhanced with HydroCore® Suspension Technology Unmanned Systems Technology. 2022. URL: <https://www.unmannedsystemstechnology.com/2022/06/m5-ugv-enhanced-with-hydrocore-suspension-technology/>

[15] Стійкість стиснутих стержнів. URL: stud.com.ua (дата звернення: 02.06.2026).

[16] <https://www.widman.biz/English/Tables/gr-motores.html>

[17] Узунов О. В., Ночніченко І. В., Галецький О. С. Уточнення коефіцієнта витрат для гідравлічних дроселів клапанно-дросельних груп // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. 2014. №3 (72). С. 157-163.

[18] https://autozapas.ua/uk/pages/news/46?srsId=AfmBOopCK__sfqVPDw3oYSnDnWNjCo2_O4XEtp8beBIWEQNwg7FGKpmG

[19-20] Довідник з обробки металів різанням: Твердосплавні пластини та режими обробки [Електронний ресурс]. URL: <https://likant.com.ua/katalog/>

[21] <https://skr-hydraulic.com.ua/uk/klapan-obryva-avariynyy-vuba-34-manmf-trubnogo-montazha-s-korpusom-34-item>

		Ярмош М.О.			ДП.МА-22.14.00.00 ПЗ	Арк.
		Коваль О.Д.				82
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

