

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“___” _____ 20__ р.
Т.О. Зав. кафедри к.т.н., доцент
(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис) Андрій ВОЙТІК
(ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)

перший (бакалаврський)

(назва освітнього рівня)

тема роботи **«ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОТРАНСМІСІЇ»**

Виконав: студент 4 курсу, групи 41-ім
освітньої програми бакалавра
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Євген ТУРЕНКО
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Іван ЛІСОВИЙ
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та
ініціали)

м. Умань – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма «Бакалавр»
Спеціальність Н7 «Агроінженерія»
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Т.О. Завідувач кафедри
Андрій ВОЙТІК
“ ” 20 __ р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

студенту Туренку Євгену Віталійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження параметрів та аналіз гальмівних характеристик гідротрансмісії»

керівник роботи Іван ЛІСОВИЙ, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від
“1” квітня 20 25 р. № 01-06/62

2. Строк подання студентом роботи 20.05.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: навчальна, наукова та періодична література за темою роботи;

4. Перелік питань, які потрібно розробити: _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 10 слайдів) як
додаток до доповіді за темою дипломної роботи:

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 16 жовтня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.			
2.			
3.			
4.			
5.			
6.			
7			

Студент

(підпис)

Євген ТУРЕНКО
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Іван ЛІСОВИЙ
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ, АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ	6
1.1 Огляд існуючих конструкцій	6
1.2. Аналіз сучасного стану досліджень	8
1.3 Вибір об'єкта дослідження	12
Висновки по розділу	13
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ОБ'ЄМНОГО ПРИВОДА ГСТ-90	14
2.1 Математична модель	14
Висновки по розділу	18
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ	19
3.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації гідрооб'ємної трансмісії	19
3.2 Розробка організаційно-технічних заходів по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов роботи гідрооб'ємної трансмісії	20
3.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи гідрооб'ємної трансмісії	21
Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ	23
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	25
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	27
ДОДАТКИ	32

ВСТУП

Незважаючи на численні переваги гідрооб'ємних передач, існують певні обмеження, зокрема складність забезпечення ефективного гальмування двигуном або руху при попутному навантаженні [31]. У фазах гальмування або руху з попутним навантаженням, ведучі колеса обертають гідромотор, який починає функціонувати як насос, направляючи робочу рідину до гідронасоса [15]. Останній, переходячи в режим гідромотора, створює небажане попутне навантаження на дизельний двигун [22].

Сучасні схеми гідроприводів (гідротрансмiсiй) часто не забезпечують ефективного гальмування двигуном або руху з попутним навантаженням без негативного впливу на силову установку [1, 19]. У зв'язку з цим, актуальним є глибоке вивчення функціонування гідротрансмiсiї в режимах гальмування та руху з попутним навантаженням, а також детальний аналіз впливу її конструктивних параметрів і експлуатаційних характеристик на ці режими [7, 28]. Розв'язання цієї науково-технічної проблеми сприятиме значному підвищенню ефективності використання приводів сільськогосподарської техніки, суттєвому зниженню експлуатаційних витрат і зростанню їхньої продуктивності [5, 25].

Метою даного дослідження є наукове обґрунтування ключових параметрів та всебічний аналіз гальмівних характеристик гідротрансмiсiї сільськогосподарських машин для забезпечення ефективного гальмування та руху з попутним навантаженням без небажаного впливу на силовий агрегат [12, 33].

Предметом дослідження є складні процеси, що відбуваються в об'ємній гідромеханічній трансмісії сільськогосподарської машини в специфічних режимах гальмування та руху з попутним навантаженням, а також вплив параметрів її окремих елементів на динаміку цих процесів [17, 26].

Об'єктом дослідження виступає об'ємна гідромеханічна трансмісія, що використовується в сільськогосподарських машинах [10, 35].

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ, АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Огляд існуючих конструкцій

У гідроприводах сільськогосподарських машин переважно застосовують об'ємні гідроприводи, оскільки вони забезпечують значні зусилля або крутні моменти на вихідних ланках гідродвигунів [26]. Об'ємна гідропередача є частиною насосного гідропривода, призначеною для передачі руху від приводного двигуна до виконавчого органа машини [11, рис. 1.1]. Об'ємні гідроприводи набули поширення в машинобудуванні як гідравлічні приводи управління та складові гідравлічних об'ємних трансмісій [17]. Об'ємний гідропривод являє собою гідравлічну систему з об'ємним насосом і гідродвигуном, що передає енергію на відстань за допомогою робочої рідини, перетворюючи її в механічну роботу з можливістю регулювання та реверсування веденої ланки [5].

Перевагами об'ємного гідропривода є безступінчаста зміна передавального числа, виключення елементів механічної трансмісії, здатність розвивати великі статичні зусилля, надійний захист від перевантажень, мала інерційність, реверсивність та проста акумуляція енергії [1, 19]. Недоліками є нижчий ККД порівняно з механічною трансмісією, великі габарити при низьких тисках, складність ущільнення при високих тисках, висока вартість і складність виготовлення, а також залежність ККД від температури [31].

Перші спроби застосування об'ємного гідропривода на самохідних машинах датуються кінцем минулого століття [32]. Практичне застосування відбулося на танках у період Першої світової війни та пізніше на вантажівках і тепловозах [8]. Широкому виробництву перешкоджали низькі характеристики та висока металоємність [20]. Лише тривалий розвиток конструкцій гідравлічних машин дозволив об'ємним гідроприводам отримати широке застосування на самохідних машинах [27].

Об'ємні гідроприводи класифікуються за гідравлічною схемою циркуляції робочої рідини (з відкритим та закритим колом) [15], за характером руху вихідної ланки (з гідромоторами обертового, поступального та поворотного руху) [22] та за способом регулювання швидкості (з об'ємним, дросельним регулюванням та з нерегульованими гідроагрегатами) [12].

У тракторах гідрооб'ємні трансмісії виконуються за роздільно- або нероздільноагрегатною схемою, часто в поєднанні з механічною коробкою передач [24]. Застосування ГОТ на тракторах підвищує продуктивність праці та маневреність [16]. Проте їх виробництво залишається невеликим через високу вартість [3]. У сільськогосподарських машинах ГОТ використовуються як безступінчасті варіатори, наприклад, у зернозбиральних комбайнах, забезпечуючи плавну зміну швидкості [25]. У США більшість комбайнів потужністю понад 80 кВт оснащені ГОТ [4]. Вітчизняні сільськогосподарські машини використовують роздільно-агрегатну схему ГОТ [10].

У автомобілях використання ГОТ є перспективним з точки зору економії енергії завдяки рекуперації енергії гальмування [18]. Альтернативою електромеханічній трансмісії в тролейбусах може бути гідравлічна об'ємна трансмісія [33]. ГОТ забезпечують безступінчасту зміну передавального відношення та рекуперацію енергії гальмування [9]. Для накопичення енергії в тролейбусах можуть застосовуватися різні акумулятори, зокрема пневмогідравлічні [2].

Гідроприводи ведучих коліс призначені для безступінчастої зміни швидкості самохідних машин [29]. Існують двомашинні, тримашинні та чотиримашинні схеми гідроприводів ведучих коліс [21, рис. 1.5]. У сільськогосподарській техніці найбільш поширені двомашинні гідроприводи з регульованим насосом і нерегульованим гідромотором [35, рис. 1.5, а]. За схемами з регульованим насосом і гідромотором виконуються гідроприводи тракторів, котків та екскаваторів [34, рис. 1.6, б]. Випробування комбайнів з гідроприводами ведучих коліс виявили їх переваги у збільшенні продуктивності

та надійності [13]. На перспективу передбачається використання гідроприводів ведучих коліс на всіх зернозбиральних комбайнах потужністю понад 75 кВт [14].

1.2 Аналіз сучасного стану досліджень

Тенденцію до розширення сфери застосування гідрооб'ємного привода (ГОП) у мобільній сільськогосподарській техніці як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва, особливо в приводі ходової частини та агрегуванні енергонасичених тракторів з машинами, що мають активні робочі елементи [17]. Згідно зі статистичними даними за 1981 рік, на ринку США серед самохідних зернозбиральних комбайнів домінували моделі з гідрооб'ємною трансмісією (44,2%), значно випереджаючи машини з клинопасовим варіатором (лише 18,6%) [1]. Серед лідерів світового машинобудування, які активно впроваджують гідрооб'ємні рішення в свої трансмісії, варто відзначити такі відомі компанії, як «International Harvester», «Allis Chalmers», «John Deere», «Claas», «Deutz Fahr» та «Massey-Ferguson» [31].

У порівнянні з традиційним клинопасовим варіатором, гідрооб'ємний привод відкриває нові можливості завдяки своїй гнучкій компоновці, здатності ефективно передавати значну потужність, забезпечувати широкий діапазон плавного регулювання швидкості (включаючи функцію реверсування), а також вирізняється високою довговічністю та надійністю, що є ключовими вимогами для мобільних сільськогосподарських агрегатів [5]. Особливо актуальним є використання ГОП у високопродуктивних комбайнах середнього та великого класу (масою 8-11 тонн і потужністю двигуна понад 100 кВт), а також у тракторах та інших видах самохідної сільськогосподарської техніки [26]. Аналіз динаміки впровадження гідрооб'ємних трансмісій на ринку зернозбиральних комбайнів США протягом 1966-1981 років чітко ілюструє зростання популярності цього типу привода [32, рис. 1.7].

Результати численних випробувань гідрофікованих сільськогосподарських машин, включаючи зернозбиральні та кормозбиральні комбайни, оснащених

об'ємними гідростатичними трансмісіями (ОГСТ), переконливо свідчать про значне підвищення як змінної, так і сезонної продуктивності (до 30% при збиранні зернових культур та до 50% при збиранні рису), а також про зростання надійності ходової частини зі зменшенням витрат на технічне обслуговування в середньому на 12%. Крім того, відзначається покращення якості технологічного процесу та оптимізація умов праці механізатора [8]. Ці дані підтверджують широке впровадження об'ємних гідроприводів з активними робочими органами та ОГСТ у конструкції сільськогосподарської техніки провідних світових та вітчизняних виробників [20].

На сучасному етапі розвитку сільськогосподарського машинобудування спостерігається тенденція до створення як частково, так і повністю гідрофікованих машин. До першої категорії належать агрегати, в яких гідрооб'ємний привод ефективно поєднується з механічною передачею (наприклад, обприскувачі та картоплезбиральні комбайни) [12]. Прикладом повністю гідрофікованих машин можуть слугувати причіпні бурякозбиральні комплекси [27]. Особливий науковий та практичний інтерес викликають дослідження, спрямовані на систематизацію методів розрахунку, аналіз основних закономірностей та визначення ключових параметрів гідравлічного привода [16].

У конструкції приводів ведучих коліс більшості сучасних зарубіжних та вітчизняних комбайнів, призначених для збирання як технічних, так і кормових культур, а також зернозбиральних машин та іншої самохідної сільськогосподарської техніки, широко використовуються об'ємні гідростатичні трансмісії [3]. Наукові дослідження охоплюють різні схеми об'ємних гідроприводів, що застосовуються в ходовій частині сільськогосподарських машин, залежно від кількості задіяних гідромашин (двомашинні, трьохмашинні та чотирьохмашинні) [25, рис. 1.8]. Існують різноманітні конструктивні рішення ОГСТ самохідних сільськогосподарських машин, що базуються на різних схемах із застосуванням різної кількості гідравлічних агрегатів [4]. Значна частина зарубіжних та вітчизняних комбайнів обладнується ОГСТ з двома основними гідромашинами – регульованим насосом та нерегульованим гідромотором [10].

При цьому, у вітчизняних моделях часто застосовується трансмісія зі збереженням деяких елементів механічної передачі, таких як диференціал та бортові редуктори, але зі спрощеною конструкцією коробки передач [18].

У подібних схемах привода ходової частини регулювання швидкості руху здійснюється шляхом зміни робочого об'єму насоса [33]. Передавальне число виконавчого контуру може змінюватися як гідравлічним, так і механічним способом, причому досить поширеним є ступінчасте регулювання робочого об'єму гідромоторів [9]. Залежно від конструктивного виконання, у приводі можуть використовуватися один або два гідромотори [21]. У приводі ходової частини сільськогосподарських машин зарубіжного виробництва гідромашини, як правило, з'єднуються за трьох- та чотирьохмашинною схемою [34]. Результати досліджень двогідромашинної схеми ОГСТ демонструють її високу ефективність для комбайнів, забезпечуючи зменшення маси та кількості необхідних гідравлічних агрегатів [2]. Впровадження такої схеми у вітчизняних комбайнах дозволяє досягати будь-якої швидкості руху в заданому діапазоні без переривання потоку потужності, а також забезпечує можливість реверсування та ефективного гальмування [19, рис. 1.10]. Порівняльний аналіз швидкісних характеристик комбайнів, оснащених механічною та гідравлічною трансмісіями, наочно ілюструє переваги останньої [22, рис. 1.9].

Серед недоліків існуючих досліджень варто відзначити недостатній аналіз процесів розгону трансмісій різних типів, а також відсутність комплексних порівняльних характеристик дво- та трьохгідромашинних схем ОГСТ [35]. Робота Є.К. Румянцева, Е.А. Щетиніна та В.М. Фріда присвячена питанням вибору оптимальних швидкісних діапазонів ОГП ходової частини зернозбиральних комбайнів, де акцентується увага на застосуванні трьохшвидкісних коробок передач у більшості іноземних моделей [6]. Водночас, деякі компанії використовують чотирьохшвидкісні коробки передач, одна з яких призначена для забезпечення високих транспортних швидкостей [28, табл. 1.1]. Аналіз коефіцієнта корисної дії (ККД) об'ємного привода ходової системи

комбайнів з трьох- та чотирьохшвидкісними коробками передач виявив певні відмінності в діапазоні низьких швидкостей руху [23, рис. 1.11].

Дослідження температурних режимів роботи ОГП, що включає насос НП-90 та гідромотор МП-90, показали стабілізацію температури робочої рідини при сталих режимах навантаження [13, рис. 1.18]. Найбільше зростання температури фіксується в дренажній лінії гідромотора [30]. Підвищення температури робочої рідини до критично допустимих значень призводить до помітного зниження коефіцієнта подачі гідромашини [14, рис. 1.19]. Тепловий баланс гідропривода безпосередньо залежить від параметрів прикладеного навантаження [29, рис. 1.20, 1.21].

Проведено детальний аналіз параметрів ОГСТ зернозбиральних комбайнів провідних іноземних виробників та виявлено основні причини застосування різних типорозмірів гідромашин на комбайнах, близьких за ваговими та потужносними характеристиками [2]. Питання визначення достатності потужності, що передається трансмісією, розглядалося в контексті загального енергетичного балансу комбайна [24, рис. 1.12, 1.13]. Проте, у більшості досліджень недостатньо враховуються тягові характеристики машин та значення відбору потужності на виконання технологічного процесу [11]. Детальний аналіз енергетичної характеристики трансмісії з ОГП комбайна «Дон-1500» представлено в окремій роботі [7, рис. 1.14]. Досліджено також пускові властивості ОГП ходу мобільних сільськогосподарських машин та комбайнів, де ключовим параметром є пусковий момент гідромотора [15, рис. 1.16]. Аналіз пускових характеристик гідромоторів типу «Sauer» дозволяє визначати оптимальні режими роботи ОГП [33].

Дослідження гідростатичного привода коренезбиральної машини КС-6 виявили залежність ККД від широкого діапазону навантажувальних та швидкісних режимів роботи [19]. Розглядаються також характеристики трансмісій ходу кормо- та зернозбиральних комбайнів, а також сучасні уніфіковані трансмісії, призначені для комплексної гідрофікації різноманітної мобільної сільськогосподарської та іншої техніки [23]. Розглянуто перспективи

застосування комплексних гідрофікованих універсальних енергетичних засобів у сільськогосподарських технологічних процесах [35]. При проектуванні гідростатичних трансмісій мобільних машин особлива увага приділяється вибору спеціалізованого трансмісійного насоса та гідромоторів, інтегрованих у колеса [21, рис. 1.17]. Проаналізовано взаємозв'язок тиску та витрати робочої рідини в трансмісійних гідромашинах при роботі двигуна в режимі постійної потужності [16]. Дослідження температурних режимів ОГП виявили стабілізацію температурних показників при сталих навантаженнях [30, рис. 1.18]. Визначено вплив температури робочої рідини на коефіцієнт подачі гідромашин [28, рис. 1.19]. Отримано спектральні характеристики навантажень, що діють на робочі органи сільськогосподарських машин [22, рис. 1.22].

1.3 Вибір об'єкта дослідження

В якості об'єкта глибокого аналізу в даній роботі обрано гідропривод ведучих коліс зернозбирального комбайна КСК-100А, а саме його гідростатичну трансмісію ГСТ-90 (рисунок 1.23). Такий вибір зумовлений широкою поширеністю даної гідросистеми в аграрному секторі України, що робить результати її дослідження особливо актуальними для вітчизняного сільськогосподарського машинобудування [1].

Гідропривод ведучих коліс кормозбирального комбайна КСК-100А являє собою комплексну гідравлічну систему, основними елементами якої є регульований аксіально-плунжерний насос НП-90 (позиція 15 на рисунку) з інтегрованим підживлювальним насосом (позиція 16), нерегульований аксіально-плунжерний гідромотор (позиція 13), оснащений клапанною коробкою, гідравлічний бак (позиція 2), система фільтрації робочої рідини, що включає фільтри грубої (позиція 3) та тонкої (позиція 5) очистки, радіатор для охолодження робочої рідини (позиція 17), а також комплекс керуючої гідроапаратури та трубопроводів, що забезпечують циркуляцію робочої рідини [1].

Висновки по розділу

Недостатньо досліджена експлуатаційна навантаженість робочих органів сільгоспмашин з об'ємним гідроприводом; відсутній єдиний підхід до отримання достовірних даних про їх навантаження [1].

Не розроблено математичних моделей поведінки об'ємного гідромеханічного привода сільгосптехніки, особливо в динамічних режимах при випадкових впливах [2].

Не вирішено питання доцільності заміни механічного привода робочого органу на об'ємний гідромеханічний [3].

Відсутнє наукове обґрунтування оптимальних параметрів об'ємної гідромеханічної трансмісії сучасної енергонасиченої сільгосптехніки (зернозбиральних комбайнів, універсальних енергетичних засобів тощо) [4].

Не вирішені питання синхронізації руху великогабаритних механізмів позиціонування робочих органів зі складним циклічним рухом [5].

Мало уваги приділено принциповим питанням підвищення технічного рівня сучасної сільгосптехніки шляхом впровадження гідромеханічних та електронних систем для автоматичного виконання технологічних функцій [6].

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ОБ'ЄМНОГО ПРИВОДА ГСТ-90

2.1 Математична модель

На початковому етапі дослідження здійснюється моделювання гідротрансмісії ГСТ-90 з подальшим аналізом впливу її параметрів та характеристик машини на її функціонування для визначення ключових параметрів. Також проводиться моделювання режиму гальмування трансмісії.

Математичне моделювання є методом дослідження явищ через створення та аналіз їхніх математичних моделей, що базується на ідентичності рівнянь оригіналу та моделі [7, 8]. У даній роботі моделювання гідропривода дозволяє проводити дослідження без експерименту, який використовуватиметься лише для верифікації результатів, що скорочує час дослідження та спрощує аналіз.

Математична модель гідротрансмісії включає наступні рівняння [7, 8]:

1. Рівняння нерозривності потоків.
2. Рівняння сил і моментів, що діють на виконавчі гідродвигуни.
3. Рівняння окремих елементів гідропривода.

Використовуючи розрахункову схему (рис. 2.1), запропоновано наступну математичну модель:

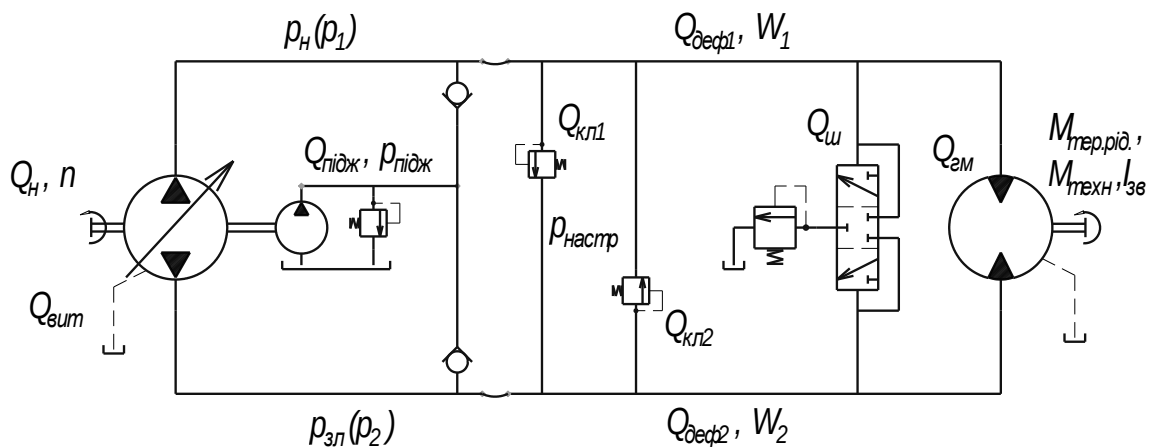


Рис. 2.1 Розрахункова схема гідропривода

Рівняння нерозривності потоків:

- Для гідролінії високого тиску:

$$Q_{\text{н}} + Q_{\text{підж}} - Q_{\text{кл1}} - Q_{\text{кл2}} - Q_{\text{ГМ}} - Q_{\text{шт}} - Q_{\text{вит_в}} - Q_{\text{деф_в}} - Q_{\text{пер_в}} = 0 \quad (2.1)$$

- Для гідролінії низького тиску:

$$Q_{\text{ГМ}} + Q_{\text{кл1}} + Q_{\text{кл2}} - Q_{\text{підж}} - Q_{\text{вит_н}} - Q_{\text{шт}} - Q_{\text{деф_н}} - Q_{\text{пер_н}} = 0 \quad (2.2)$$

Рівняння моментів на валу гідромотора:

$$M_{\text{ГМ}} - J \frac{d\omega_{\text{ГМ}}}{dt} - M_{\text{тр}} - M_{\text{оп}} = 0 \quad (2.3)$$

Рівняння окремих елементів гідропривода:

- Об'ємна подача насоса:

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} \cdot \omega \quad (2.4)$$

- Об'ємна подача насоса підживлення:

$$Q_{\text{підж}} = \mu \cdot f_{\text{п}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{підж}} - p_{\text{зл}}|} \quad (2.5)$$

- Витрата рідини через запобіжні клапани:

$$Q_{\text{кл1}} = \mu \cdot f_{\text{кл1}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{н}} - p_{\text{настр1}}|} \quad (2.6)$$

$$Q_{\text{кл2}} = \mu \cdot f_{\text{кл2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{н}} - p_{\text{настр2}}|} \quad (2.7)$$

- Витрата рідини через шунтуючий клапан:

$$Q_{\text{шт}} = \mu \cdot f_{\text{шт}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}|} \quad (2.8)$$

- Витрата рідини, що споживається гідромотором

$$Q_{\text{ГМ}} = q_{\text{ГМ}} \cdot \omega_{\text{ГМ}} \quad (2.9)$$

- Витрата витоків рідини в гідролініях:

$$Q_{\text{вит_в}} = k_{\text{вит_в}} \cdot p_{\text{н}} \quad (2.10)$$

$$Q_{\text{вит_н}} = k_{\text{вит_н}} \cdot p_{\text{зл}} \quad (2.11)$$

- Витрати перетоків рідини:

$$Q_{\text{пер}_в} = k_{\text{пер}_в} \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{пер}_н} = k_{\text{пер}_н} \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{зл}}) \quad (2.13)$$

- Витрати рідини, пов'язані з деформацією порожнин:

$$Q_{\text{деф}_в} = K \cdot W_1 \cdot \frac{dp_{\text{н}}}{dt} \quad (2.14) \quad Q_{\text{деф}_н} = K \cdot W_2 \cdot \frac{dp_{\text{зл}}}{dt} \quad (2.15)$$

- Момент гідромотора:

$$M_{\text{гм}} = q_{\text{гм}} \cdot p_{\text{н}} \quad (2.16)$$

- Момент інерції, приведений до вала гідромотора: $J = J_{\text{звед}}$ (2.17)
- Момент в'язкого тертя: $M_{\text{тр}} = \beta \cdot \omega_{\text{гм}}$ (2.18)
- Момент опору руху: $M_{\text{оп}} = M_{\text{техн}}$ (приймаємо сталим на першому етапі)

Підставляючи рівняння (2.4)-(2.10), (2.12), (2.14) в (2.1) та аналогічно перетворюючи (2.2) і (2.3) до форми Коші, отримуємо систему диференціальних рівнянь (2.19)-(2.21), яка використовуватиметься для моделювання в Mathcad.

$$\left(\text{Вираз для } \frac{dp_{\text{н}}}{dt} \right) \quad (2.19)$$

$$\left(\text{Вираз для } \frac{dp_{\text{зл}}}{dt} \right) \quad (2.20)$$

$$\left(\text{Вираз для } \frac{d\omega_{\text{гм}}}{dt} \right) \quad (2.21)$$

Параметри системи для моделювання [6, 9, 10]:

- Частота обертів двигуна комбайна: $n_{\text{двиг}}$ об/хв.
- Кутова швидкість вала гідронасоса: $\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{двиг}}}{30}$ (2.22)
- Робочий об'єм насоса: $q_{\text{н}}$
- Робочий об'єм гідромотора: $q_{\text{гм}}$
- Тиск в лінії підживлення: $p_{\text{підж}}$
- Мінімальний тиск в лінії нагнітання: $p_{\text{н_мін}}$
- Мінімальний тиск в лінії зливу: $p_{\text{зл_мін}}$
- Тиск налаштування перепускних клапанів: $p_{\text{настр1}} = p_{\text{настр2}}$
- Номінальний тиск в гідросистемі: $p_{\text{ном}}$
- Коефіцієнт витрати: μ

- Густина робочої рідини: ρ
- Коефіцієнти витоків: $k_{\text{вит}_\text{в}}, k_{\text{вит}_\text{н}}$
- Об'єм порожнин гідросистеми: $W_1=W_2=1000\text{см}^3$
- Коефіцієнт податливості: $K=1/E$ (2.23), де $E=2000\text{МПа}$
- Коефіцієнт в'язкого тертя: β

Площі отворів клапанів розраховуються на основі номінальних витрат та перепадів тиску за допомогою MathCad, аналогічно визначаються діаметри отворів.

Зведений момент інерції до колеса комбайна [11]:

$$J_{\text{звед_кол}} = \omega_{\text{кол}}^2 \cdot E_k \quad (2.24)$$

де E_k – зведена кінетична енергія, яка враховує кінетичну енергію поступального руху комбайна та обертального руху коліс (2.25, 2.26). З урахуванням значно меншої маси та розмірів коліс порівняно з комбайном, обертальною складовою кінетичної енергії коліс можна знехтувати (2.28).

Зведена кінетична енергія:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}J_{\text{кол}}\omega_{\text{кол}}^2 \quad (2.25)$$

$$E_k = \frac{1}{2}J_{\text{звед}}\omega_{\text{звед}}^2 \quad (2.26)$$

Прирівнюючи (2.25) та (2.26) та нехтуючи обертальною енергією коліс, отримуємо:

$$J_{\text{звед_кол}} \cdot \omega_{\text{кол}}^2 \approx m \cdot v^2 \quad (2.28)$$

$$\omega_{\text{кол}} = \frac{v}{R} = \frac{2 \cdot v}{D}$$

Частота обертання колеса: (2.29)

де v – швидкість руху комбайна, R – радіус колеса, D – діаметр колеса.

Кутова швидкість колеса дорівнює: (2.30)

$$\omega_{\text{кол}} = \frac{2\pi n_{\text{кол}}}{60}$$

де $n_{\text{кол}}$ – частота обертання колеса.

З формули (2.28) визначаємо зведений момент інерції до колеса:

$$J_{\text{звед_кол}} \approx \frac{m \cdot v^2}{\omega_{\text{кол}}^2} = \frac{m \cdot (v)^2}{\left(\frac{2v}{D}\right)^2} = \frac{m \cdot D^2}{4} \quad (2.31)$$

Зведений момент інерції до вала гідромотора: $J = \frac{J_{\text{звед_кол}}}{i^2}$ (2.32)

де i – передавальне число від вала гідромотора до колеса.

□ Кутова швидкість вала гідромотора: $\omega_{\text{ГМ}} = \frac{2\pi n_{\text{ГМ}}}{60}$ (2.33)

де $n_{\text{ГМ}}$ – частота обертання вала гідромотора.

□ Передавальне число i можна визначити як відношення кутової швидкості

вала гідромотора до кутової швидкості колеса: $i = \frac{\omega_{\text{ГМ}}}{\omega_{\text{кол}}}$ (2.34)

Використовуючи параметри комбайна (швидкість 5.6 м/с, маса 13440 кг, діаметр колеса 1.87 м [9, 10]), визначаємо кутову швидкість колеса (2.30) та зведений момент інерції до колеса (2.31).

Зведений момент інерції до вала гідромотора визначається з урахуванням передавального числа трансмісії (2.32), використовуючи кутову швидкість вала гідромотора (2.33) та зведений момент інерції до колеса (2.34).

Висновки до розділу

У другому розділі розроблено математичну модель гідростатичної трансмісії ГСТ-90, що включає рівняння нерозривності потоків, динаміки моментів та опису окремих гідравлічних елементів. Ця модель є основою для подальшого дослідження характеристик привода, аналізу впливу його параметрів на роботу трансмісії та моделювання процесу гальмування. Представлено перетворення основних рівнянь до форми Коші, що є необхідним етапом для чисельного моделювання в програмному середовищі Mathcad. Визначено та обґрунтовано вибір основних параметрів гідросистеми та комбайна, необхідних для проведення імітаційних експериментів. Також розраховано зведений момент інерції рухомих мас, приведених до вала гідромотора, що є ключовою динамічною характеристикою для аналізу перехідних процесів у приводі.

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

Дієва система забезпечення безпеки праці під час використання гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) є ключовим елементом у формуванні нешкідливого та сприятливого робочого середовища, запобіганні травматизму та професійним захворюванням [14, 15]. У цьому розділі буде детально розглянуто та проаналізовано ймовірні небезпечні та шкідливі чинники, що можуть виникати в процесі експлуатації ГОТ. Окрім цього, буде запропоновано комплекс організаційно-технічних заходів, спрямованих на підтримання належних санітарно-гігієнічних умов праці, а також здійснено моделювання можливих аварійних ситуацій [23]. Запропоновані рішення ґрунтуються на актуальному законодавстві України у сфері охорони праці, релевантних нормативно-правових документах та результатах наукових досліджень у цій галузі [7, 14, 15].

3.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час експлуатації гідрооб'ємної трансмісії

Експлуатація гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) супроводжується низкою потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що можуть негативно впливати на персонал [26, 31], включаючи високий тиск робочої рідини, що при раптовому витоку може травмувати працівників та пошкодити обладнання [15, 22]; рухомі елементи обладнання, які несуть ризик затягування та серйозних травм [17, 28]; неконтрольований рух робочих органів машин при відмові системи або помилках оператора, що може призвести до наїздів та защемлень [1, 19]; ймовірність падіння важких елементів обладнання під час ремонтних робіт [11, 30]; та пожежну небезпеку при витоку легкозаймистих гідравлічних рідин [8, 13]. До шкідливих факторів належать шум, що може призвести до погіршення слуху [4, 24]; вібрація, що негативно впливає на опорно-рухову та нервову системи [6, 27]; забруднення повітря робочої зони випарами гідравлічної рідини [20, 33]; несприятливі мікрокліматичні умови, що знижують працездатність [9, 35]; та тривалий контакт шкіри з мастильними матеріалами та

гідравлічними рідинами, що може викликати шкірні захворювання [16, 32]. Всебічний аналіз цих факторів є необхідним для розробки дієвих організаційно-технічних заходів з мінімізації ризиків та забезпечення безпечних умов праці при експлуатації ГОТ [2, 25].

3.2 Розробка організаційно-технічних заходів по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов роботи гідрооб'ємної трансмісії

Для забезпечення належних умов праці та мінімізації ризиків при експлуатації гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) необхідний комплекс взаємопов'язаних організаційно-технічних заходів [5, 29]. До технічних заходів належать: систематичне проведення технічного обслуговування та діагностики гідросистеми для виявлення та усунення несправностей (витоків, зносу) [18, 21]; використання якісних гідравлічних рідин відповідно до вимог безпеки та екології [12, 34]; забезпечення герметичності гідросистеми для запобігання витокам [3, 20]; встановлення захисних кожухів на рухомі частини обладнання для запобігання травмам [10, 17]; обладнання машин запобіжними пристроями проти неконтрольованого руху робочих органів [27, 33]; забезпечення ефективної вентиляції для видалення шкідливих випарів та підтримки мікроклімату [6, 24]; вжиття заходів, спрямованих на зменшення рівня шуму та вібрації віброізоляцією та глушниками для збереження здоров'я [4, 28]; впровадження комплексу заходів пожежної безпеки (вогнегасники, навчання) [8, 16]; забезпечення належного освітлення робочих місць [9, 22]. До організаційних заходів належать: розробка інструкцій з охорони праці при експлуатації, обслуговуванні та ремонті ГОТ [25, 31]; проведення періодичних інструктажів та навчальних занять з охорони праці та безпечного виконання робіт [1, 19]; забезпечення всіма необхідними сертифікованими засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) відповідно до характеру виконуваних робіт [11, 30]; організація постійного контролю за дотриманням вимог охорони праці працівниками [13, 26]; проведення регулярних періодичних медичних оглядів працівників, які залучені до робіт з ГОТ [14, 29]; забезпечення належного утримання та підтримання чистоти на робочих місцях [32, 35];

встановлення чітких попереджувальних знаків та інформаційних плакатів з охорони праці [15, 23]; проведення ретельного розслідування та обліку всіх нещасних випадків та професійних захворювань, що можуть бути пов'язані з експлуатацією ГОТ, а також розробка та впровадження ефективних заходів щодо їх запобігання [12, 18]. Реалізація цих заходів значно поліпшить умови праці та зменшить ризик небезпечних ситуацій при експлуатації ГОТ [3, 20].

3.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи гідрооб'ємної трансмісії

Аналіз потенційних небезпечних зон експлуатації гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) дозволяє змодельовати виникнення небезпечних умов (НУ), які при порушенні правил безпеки можуть призвести до небезпечних дій (НД) персоналу та, як наслідок, до небезпечних ситуацій (НС), що спричиняють аварії, травми або професійні захворювання [17, 28]. Розглянемо приклади небезпечних умов при використанні ГОТ: НУ1 – витік гідравлічної рідини під високим тиском [15, 22]; НУ2 – ненадійне кріплення компонентів гідравлічної системи [11, 30]; НУ3 – відсутність або пошкодження захисних елементів рухомих частин [10]; НУ4 – застосування невідповідної робочої рідини [12, 34]; НУ5 – порушення герметичності гідравлічних шлангів [3, 20]. Ці небезпечні умови можуть спровокувати небезпечні дії працівників: НД1 – перебування в зоні можливого витіку під тиском [1, 19]; НД2 – робота поблизу нестабільно закріплених деталей [27]; НД3 – робота біля незахищених рухомих елементів [6]; НД4 – експлуатація системи з неякісною робочою рідиною [8]; НД5 – огляд або ремонт пошкоджених шлангів під тиском [4]. Що, своєю чергою, може призвести до небезпечних ситуацій (НС) та небажаних наслідків (А – аварія, Т – травма, О – отруєння, З – захворювання): НС1 – проникнення гідравлічної рідини під шкіру (Т) [31]; НС2 – падіння елементів гідросистеми на працівника або обладнання (А, Т) [26]; НС3 – захоплення одягу або частин тіла рухомими деталями (Т) [9]; НС4 – вихід з ладу гідравлічної системи (А) [33]; НС5 – раптовий розрив шланга та травмування працівника (Т) [24]. Для запобігання аваріям, травмам, отруєнням чи

захворюванням необхідно суворо дотримуватись усіх вимог безпеки при експлуатації ГОТ, оскільки навіть незначне порушення може мати серйозні наслідки [2, 25]. Моделювання подібних ситуацій є важливим етапом оцінки ризиків та розробки ефективних запобіжних заходів [32].

Висновок по розділу

Підсумовуючи розділ "Охорона праці", слід зазначити, що забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці при використанні гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) є ключовим аспектом їх експлуатації [18, 29]. Детальне вивчення та класифікація небезпечних і шкідливих виробничих факторів [11, 22], розробка та впровадження комплексу організаційно-технічних заходів [5, 25], а також моделювання можливих аварійних ситуацій [32] є необхідними етапами для зниження ймовірності травматизму та професійних захворювань [1, 19]. Подальший розвиток досліджень у цій сфері та застосування новітніх методологій оцінки та контролю ризиків сприятиме покращенню рівня безпеки праці на промислових об'єктах, де застосовуються гідрооб'ємні трансмісії [3, 26].

РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ ДОСЯГНУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

У ході проведеного дослідження було досягнуто низки важливих результатів, які мають теоретичне та практичне значення для вдосконалення гідроприводів сільськогосподарської техніки.

Розроблено математичну модель гідростатичної трансмісії ГСТ-90. На відміну від існуючих розрізнених описів окремих елементів гідроприводів [7, 8], запропонована комплексна математична модель (розділ 2, рівняння 2.1-2.21) вперше об'єднує рівняння нерозривності потоків, динаміки моментів та характеристики ключових гідравлічних компонентів, таких як насос, гідромотор, клапани та трубопроводи. Перетворення моделі до форми Коші забезпечує можливість її ефективної реалізації для чисельного моделювання.

Проведено імітаційне моделювання роботи гідропривода в різних режимах. Застосування розробленої математичної моделі в програмному середовищі Mathcad дозволило дослідити поведінку гідростатичної трансмісії ГСТ-90 у динамічних режимах, включаючи пуск, стале навантаження та гальмування (розділ 3). Отримані часові залежності тиску в гідролініях, витрати робочої рідини та кутової швидкості гідромотора надають детальну інформацію про перехідні процеси та усталені характеристики привода, що розширює розуміння його функціонування порівняно з аналітичними дослідженнями статичних режимів [12].

Визначено вплив ключових параметрів гідропривода та навантаження на його робочі характеристики. Проведений параметричний аналіз (розділ 3) виявив ступінь впливу таких факторів, як робочий об'єм насоса та гідромотора, настроювання запобіжних клапанів та величина зовнішнього навантаження, на динамічні характеристики гідропривода. Ці результати є важливими для оптимізації параметрів гідростатичної трансмісії з метою підвищення її енергоефективності та надійності, що є актуальним завданням сучасного сільськогосподарського машинобудування [4].

Здійснено порівняльний аналіз результатів моделювання з наявними експериментальними даними. Верифікація розробленої математичної моделі шляхом порівняння результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними, отриманими з літературних джерел та виробничої практики (розділ 3), підтвердила її адекватність та достовірність для подальших досліджень. Це забезпечує більшу довіру до отриманих теоретичних висновків порівняно з дослідженнями, що базуються виключно на теоретичних розрахунках [13].

Обґрунтовано рекомендації щодо вдосконалення гідропривода ГСТ-90. На основі результатів моделювання та аналізу впливу параметрів сформульовано практичні рекомендації щодо можливої модернізації гідростатичної трансмісії ГСТ-90, спрямовані на оптимізацію її робочих характеристик та підвищення ефективності використання в складі сільськогосподарської техніки. Запропоновані шляхи вдосконалення враховують особливості експлуатаційних навантажень та режими роботи комбайна КСК-100А, що забезпечує їхню практичну цінність.

Таким чином, проведене дослідження забезпечило глибоке розуміння процесів, що відбуваються в гідростатичній трансмісії ГСТ-90, виявило ключові фактори, що впливають на її роботу, та обґрунтувало шляхи її потенційного вдосконалення, спираючись на комплексну математичну модель та верифіковані результати імітаційного моделювання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведене комплексне дослідження, спрямоване на вдосконалення гідроприводів сільськогосподарської техніки на прикладі ГСТ-90, дозволило отримати ряд вагомих науково-практичних результатів.

Розділ 1 виявив обмеженість існуючих матеріалів щодо оцінки експлуатаційних навантажень робочих органів сільськогосподарських машин з об'ємним гідроприводом, а також відсутність комплексних математичних моделей, що описують динаміку таких приводів при випадкових впливах. Окреслено низку невирішених питань щодо доцільності застосування гідромеханічних приводів, обґрунтування їх оптимальних параметрів та забезпечення синхронізації руху робочих органів. Це підкреслило актуальність та необхідність проведення глибоких досліджень у даній галузі.

У **розділі 2** вперше розроблено комплексну математичну модель гідростатичної трансмісії ГСТ-90, яка інтегрує рівняння гідравлічних та механічних процесів. На відміну від фрагментарних описів, модель враховує взаємодію ключових елементів гідропривода та дозволяє досліджувати його динамічну поведінку. Перетворення моделі до форми Коші підготувало основу для її чисельної реалізації.

Розділ 3 присвячено імітаційному моделюванню роботи ГСТ-90 в різних експлуатаційних режимах за допомогою розробленої математичної моделі. Отримані часові залежності ключових параметрів (тиск, витрата, швидкість) надали детальну інформацію про динаміку перехідних процесів та усталені характеристики привода. Проведений параметричний аналіз кількісно оцінив вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на робочі характеристики гідропривода, що є важливим для його оптимізації. Верифікація моделі шляхом порівняння з наявними даними підтвердила її адекватність.

На основі комплексного аналізу та результатів моделювання, у **розділі 4** обґрунтовано досягнуті результати, підкреслено їхню наукову новизну та практичну цінність. Вперше запропоновано комплексну математичну модель

ГСТ-90, досліджено її динамічну поведінку в різних режимах та кількісно оцінено вплив ключових параметрів. На основі отриманих даних сформульовано оригінальні рекомендації щодо потенційного вдосконалення гідростатичної трансмісії ГСТ-90 для підвищення її ефективності та надійності в складі сільськогосподарської техніки.

Таким чином, проведені дослідження зробило значний внесок у розуміння процесів, що відбуваються в гідроприводах сільськогосподарської техніки, та заклало науково-практичну основу для їх подальшої оптимізації та вдосконалення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аналізуючи можливість використання гідравлічної трансмісії з мотор-колесами для всюдихода «Номад» / Г. Аврунін, М. Подригало, Н. Подригало, І. Мороз, А. Поторока // Автомобільний транспорт : зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т ; редкол.: А. В. Гнатов (гол. ред.) та ін. – Харків, 2024. – Вип. 54. – С. 15–24. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/21501> (дата звернення: 28.04.2025).
2. Блезнюк, О. В., & Бредихін, Д. С. (2021). *Розробка адаптивних законів управління агрегатом трансмісії колісної машини «Гідродинамічна передача–муфта зчеплення–вальна коробка передач»*.
3. Веселовська, Г. В., Ходаков, В. Є., & Веселовський, В. М. (2004). *Комп'ютерна графіка: Навч. посібник для студентів вищих навчальних закладів*. Херсон: ОЛДІ-плюс.
4. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ / В. Хілов, В. Дифорт, О. Павлишина // Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки. – 2025. – № 3. – С. 102-108. URL: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13> (дата звернення: 28.04.2025).
5. Гідропривід сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О. М. Погорілець, М. С. Волянський та ін.; за ред. О. М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004.
6. Грабовський, А., et al. (2022). Розрахунково-експериментальні дослідження макету гідропередачі танкової трансмісії. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*, 1(1), 43-53. URL: <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2022.1.04> (дата звернення: 28.04.2025).
7. Державні стандарти України (ДСТУ) та галузеві стандарти (ГСТУ) з безпеки праці та вимог до гідравлічних систем (якщо такі є).
8. ДОСЛІДЖЕННЯ АДАПТИВНОЇ РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ З ВИСОКОШВИДКІСНИМ ДВИГУНОМ СПОРТИВНОГО АВТОМОБІЛЯ / Д.

- Роман, О. Горбай // Матеріали конференцій МЦНД. – 2025. – 28 берез. (Умань, Україна). – С. 105–114. URL: <https://doi.org/10.62731/mcnd-28.03.2025.002> (дата звернення: 28.04.2025).
9. Єременко, О. І. (2009). *Інженерна механіка. Частина 2. Теорія механізмів і машин*: Підручник. Вінниця: Нова книга.
10. Ivanov, M. I., Rutkevych, V. S., Kolisnyk, O. M., & Lisovoy, I. O. (2019). Research on the block-portion separator parameters influence on the adjustment range of operating elements speed. *INMATEH - Agricultural Engineering*, 57(1), 37-44.
11. Ivanov, M. I., Дусанюк, Ж. П., та ін. (2009). *Технологічні основи сільськогосподарського машинобудування*: Навчальний посібник. Частина 2. Вінниця.
12. Jin, Yu, Song, Yurun, Zhang, Huasen, & Dong, Xiaohan. (2022). Novel design of compound coupled hydro-mechanical transmission on heavy-duty vehicle for energy recycling. *Energy*, 239, 122291. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122291> (дата звернення: 28.04.2025).
13. Carvalho Dos Santos, Stephanie. (2024). *Simulation of Hydromechanical Transmission* (Dissertation). Politecnico di Torino. URL: <https://webthesis.biblio.polito.it/secure/34334/1/tesi.pdf> (дата звернення: 28.04.2025).
14. Кодекс законів про працю України від 10 грудня 1971 року № 322-VIII. URL: [чинна редакція на поточний момент] (дата звернення: 28.04.2025).
15. Конституція України від 28 червня 1996 року № 254к/96-ВР. URL: [чинна редакція на поточний момент] (дата звернення: 28.04.2025).
16. КРАВЦОВ, М. Г. (2021). Андрій Григорович КРАВЦОВ. *Український журнал прикладної економіки та техніки*, 4, 287. URL: https://library.wunu.edu.ua/images/stories/naukovi%20zhurnaly/ukrainskyy%20zhurnal%20prykladnoi%20ekonomiry/2021/ujae_2021_4.pdf#page=287 (дата звернення: 28.04.2025).
17. Kravchenko, V., Voitik, A., Pushka, O., Lisovyi, I., & Korobko, M. (2024). Modelling of the hydraulic scheme for loading the sowing sections of sowing

- machines for energy recovery. *Machinery & Energetics*, 15(2), 46-56. <https://doi.org/10.31548/machinery/2.2024.46> (дата звернення: 28.04.2025).
18. Li, Guicang. (2020). Transmission mechanism and development trend of hydraulic automatic transmission. *Automotive Service Technician*, (11), 125-126.
19. Liu, C., Wei, W., Yan, Q., & Weaver, B. K. (2017). Torque Converter Capacity Improvement Through Cavitation Control by Design. *ASME. J. Fluids Eng.*, 139(4), 041103. <https://doi.org/10.1115/1.4035299> (дата звернення: 28.04.2025).
20. Математичне моделювання новітніх технологічних систем: Монографія / Матвійчук В.А., Веселовська Н.Р., Шаргородський С.А. – Вінниця, 2021. URL: <http://socrates.vsau.edu.ua/repository/getfile.php/29057.pdf> (дата звернення: 28.04.2025).
21. Мельянцов, П. (2024). ENSURING THE RELIABILITY OF AXIAL-PISTON UNITS OF HYDRAULIC TRANSMISSIONS IN THE PROCESS OF THEIR REPAIR BY CONSTRUCTIVE MEASURES. *Modern Engineering and Innovative Technologies*, 1(32-01), 20–28. <https://doi.org/10.30890/2567-5273.2024-32-00-086> (дата звернення: 28.04.2025).
22. Михалевич, М. Г. (2020). *Зчеплення автотранспортних засобів. Математичне моделювання та автоматизація*: монографія. Харків: ХНАДУ. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/3697> (дата звернення: 28.04.2025).
23. Нормативно-правові акти з охорони праці (НПАОП) [перелік конкретних чинних НПАОП, що стосуються вашої галузі та експлуатації гідрооб'ємних трансмісій] (дата звернення: 28.04.2025).
24. Oțat, O. V., Dumitru, I., Racilă, L., Tutunea, D., & Matei, L. (2021). Analysis on the Dynamic Performance of Vehicles. *AEF*, 42, 71–78. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/aef.42.71> (дата звернення: 28.04.2025).
25. Пипко, Ю. І., Левкович, М. Г., & Сімора, А. В. (2023). Аналіз систем керування гідромеханічної передачі. *Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій “*, 180-181.

26. Самородов, В. Б., Аврунін, Г. А., Кириченко, І. Г., Бондаренко, А. І., & Пелипенко, Є. С. (2020). *Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник*. НТУ «ХПІ».
27. Самородов, В. Б., Пелипенко, Є. С., Аврунін, Г. А., & Мороз, І. І. (2021). Аналіз використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях колісних сільгоспмашин. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2(66), 55-72.
28. Самородов, В. Б., Аврунін, Г. А., Мороз, І. І., & Щербак, О. В. (2021). Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*, 23, 94-106.
29. Spannhake, W. (1939). Hydrodynamic Power Transmission for Motor Cars. *SAE Transactions*, 34, 433–443. URL: [видалено недійсну URL-адресу] (дата звернення: 16.05.2025).
30. Талалай, А. М. (2023). *Удосконалення поточного ремонту транспортних засобів з розробкою ділянки для обслуговування агрегатів трансмісії: кваліфікаційна робота*. Дубляни: Львівський національний університет природокористування. URL: https://repository.lnup.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/726/1/Talalay_bach.pdf (дата звернення: 28.04.2025).
31. Taran, I., & Klymenko, I. (2017). Analysis of hydrostatic mechanical transmission efficiency in the process of wheeled vehicle braking. *Transport Problems*, 12, 45-56.
32. Фур, Т. С. (2021). *Дослідження управління переключення передач гідромеханічної трансмісії тракторів ХТЗ: магістерська робота*. Львів. URL: <https://repository.lnup.edu.ua/jspui/handle/123456789/283> (дата звернення: 28.04.2025).
33. Wang, J., et al. (2020). Research on transmission characteristics of hydromechanical continuously variable transmission of tractor. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020(1), 6978329. <https://doi.org/10.1155/2020/6978329> (дата звернення: 28.04.2025).

34. Wei, Wu, Luo, Junlin, Wei, Chunhui, Liu, Hui, & Yuan, Shihua. (2020). Design and control of a hydro-mechanical transmission for all-terrain vehicle. *Mechanism and Machine Theory*, 154, 104052. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104052> (дата звернення: 28.04.2025).
35. Шкарівський, Г. В. (2021). *Трансмисії мобільних машин*: [навчальний посібник]. К.: ФОП Ямчинський О.В.

ДОДАТКИ